

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

DISEÑO MECÁNICO DE UN SIMULADOR DE EYECCIÓN PARA ENTRENAMIENTO DE PILOTOS DE AVIÓN

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

EDUARDO VALDIVIESO TORRES

ASESOR: Dipl. Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

Lima, julio del 2011

RESUMEN

En la presente tesis se desarrolla el diseño mecánico de un Simulador de Eyección para entrenamiento de pilotos de avión, el cual es parte de uno de los proyectos motivados por la FAP conjuntamente con la sección de ingeniería mecánica de la PUCP en el marco de la mejora tecnológica continua que persigue la institución militar. El principal objetivo del sistema a diseñar es, como lo explica su nombre, el de simular un acontecimiento de eyección, experimentado por un piloto en situaciones de emergencia. Debido al gran número de accidentes ocurridos durante estos procedimientos se hace necesario un entrenamiento adecuado que prepare al piloto ante una situación de eyección real.

El contenido de este trabajo de tesis abarca la selección y cálculo de los elementos más importantes de un simulador que puede impulsar un asiento de eyección con aceleraciones que van desde 1g hasta un máximo de 7 g's. El sistema que se usa para llevar a cabo la simulación está basado en la neumática, por ende el aire a presión es el principal portador de energía. Así mismo, los elementos más importantes en el sistema son dos cilindros neumáticos que, según la función que cumplen, difieren significativamente en su construcción: para el impulso se usó un cilindro neumático ISO 6431 con vástago y doble efecto, de carrera corta pero capaz de transferir toda la energía necesaria para acelerar el módulo del asiento de eyección; el retorno, en cambio, se solucionó con el uso de un cilindro neumático sin vástago el cual, gracias a su gran carrera, se desplaza libremente durante la mayor parte del ascenso del asiento (carrera de impulso) y, una vez terminado éste, controla el descenso a velocidad regulada hasta una posición de reposo. Para permitir su desplazamiento, el asiento posee ruedas a los lados, las cuales viajan a través de los carriles inclinados de la estructura metálica del simulador.

La metodología de diseño utilizada es aquella que se basa en un concepto de solución con suficientes beneficios para el cumplimiento de la función principal y otras exigencias derivadas de las necesidades del diseñador. Se utilizó esta metodología por la ventaja que significa el permitir corregir y mejorar durante todas las etapas del diseño.

Al finalizar la tesis se tienen definidos los principales elementos mecánicos y neumáticos de un simulador de eyección que, de fabricarse, funcionará eficientemente tanto en el aspecto técnico y como en el económico.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO MECÁNICO DE UN SIMULADOR DE EYECCIÓN PARA ENTRENAMIENTO DE PILOTOS DE AVIÓN.**

ÁREA : Diseño # 206

PROPUESTO POR : Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : Eduardo Valdivieso Torres

CÓDIGO : 2005.0313

FECHA : 4 de octubre del 2010



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Con el propósito de salvar su vida los pilotos de aviones de combate se eyectan, es decir salen de la cabina del avión. Este procedimiento de eyección consiste en el escape a alta velocidad que el piloto debe realizar cuando ya no puede controlar su nave.

La falta de preparación para afrontar estas situaciones ocasiona que un considerable número de eyecciones terminen en accidentes graves e inclusive fatales.

El presente proyecto es satisfacer la necesidad de desarrollar un sistema que permita el entrenamiento y la preparación adecuada de los pilotos ante estas situaciones de emergencia. El presente trabajo afronta la problemática teniendo como objetivo el Diseño Mecánico de un Simulador que permita simular las condiciones de la eyección del piloto e impulsarlo junto con el asiento con aceleraciones que puedan ser regulables desde 1g hasta 7g.





TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO MECÁNICO DE UN SIMULADOR DE EYECCIÓN PARA
ENTRENAMIENTO DE PILOTOS DE AVIÓN**

Introducción

1. Estado de la Tecnología y Determinación de los Parámetros de Diseño.
2. Diseño del Simulador.
3. Planos y Especificaciones del Sistema.
4. Costos del Proyecto.

Observaciones y Recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Ing. Benjamín Barriga Gamarra

Asesor



A Dios;

por ser la luz que guía mi camino.

A mis Padres, Hilmer y Teófilo;

por darme tanto amor y apoyo

durante todos los días de mi vida.

A mis hermanos, Zulmira y Mario;

por su amistad y comprensión.

AGRADECIMIENTOS

Sin el apoyo de las siguientes personas, este trabajo no hubiera sido posible.

Gracias,

A mi asesor, el Ing. Benjamín Barriga, por concederme el tema de tesis y por todo el tiempo y consejos que me brindó durante el desarrollo de este trabajo, sus indicaciones y consejos han sido muy importantes.

Al Ing. Jaime Sotelo de la FAP, por ser el motivador de este proyecto y por las correcciones y observaciones que hizo en el mismo.

A Manuel Jiménez, compañero de trabajo en la primera etapa del desarrollo del Simulador, su aporte fue sustancial para concretarlo.

A los Ingenieros Luis Felipe Apostolovich y Erik Cabrera, que durante su período como alumnos en la PUCP desarrollaron una etapa inicial del proyecto.

A mis compañeros de la especialidad, que a través de sus opiniones y distintos puntos de vista me ayudaron a mejorar el contenido de esta tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	i
APROBACIÓN DE TEMARIO DE TESIS	ii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
ÍNDICE DE CONTENIDO	vi
ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xiv
INTRODUCCIÓN	1
1. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO	
1.1. Problemática	3
1.2. Lista de exigencias	4
1.3. Estado de la tecnología	7
1.3.1. Clasificación de los simuladores de eyección	7
1.3.2. Actuadores neumáticos	9
1.3.2.1. Definición y partes principales	9
1.3.2.2. Clasificación	11
1.3.2.3. Cilindros neumáticos sin vástago	14
1.4. Explicación del principio de funcionamiento del sistema	17
1.5. Partes principales	17
1.5.1. Estructura metálica	17
1.5.2. Sistema de impulsión	18
1.5.3. Sistema de frenado y retorno	18
1.5.4. Asiento	19
1.5.5. Sistema de control	19

1.6. Estructura de funciones	21
1.6.1. Caja negra (Black box)	21
1.6.2. Desarrollo de la estructura de funciones	21
1.7. Matriz morfológica	22
1.7.1. Desarrollo de la matriz morfológica	22
1.7.2. Descripción de los portadores de funciones	23
1.8. Conceptos de solución	25
1.8.1. Concepto de solución 1	25
1.8.2. Concepto de solución 2	26
1.8.3. Concepto de solución 3	27
1.8.4. Concepto de solución 4	28
1.9. Evaluación de los conceptos de solución	29
1.10. Proyectos preliminares	30
1.11. Evaluación de los proyectos preliminares	31
1.12. Evaluación de proyectos preliminares según VDI 2225	33
1.13. Determinación de los parámetros de diseño del simulador	33
1.13.1. Mecánica de los fluidos compresibles	34
1.13.2. Conservación del momentum en fluidos	34
1.13.3. Simplificación del análisis: Flujo unidimensional	35
1.14. Dimensionamiento para alcanzar la aceleración requerida	37
2. DISEÑO DEL SIMULADOR	
2.1. Diseño de la impulsión	41
2.1.1. Planteamiento del actuador de impulsión	42
2.1.2. Verificación del vástago del actuador de impulsión	47
2.1.3. Cálculo del aire consumido	49
2.1.4. Selección del compresor	51
2.1.5. Selección de los tanques acumuladores	53
2.1.6. Selección de la válvula distribuidora principal	54
2.1.7. Preparación del aire comprimido	56
2.1.8. Dimensionamiento de la tubería principal	58
2.2. Diseño del guiado y retorno	

2.2.1. Selección del actuador sin vástago	61
2.2.2. Selección de los rodillos de levas	64
2.3. Secuencia de funcionamiento del sistema de impulsión y retorno	68
2.4. Diseño estructural	69
2.4.1. Rieles	73
2.4.2. Columnas	77
2.4.3. Base de la estructura	79
2.4.4. Planchas de asiento	80
2.4.4.1. Cordones de soldadura en las planchas de asiento	82
2.4.5. Anclajes	82
2.4.6. Cimentación	85
3. PLANOS	
3.1. Lista de planos	87
3.1.1. Planos de ensamble	87
3.1.2. Planos de despiece	87
3.1.3. Planos neumáticos	88
4. COSTOS DEL PROYECTO	
4.1. Costo del diseño	89
4.2. Costo de los materiales	90
4.3. Costo de la fabricación y montaje de la estructura metálica	91
4.4. Costos totales	92
CONCLUSIONES	93
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	95
BIBLIOGRAFÍA	97

ANEXOS

- ANEXO A.1. Lesiones causadas por la eyección
- ANEXO A.2. Simulador de eyección ETC
- ANEXO A.3. Especificaciones de los asientos de eyección
- ANEXO A.4. Patentes relacionadas
- ANEXO A.5. Cargas estáticas en cilindros neumáticos normalizados
- ANEXO A.6. Catálogo. Especificaciones del actuador de impulsión
- ANEXO A.7. Catálogo. Especificaciones del actuador sin vástago
- ANEXO A.8. Catálogo. Especificaciones del compresor
- ANEXO A.9. Catálogo. Especificaciones del tanque acumulador
- ANEXO A.10. Catálogo. Especificaciones de la unidad de mantenimiento
- ANEXO A.11. Catálogo. Especificaciones del lubricador
- ANEXO A.12. Guía sobre la correcta determinación del tamaño de válvulas de distribución
- ANEXO A.13. Catálogo. Especificaciones de la válvula de distribución
- ANEXO A.14. Seguridad en las instalaciones de aire comprimido
- ANEXO A.15. Catálogo. Especificaciones de los rodillos de levas
- ANEXO A.16. Catálogo. Especificaciones de los elementos estructurales
- ANEXO A.17. Determinación del centro de gravedad del módulo móvil
- ANEXO A.18. Resistencia a la tracción de los anclajes
- ANEXO A.19. Cotización de los dispositivos neumáticos
- ANEXO A.20. Cotización de la fabricación de la estructura metálica
- ANEXO A.21. Cotización del compresor
- ANEXO A.22. Cotización del tanque acumulador
- ANEXO A.23. Cotización de los rodillos de levas

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Lista de exigencias para el simulador	4
Tabla 1.2. Tabla de evaluación de conceptos de solución	29
Tabla 1.3. Tabla para evaluación técnica de proyectos preliminares	31
Tabla 1.4. Tabla para evaluación económica de proyectos preliminares	32
Tabla 1.5. Fuerza inicial para la eyección	38
Tabla 1.6. Parámetros cinemáticos del simulador	39
Tabla 2.1. Dimensiones del actuador de seleccionado	44
Tabla 2.2. Características principales del compresor seleccionado	52
Tabla 2.3. Características principales del tanque acumulador seleccionado	54
Tabla 2.4. Características de la válvula distribuidora principal	55
Tabla 2.5. Características de la unidad de mantenimiento combinada	57
Tabla 2.6. Características del rodillo de levas seleccionado	67
Tabla 4.1. Costos del diseño del simulador de eyección	89
Tabla 4.2. Costos de los materiales del simulador de eyección	90
Tabla 4.3. Costo total del simulador	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura i.1:	Sistema de simulación de eyección realizado en Perú	2
Figura 1.1:	Simuladores que usan cartuchos pirotécnicos para la impulsión	8
Figura 1.2:	Simuladores con dispositivos de impulsión neumáticos	9
Figura 1.3:	Torre de pruebas de Martin Baker	9
Figura 1.4:	Ejemplos de símbolos para representar actuadores neumáticos	10
Figura 1.5:	Vista de corte de un actuador estándar según ISO 6432	11
Figura 1.6:	Cilindros neumáticos estándar	12
Figura 1.7:	Cilindro multi-posición	12
Figura 1.8:	Vista esquemática de un cilindro tándem	13
Figura 1.9:	Vista de corte de un fuelle con dos circunvoluciones	13
Figura 1.10:	Funcionamiento de un cilindro de impacto	14
Figura 1.11:	Vista esquemática de un cilindro sin vástago del tipo carro-pistón	15
Figura 1.12:	Circuito de control negativo para un cilindro sin vástago	16
Figura 1.13:	Otros tipos de cilindros sin vástago	17
Figura 1.14:	Partes principales del simulador de eyección	20
Figura 1.15:	Descripción de la función total	21
Figura 1.16:	Estructura de funciones del simulador	21
Figura 1.17:	Representación del concepto de solución 1	25
Figura 1.18:	Representación del concepto de solución 2	26
Figura 1.19:	Representación del concepto de solución 3	27
Figura 1.20:	Representación del concepto de solución 4	28
Figura 1.21:	Diagrama de evaluación de proyectos preliminares	33
Figura 1.22:	Perfiles de flujo	36
Figura 1.23:	D.C.L. del asiento al momento de la impulsión	37
Figura 1.24:	Zonas importantes para el recorrido del asiento	40
Figura 2.1:	Esquema neumático del sistema de impulsión	43
Figura 2.2:	Sello de velocidad	45
Figura 2.3:	Vista de los elementos internos de un actuador de doble efecto	46
Figura 2.4:	Esquema del actuador con la brida posterior modificada	46
Figura 2.5:	Verificación del vástago a pandeo	47

Figura 2.6:	Zonas de pandeo según el método europeo	48
Figura 2.7:	Rango de aplicación de compresores según presión y caudal	51
Figura 2.8:	Esquema en corte de un compresor de émbolo oscilante	52
Figura 2.9:	Disposición de los acumuladores en la instalación neumática	54
Figura 2.10:	Principio de funcionamiento de la electroválvula PROSPECTOR	56
Figura 2.11:	Esquema de la línea de distribución al actuador de impulsión	58
Figura 2.12:	Posición inicial para el pistón del cilindro sin vástago	59
Figura 2.13:	D.C.L del pistón libre en el momento inicial de la impulsión	59
Figura 2.14:	D.C.L. del pistón libre durante la impulsión	60
Figura 2.15:	Esquema del sistema de control del actuador sin vástago	61
Figura 2.16:	D.C.L. del ensamblaje módulo móvil y el carro del actuador sin vástago	62
Figura 2.17:	Posibles cargas sobre el carro del actuador sin vástago	63
Figura 2.18:	Esquema secuencial del despl. del carro del actuador sin vástago	63
Figura 2.19:	Corte en sección del actuador sin vástago seleccionado	64
Figura 2.20:	D.C.L. del módulo móvil al momento de la impulsión	65
Figura 2.21:	Disposición y detalle del sistema de guiado	66
Figura 2.22:	Corte en sección de un rodillo de levas	67
Figura 2.23:	Esquema simplificado de la secuencia de funcionamiento del sistema de impulsión y retorno	68
Figura 2.24:	Estructura metálica modular del simulador	69
Figura 2.25:	Vista del plano usado para el análisis de la estructura	70
Figura 2.26:	Diagrama de la disposición 1	70
Figura 2.27:	Diagrama de la disposición 2	70
Figura 2.28:	Diagrama de la disposición 3	71
Figura 2.29:	D.C.L. del actuador de impulsión para el cálculo de reacciones sobre la estructura soporte	71
Figura 2.30:	Distribución de las cargas durante 3 instantes del procedimiento	73
Figura 2.31:	Análisis del riel. D.C.L. de la estructura para la Situación 1	74
Figura 2.32:	Análisis del riel. D.C.L. de la estructura para la Situación 2	75
Figura 2.33:	Diagramas de fuerzas normales, fuerzas cortantes y momentos flectores	76
Figura 2.34:	Sección del riel y distribución de esfuerzos sobre el mismo	76
Figura 2.35:	Sección de las columnas	78

Figura 2.36: Esquema de la unión con la base	79
Figura 2.37: Estado de solicitaciones sobre los perfiles de la base	80
Figura 2.38: Base reforzada para soportar torsión	80
Figura 2.39: Vista de la base de la estructura metálica	81
Figura 2.40: Vistas de las uniones soldadas entre los perfiles de la base y las placas de asiento	82
Figura 2.41: Esquema de cargas sobre el simulador para cálculo de anclajes	83
Figura 2.42: Norma para el doblado de las barras de anclaje	85
Figura 2.43: Esquema para el diseño de los cimientos de la estructura metálica	86



LISTA DE SÍMBOLOS

CAPÍTULO 1

m	:	Masa del volumen de control	
F	:	Fuerza sobre el volumen de control	
V	:	Velocidad	
t	:	Tiempo	
P	:	Cantidad de movimiento	
∇	:	Volumen de control	
A	:	Área de la superficie de control	
F_{imp}	:	Fuerza de impulsión	[N]
$m_{asiento}$:	Masa del asiento	[kg]
m_{piloto}	:	Masa del piloto	[kg]
a_{imp}	:	Aceleración del asiento durante el impulso	[m/s ²]
ϕ	:	Angulo de inclinación del riel	[°]
μ_s	:	Coeficiente de fricción estática del asiento con el riel	
t_{1er}	:	Tiempo de salida del vástago durante el impulso	[s]
s_{imp}	:	Longitud de la carrera del actuador de impulsión.	[m]
v_{1er}	:	Velocidad del asiento en el despegue	[m/s]
t_{2do}	:	Tiempo de frenado del asiento	[s]
v_{2do}	:	Velocidad del asiento en el frenado	[m/s]
a_{2do}	:	Aceleración del asiento durante el frenado por gravedad	[m/s ²]
L_{2do}	:	Longitud de desplazamiento libre del asiento	[m]

CAPÍTULO 2

$\phi_{p.i}$:	Diámetro del pistón del actuador de impulsión	[m]
$\phi_{v.i}$:	Diámetro del vástago de actuador de impulsión	[m]
$A_{p.i}$:	Área del pistón del actuador de impulsión	[m ²]

$A_{p,i'}$:	Área anular del pistón del actuador de impulsión	[m ²]
$\lambda_{vástago}$:	Factor de esbeltez del vástago del actuador de impulsión	
$L_{Pandeo.v}$:	Long. equiv. de pandeo del vástago del actuador de impulsión	[m]
$i_{vástago}$:	Radio de giro del vástago del actuador de impulsión	[m]
$L_{Efectiva}$:	Long. efectiva del vástago del actuador de impulsión	[m]
$I_{vástago}$:	Momento de inercia del vástago del actuador de impulsión	[m ⁴]
σ_P	:	Esfuerzo de pandeo	[N/mm ²]
σ_a	:	Esfuerzo de fluencia para acero inoxidable martensítico	[N/mm ²]
σ_B	:	Esf. de pandeo de Euler para el vástago cuando $\lambda_{vástago} = 100$	[N/mm ²]
$\sigma_{Pandeo.v}$:	Esfuerzo de pandeo para el vástago del actuador de impulsión	[N/mm ²]
$\sigma_{Admisible.v}$:	Esfuerzo admisible de compresión en el vástago	[N/mm ²]
$\sigma_{vástago}$:	Esf. de compresión en el vástago del actuador de impulsión	[N/mm ²]
T_n	:	Temperatura del aire a condiciones normales	[K]
p_n	:	Presión del aire a condiciones normales - atmosféricas	[bar]
ρ_n	:	Densidad del aire a condiciones normales	[kg/m ³]
V_{cons}	:	Volumen consumido durante la impulsión	[m ³]
p_{imp}	:	Presión de impulsión	[bar]
Q_{imp}	:	Caudal de aire consumido durante la impulsión	[m ³ /s]
T_I	:	Temperatura del aire asumida durante la impulsión	[K]
C_v	:	Factor de flujo de la válvula distribuidora	[plg ³ /s]
i_{imp}	:	Relación de compresión en el actuador de impulsión	
B_v	:	Factor de caída de presión en la válvula de distribución	
p_A	:	Presión en la cámara A del actuador sin vástago	
v_A	:	Volumen específico en la cámara A del actuador sin vástago	
p_B	:	Presión en la cámara B del actuador sin vástago	
v_B	:	Volumen específico en la cámara B del actuador sin vástago	
k	:	Coef. de expansión isoentrópica en las cámaras del actuador sin vástago	
W	:	Peso del módulo móvil	[N]
M_y	:	Momento generado por la traslación de W al punto de apoyo en el actuador sin vástago	[N.m]
F_{RU}, F_{RV}	:	Reacciones sobre los rodillos guías	[N]

S_0	:	Factor de seguridad estático para los rodillos guías	
C_{0rw}	:	Capacidad de carga estática efectiva	[N]
f_{imp}	:	Factor por característica dinámica de la carga	
R_E, R_F	:	Reacciones en las patas del cilindro del actuador de impulsión	[N]
L_B	:	Longitud de las vigas que soportan el actuador de impulsión	[m]
R_B, M_B	:	Reacciones en el nudo B de la estructura metálica	[N]
R_A	:	Reacción en el nudo A de la estructura metálica	[N]
R_D	:	Reacción en el nudo D de la estructura metálica	[N]
F_{DG}	:	Fuerza en el soporte DG	[N]
I_C	:	Momento de inercia de la sección C del riel	[mm ⁴]
A_C	:	Área de la sección C del riel	[mm ²]
y_C	:	Máxima distancia desde del eje neutro de la sección C del riel	[mm ²]
σ_n	:	Esfuerzo normal a la sección	[N/mm ²]
N	:	Fuerza normal sobre la sección	[N]
τ_C	:	Esfuerzo cortante en la sección	[N/mm ²]
V	:	Fuerza cortante sobre la sección	[N]
σ_f	:	Esfuerzo flector en la sección	[N/mm ²]
M_f	:	Momento flector sobre la sección	[N.m]
σ_{eq}	:	Esfuerzo equivalente	[N/mm ²]
σ_{adm}	:	Esfuerzo admisible	[N/mm ²]
I_L	:	Momento de inercia de la sección L del soporte	[mm ⁴]
A_L	:	Área de la sección L del soporte	[mm ²]
i_L	:	Radio de giro de la sección L del soporte	[mm]
L_L	:	Longitud del soporte	[mm]
λ_L	:	Factor de esbeltez del soporte de la estructura	
ω	:	Factor omega para el cálculo del pandeo	
σ_L	:	Esfuerzo de compresión sobre el soporte	[N/mm ²]
σ_B	:	Esfuerzo último del material	[N/mm ²]
σ_F	:	Esfuerzo de fluencia del material	[N/mm ²]
p_{adm}	:	Presión admisible	[N/mm ²]
p_{apl}	:	Presión de aplastamiento sobre las planchas base	[N/mm ²]

W_{total}	:	Peso total de la estructura del simulador	[N]
$A_{planchas}$:	Área de las planchas base	[mm ²]
W_{AD}	:	Peso del riel	[N]
W_{DG}	:	Peso del soporte	[N]
W_{CG}	:	Peso del arriostre CG	[N]
W_{base}	:	Peso de la base de perfiles I	[N]
P	:	Carga compresiva sobre los fundamentos del simulador	[N]
P_1	:	Carga en los anclajes	[N]
P_2	:	Carga supuesta de volcadura	[N]
H	:	Altura de la estructura de simulador	[mm]
l_1	:	Distancia entre anclajes	[mm]
$\phi_{Anclajes}$:	Diámetro de las barras de anclaje	[mm]
$l_{Anclajes}$:	Longitud de las barras de anclaje	[mm]
B	:	Lado mayor de los fundamentos de la estructura	[m]
b	:	Lado menor de los fundamentos de la estructura	[m]
P'	:	Carga del soporte mas el peso del fundamento	[N]
x_{piso}	:	Carga admisible según el tipo de piso	[N/m ²]

INTRODUCCIÓN

Cuando la aeronave que está maniobrando sufre algún daño, un piloto podría tener que eyectarse para salvar su vida.

Durante la eyección, al piloto se le somete a aceleraciones elevadas las cuales son causadas por el impulso que recibe el asiento del avión al salir disparado de la cabina de mando; naturalmente, el cuerpo humano no está preparado para este tipo de acontecimientos por lo que la reacción inmediata, en muchos casos, es la pérdida temporal de la conciencia. Lamentablemente y muy a menudo, la falta de preparación ocasiona que no se pueda culminar de manera exitosa con el procedimiento de eyección y que las consecuencias para el piloto sean bastante graves (Anexo A.1) y, en algunos casos, fatales.

En el mundo de la aviación militar se ha identificado la necesidad de una preparación adecuada para encarar de la mejor manera acontecimientos de eyección, por eso es que se han patentado y fabricado sistemas y aparatos que permitan simular estos acontecimientos. Las soluciones tecnológicas se presentan dentro de dos grupos: Simuladores de eyección (o Simuladores de asiento de eyección) en los que el piloto es disparado a grandes distancias; y Simuladores de eyección situados en tierra en los que el piloto es disparado a cortas distancias pudiendo retornar hasta su posición inicial luego de completada la simulación. Dentro del primer grupo se encuentran aquellos simuladores en los que el asiento posee cartuchos pirotécnicos para el disparo del asiento; incluidos en el segundo grupo están los simuladores en los que no intervienen cargas pirotécnicas y en los que más bien se utilizan dispositivos mecánicos, neumáticos o hidráulicos para la impulsión.

En el ámbito nacional se ha hecho muy poco por el desarrollo de sistemas de esta naturaleza. Se ha podido identificar un único simulador de eyección basado en un principio de contrapeso (Figura i.1), pero dado que su funcionamiento depende del peso del piloto, las aceleraciones alcanzadas no son siquiera próximas a las que se

experimentan en un procedimiento de eyección real. La solución que se plantea con el presente trabajo permitirá aceleraciones regulables sin depender del peso del piloto en entrenamiento.



Figura i.1: Sistema de simulación de eyección realizado en Perú.

El aporte principal de esta tesis radica en que su uso como módulo de entrenamiento permitirá que los pilotos y aprendices mejoren sus reacciones ante las aceleraciones bruscas a las que podrían ser sometidos si se vieran obligados a realizar un escape de emergencia; de esta manera es muy probable que disminuya el porcentaje de procedimientos de eyección con resultados negativos. Además, con su uso se podrá estudiar la respuesta del piloto antes, durante y después de la eyección, para esto se viene desarrollando un sistema de monitoreo por parte de la FAP que complementa el tema a desarrollar con la presente tesis.

En síntesis, el objetivo que se persigue con este trabajo es el diseñar un sistema que permita simular, de manera controlada, la eyección de un asiento con aceleraciones que puedan ser reguladas según la intensidad del entrenamiento que se desee llevar a cabo.

El simulador diseñado debe ser eficiente desde el punto de vista técnico y económico para así significar una buena alternativa ante la compra de tecnologías similares provenientes del extranjero.

CAPITULO 1

ESTADO DE LA TECNOLOGÍA Y DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DEL DISEÑO

En el presente capítulo se expone la problemática y las soluciones que, hasta el momento, se han desarrollado para afrontar la misma. A partir del análisis del estado de la tecnología actual se obtiene una base para la determinación de los parámetros más importantes del sistema tales como la fuerza necesaria para la impulsión, la distancia recorrida por el piloto y el modelo dinámico del aire como portador de energía para la impulsión. Se hace también una descripción de los elementos principales con los que cuentan los sistemas de simulación de eyección en la actualidad. Adicionalmente, aplicando los principales lineamientos de la metodología generalizada del diseño, se conceptualiza una solución óptima y en base a esta se proyecta un diseño preliminar del simulador.

1.1. Problemática

En la actualidad se tiene registro de un considerable número de accidentes ocurridos durante procedimientos de eyección: 1 de cada 10 pilotos eyectados sufre lesiones graves o la muerte (Anexo A.1). Los procedimientos con resultados no exitosos suceden por varios motivos siendo uno de los principales la falta de preparación del piloto ante estas situaciones de extrema brusquedad. En el país no existen sistemas adecuados para solucionar el problema y aunque en el extranjero sí se encuentran sistemas para la simulación de la eyección (Anexo A.2), estos son de difícil adquisición debido a la poca información acerca de los mismos y sus elevados precios.

1.2. Lista de exigencias

Las exigencias para el sistema se elaboraron bajo los requerimientos del Centro de Desarrollo de Proyectos de la Fuerza Aérea del Perú, institución que actualmente se encuentra trabajando en numerosos proyectos de investigación, siendo la simulación de eyección uno de ellos.

Tabla 1.1. Lista de Exigencias para el simulador.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pag. 1 de 4
			Edición: Rev. 3
PROYECTO:		DISEÑO MECÁNICO DE UN SIMULADOR DE EYECCIÓN PARA ENTRENAMIENTO DE PILOTOS DE AVIÓN	23/6/2009 Revisado: B. B. G.
CLIENTE:		FUERZA AÉREA DEL PERÚ	Elaborado: E.V.T.
FECHA (Cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
FUNCIÓN PRINCIPAL			
23/6/2009	E	Impulsar al piloto para simular una maniobra de eyección con un proceso tipo catapulta.	E.V.T.
23/6/2009	E	La aceleración obtenida en el proceso tendrá un valor regulable entre 1g y 7g's.	E.V.T.
23/6/2009	E	El sistema de frenado será capaz de detener al asiento de manera segura.	E.V.T.
23/6/2009	E	Una vez terminado el procedimiento, el paciente bajará a una velocidad controlada hasta la posición correcta para un nuevo impulso.	E.V.T.
FABRICACIÓN			
23/6/2009	E	Las partes del sistema podrán fabricarse en los talleres del país usando materiales de buena calidad pero de fácil adquisición y tecnología disponible en el medio.	E.V.T.
31/3/2010	D	Se desperdiciará la menor cantidad de material posible durante la fabricación del simulador.	E.V.T.

GEOMETRÍA			
23/6/2009	E	El sistema deberá ocupar el menor espacio posible pudiendo instalarse en una de las locaciones de la FAP.	E.V.T.
PLAZO DE ENTREGA			
31/3/2009	E	Según el cronograma de entregas en los cursos de Proyecto de Tesis 1 y 2.	E.V.T.
FUERZA			
23/6/2009	E	El sistema debe generar una fuerza capaz de impulsar al paciente hasta alcanzar las 7g's como máximo.	E.V.T.
23/6/2009	E	La fuerza generada para la impulsión deberá estar dirigida en la posición de desplazamiento del asiento durante el procedimiento. Las componentes distintas a esta dirección deberán ser minimizadas en la medida de lo posible.	E.V.T.
ENERGÍA			
23/6/2009	E	Se deberá tener potencia suficiente para el impulso inicial y para el gasto en el retorno si es que una inversión en éste fuera necesaria.	E.V.T.
23/6/2009	E	Las pérdidas por fricción son admisibles en tanto permitan el objetivo de la aceleración máxima.	E.V.T.
23/6/2009	E	Se usará energía limpia y de bajo costo.	E.V.T.
CINEMÁTICA			
23/6/2009	E	El movimiento realizado por el piloto deberá ser el más parecido posible al movimiento en un proceso de eyección real.	E.V.T.
23/6/2009	D	El procedimiento consistirá en un movimiento lineal inclinado.	E.V.T.
SEGURIDAD			
23/6/2009	E	Por la seguridad del piloto el proceso de eyección sólo será posible cuando todos los sensores de posición estén activados, es decir cuando el piloto se encuentre en una posición 100% segura.	E.V.T./J.S.

23/6/2009	E	El piloto está obligado a usar todos los implementos de seguridad necesarios para la realización de un procedimiento de eyección.	E.V.T./J.S.
23/6/2009	E	La silla deberá estar apropiadamente equipada con cinturones para que el piloto no pueda despegar en el proceso de simulación.	E.V.T./J.S.
23/6/2009	E	Se amortiguará cualquier impacto que pueda afectar al piloto.	E.V.T.
23/3/2010	D	Los operarios deben contar con una guía de uso que les muestre todas las consideraciones que deben tomar en cuenta para garantizar la seguridad.	J.S.
MONTAJE			
23/6/2009	D	El sistema será de fácil ensamblaje e instalación en el lugar de trabajo. Procurar un equipo desmontable.	E.V.T.
TRANSPORTE			
23/6/2009	D	El sistema podrá ser movilizado fácilmente.	E.V.T.
MANTENIMIENTO			
23/6/2009	E	Se tendrá fácil acceso a las partes que necesiten mantenimiento. Se cuidará que todos los elementos estén en adecuadas condiciones de funcionamiento.	E.V.T.
USO			
23/6/2009	D	El sistema de simulación podrá ser utilizado durante cualquier época del año.	E.V.T.
31/3/2010	D	El ruido producido durante la operación no será excesivo, de manera que no afecte al piloto u operadores.	E.V.T.
ERGONOMÍA			
23/6/2009	E	La posición de los elementos será cuidada para que el piloto no tenga ningún problema durante el procedimiento.	E.V.T.
23/6/2009	E	La interfaz entre máquina y hombre debe permitir controlar el flujo de energía y la recolección de información de manera ergonómica, exigiendo el menor esfuerzo físico posible.	E.V.T.

31/3/2010	E	El tiempo de preparación del Simulador entre procedimientos debe ser el menor posible.	E.V.T.
SEÑALES			
31/3/2010	E	Se contará con tablas y diagramas que indiquen los parámetros que se deben regular durante el funcionamiento del Simulador.	E.V.T./F.A.P.
COSTOS			
23/6/2009	D	Los costos de mantenimiento serán los mínimos posibles. Se procura utilizar la mínima cantidad de componentes necesarios.	E.V.T.

1.3. Estado de la tecnología

Alrededor del mundo se han diseñado equipos que cumplen con varias de las exigencias listadas en el punto anterior. Estos son denominados simuladores de eyección y pueden ser tan simples como mecanismos basados en contrapesos o tan complejos como sistemas con entornos de realidad virtual.

1.3.1. Clasificación de los simuladores de eyección

De la investigación realizada se han identificado claramente dos clases de simuladores de eyección: aquellos que impulsan al ocupante fuera del simulador y aquellos que cuentan con un rango limitado de desplazamiento del piloto sin separarlo del simulador.

Dentro del primer grupo encontramos sistemas en los que la impulsión se realiza gracias a cartuchos pirotécnicos ubicados en la parte inferior del asiento de eyección. Estas simulaciones tienen la ventaja de su gran realismo y los procedimientos pueden ser realizados con el módulo de impulsión detenido o en movimiento. La desventaja es el elevado costo que deriva de su uso, que lo saca del contexto nacional en el que se pretende desarrollar el proyecto y que además limitaría su uso como sistema de entrenamiento. Otra desventaja importante es lo inseguro que resulta ya que no hay un

control sobre la trayectoria que seguirá el asiento una vez separado del módulo de impulsión. En la Figura 1.1 se observan dos sistemas de este tipo.



Figura 1.1: Simuladores que usan cartuchos pirotécnicos para la impulsión.

El segundo grupo abarca los simuladores que utilizan otro tipo de dispositivos diferentes a los pirotécnicos; pueden estar basados en principios mecánicos, hidráulicos o neumáticos. Los sistemas más desarrollados en la actualidad están basados en soluciones neumáticas, hidráulicas, o una combinación de ambas. Estos sistemas son ventajosos debido a que es posible realizar simulaciones continuas con bajos costos involucrados, además las variables pueden ser manejadas y monitoreadas durante el procedimiento con bastante facilidad. En la Figura 1.2 se observan sistemas de este tipo.

Adicionalmente, la firma Martin Baker, que es una de las principales fabricantes de asientos de eyección (Anexo A.3), cuenta con una torre de grandes dimensiones para la prueba de sus asientos. La torre de pruebas combina el uso de cartuchos pirotécnicos con un sistema de guiado durante la mayor parte del desplazamiento del asiento. Una imagen de esta estructura se puede apreciar en la Figura 1.3.

La presente tesis apunta al desarrollo de un sistema que está dentro del segundo grupo debido a las ventajas mencionadas.



a)



b)

Figura 1.2: Simuladores con dispositivos de impulsión neumáticos.

a) Simulador ETC (Anexo A.2) b) Simulador 9E6 de la F.A.A (Ver patente en el Anexo A.4)



Figura 1.3: Torre de pruebas de Martin Baker.

1.3.2. Actuadores neumáticos

1.3.2.1. Definición y partes principales

Un actuador neumático convierte la energía neumática en trabajo mecánico. Estos dispositivos entregan potencia y movimiento a sistemas de todo tipo por lo que son numerosas sus aplicaciones en la industria actual [HESSE, 2001].

Presentan ventajas por la simpleza de su construcción, baja relación de peso sobre potencia, fácil instalación y poco mantenimiento lo que los hace ideales para producir

potentes movimientos en diversos ambientes de operación. Además, la velocidad de trabajo puede ser regulada en un amplio rango y la estanqueidad se asegura sin producir daños en el actuador. Las fuerzas generadas pueden ser sencillamente controladas por una válvula reguladora de presión [NORGREN01].

Por lo general, como se muestra en el símbolo de la Figura 1.4, los actuadores constan de un elemento móvil (pistón con vástago ó pistón solamente), operando dentro de un confinamiento cilíndrico.



Figura 1.4: Ejemplos de símbolos normalizados para representar actuadores neumáticos.
a) Cilindro estándar con vástago - amortiguado. b) Cilindro sin vástago - amortiguado.

La máxima fuerza que puede desarrollar el actuador es determinada por el diámetro del pistón, el máximo desplazamiento lineal depende de la carrera y la máxima presión es condicionada por el diseño y los materiales que componen al cilindro.

En la Figura 1.5 se observa el corte de un actuador neumático típico. El vástago del pistón es endurecido y cromado mientras que el cilindro o camisa está fabricado de acero inoxidable o aluminio. Con la finalidad de implementar acciones de control sobre el movimiento del pistón, la mayoría de actuadores tienen una banda de material magnético rodeando éste; el campo que se genera viajará a lo largo del cilindro según el movimiento del vástago y será percibido por sensores magnéticos instalados en la pared externa del cilindro que, por el contrario, es de material no – magnético. La amortiguación del movimiento, es decir la desaceleración gradual del pistón cuando éste se encuentra próximo al final de su carrera, es proporcionada por la forma constructiva de los componentes internos sumada a la instalación de sellos de amortiguación en los extremos del cilindro o arreglos de válvulas elaborados con esta finalidad [BEATER, 2007].

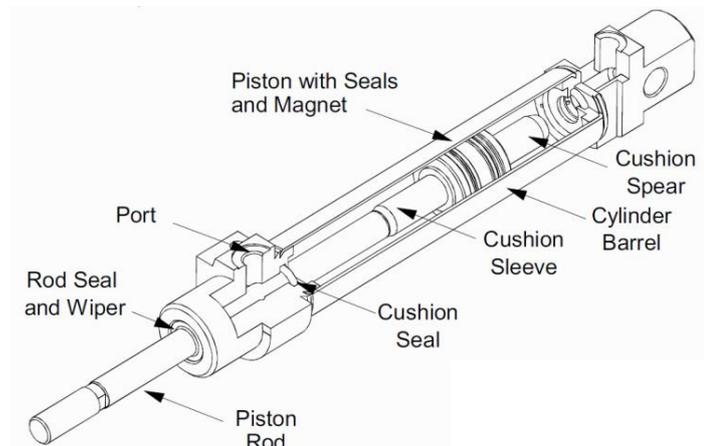


Figura 1.5: Vista del corte de un actuador estándar según ISO 6432.

1.3.2.2. Clasificación

Según el movimiento que permiten desarrollar, los actuadores neumáticos se clasifican en lineales o rotatorios. En la mayoría de aplicaciones se emplean actuadores lineales por las ventajas mencionadas en el punto anterior; por esta razón nos concentraremos en este tipo de dispositivos. Los actuadores rotatorios son usados cuando se necesitan giros recíprocos de hasta 360° y actualmente se encuentran a menudo en aplicaciones de la robótica.

Cilindros estándar. Son los más comunes y presentan variantes según la velocidad y fuerza que se desea obtener con ellos. Uno de los diseños básicos es el cilindro de simple efecto, en los que sólo se tiene una cámara presurizada mientras que en la otra actúa un resorte ó se retorna por acción de la gravedad. Cuando se desea obtener mayor control sobre ambas carreras del vástago se utilizan cilindros de doble efecto; en estos el aire presuriza ambas cámaras pudiéndose generar fuerzas sobre ambas caras del pistón.

En la Figura 1.6 se observan dos ejemplos de las variantes en este grupo de cilindros.

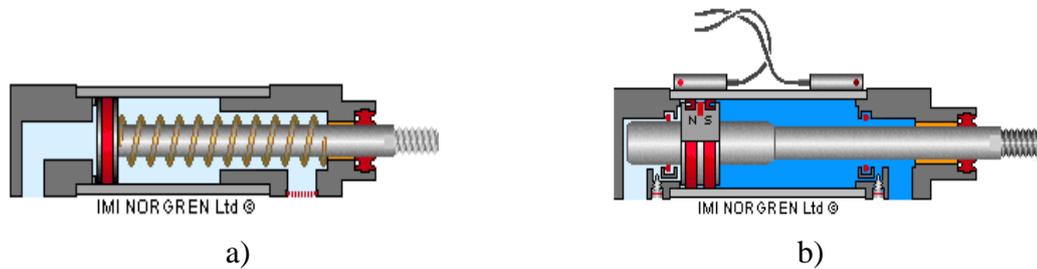


Figura 1.6: Cilindros neumáticos estándar.

- a) De simple efecto con retorno por resorte.
- b) De doble efecto, amortiguado y magnético.

Cilindros sin vástago. Se describen en el siguiente punto por la importancia que tienen para este proyecto.

Cilindros multi-posición. Como se observa en la Figura 1.7 estos cilindros son la alternativa al ensamble en línea de dos cilindros estándar. Proporcionan una mayor longitud de operación puesto que el cilindro también puede desplazarse relativamente a los pistones. Son asimismo conocidos como dúplex o triplex.

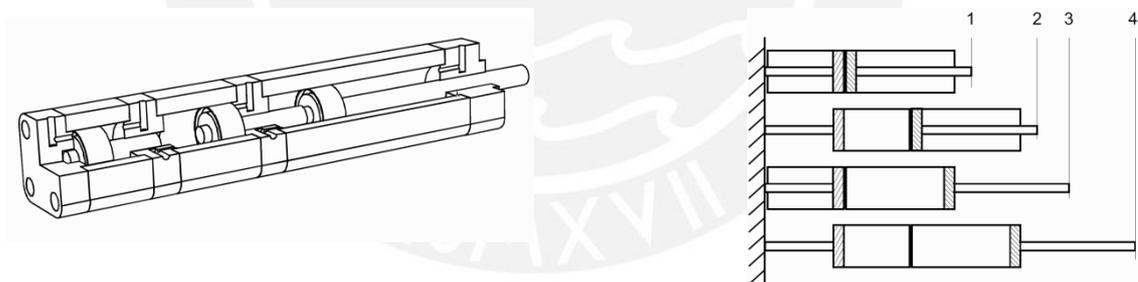


Figura 1.7: Cilindro multi-posición.

- a) Vista en corte. b) Esquema de posicionamiento.

Cilindros tándem. Son usados cuando las dimensiones y presión disponibles no son suficientes como para alcanzar la fuerza requerida durante la operación. Entonces dos pistones pueden ser ensamblados en un vástago común para casi doblar la fuerza generada por el actuador. A diferencia de los cilindros multi-posición sólo se necesitan dos puertos para controlarlo.

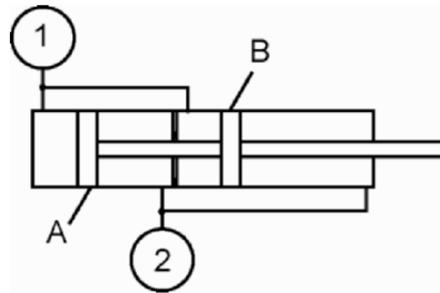


Figura 1.8: Vista esquemática un cilindro tándem; se observan los dos pistones montados en un solo vástago.

Fuelles neumáticos. Son actuadores de simple efecto en forma de concertina que se extienden al momento de inflarse. Debido a que su diseño es bastante simple, los fuelles necesitan muy poco espacio para su instalación y pueden producir poderosos desplazamientos de corta longitud. Están fabricados a partir de hule reforzado con fibras textiles. En la Figura 1.9 se observa un corte que expone las principales partes de un fuelle neumático.

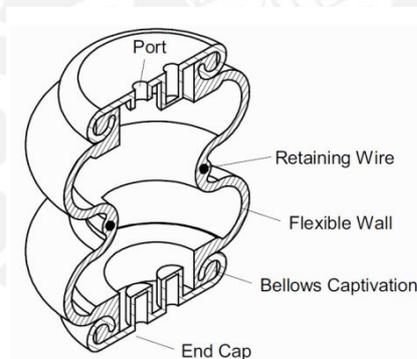


Figura 1.9: Vista de corte de un fuelle con dos circunvoluciones.

Cilindros de impacto. Son actuadores diseñados para entregar una gran cantidad de energía de impacto a partir de la liberación espontánea de un cierto volumen de aire comprimido. Los cilindros de impacto pueden generar un golpe de martillo con velocidades de hasta 10 m/s, una energía de hasta 250 N.m para presiones de 5.5 bar y un diámetro del pistón de 120 mm. Tres etapas de operación definen un cilindro de impacto, como se muestra en la Figura 1.10:

- a) El pistón recogido en el punto de inicio de la carrera.
- b) La cámara encima del pistón se presuriza pero la fuerza ejercida aún no es suficiente debido a la diferencia de áreas entre las caras superior e inferior del pistón. La cámara inferior se encuentra a una presión menor que la superior.
- c) La presión en la cámara inferior cae sólo lo suficiente como para permitir el desplazamiento del pistón y así la presión encima actúa sobre el área total de la cara superior del pistón acelerándolo bruscamente.

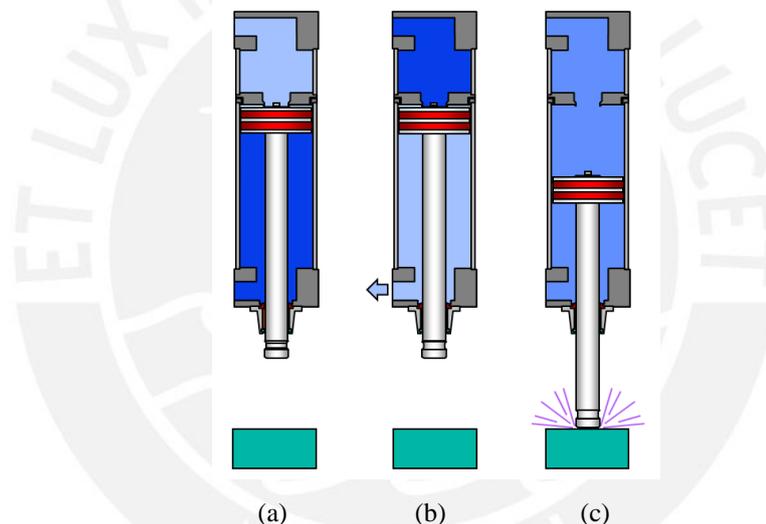


Figura 1.10: Funcionamiento de un cilindro de impacto.

1.3.2.3. Cilindros neumáticos sin vástago

En este caso el movimiento producido por el actuador está contenido en la misma longitud que la ocupada por el cuerpo del cilindro, entonces, los cilindros sin vástago necesitan sólo la mitad del espacio de un cilindro estándar con la misma carrera, por lo que son ventajosos en cuanto a instalación se refiere. Además, como no existe un vástago sometido a compresión no hay que preocuparse por problemas de pandeo pudiendo obtenerse cilindros con carreras muy largas, de hasta incluso 41 metros [ORIGA SERIE OSP – P]. Fundamentalmente, existen 3 variantes de cilindros sin vástago:

Tipo carro – pistón. Su construcción y partes principales se muestran en la Figura 1.11. Estos cilindros cuentan con una ranura a lo largo de toda su longitud de carrera, la misma que permite que el carro y la carga estén rígidamente conectados al pistón a través de pernos. Largos sellos de lámina, que pueden estar fabricados en acero inoxidable, interior y exteriormente al cilindro, previenen las fugas de aire y el ingreso de polvo; estos sellos trabajan separados por el pistón cuando éste se mueve a lo largo de la carrera.

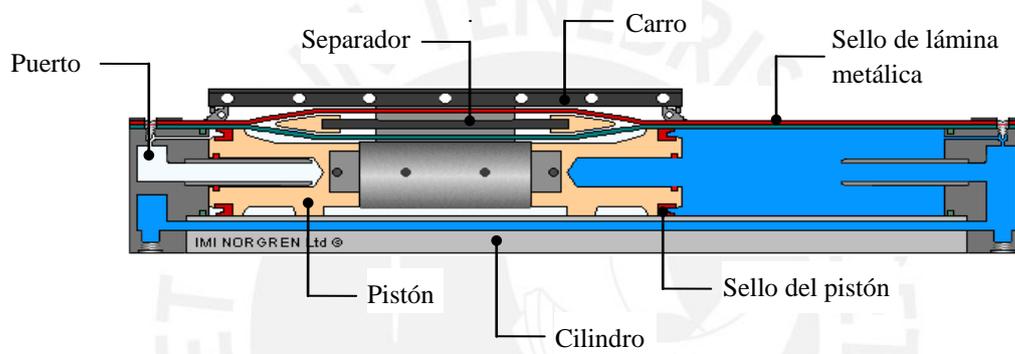


Figura 1.11: Vista esquemática de un cilindro sin vástago del tipo carro – pistón.

La desventaja de este tipo de cilindros es que se presentan mayores fugas que en los del tipo estándar, causadas justamente por la presencia de la ranura a lo largo de toda su longitud; para mejorar la estanqueidad se recomienda aplicar “control negativo”, que consiste en mantener ambas cámaras presurizadas cuando el pistón está detenido y despresurizar una de ellas para moverlo, un ejemplo simple de esto se observa en la Figura 1.12. Este circuito a su vez garantiza buena amortiguación y control sobre la velocidad y aceleración del pistón, que podría dar problemas debido a las longitudes con las que los cilindros sin vástago trabajan.

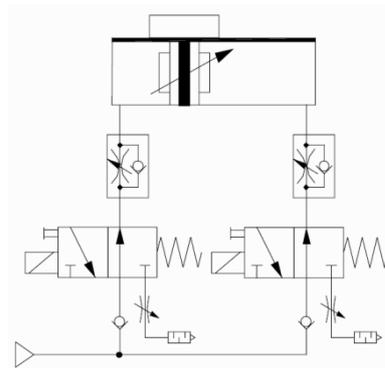


Figura 1.12: Circuito de control negativo para un cilindro sin vástago.

El rango de diámetros que se maneja va desde los 16 mm hasta 80 mm, hay variaciones en la construcción según las características de la carga y el control de la misma. Están disponibles cilindros con amortiguación regulable y con pistón magnético para sensor su ubicación en cualquier punto de la carrera. La mayoría de fabricantes ofrecen válvulas distribuidoras acopladas al cilindro para obtener diseños más compactos.

El carro puede estar internamente guiado o usar guías rodantes externas para cargas mayores. Algunas aplicaciones requieren un mecanismo de bloqueo para prevenir que el carro se desplace en caso de una intempestiva caída de presión. Entonces, se usa un freno desenganchado por presión neumática y activado por la fuerza de un resorte, esto se conoce como cilindros de freno pasivo. Los cilindros de freno activo, en cambio, son enganchados cuando hay una señal de presión.

Tipo cable (Figura 1.13 a). En éstos el pistón jala un cable mientras se mueve; este cable pasa por poleas que lo conectan a un yugo sobre el cual se ensambla la carga a desplazar. A medida que el pistón se mueve en una dirección, el yugo se mueve en la dirección opuesta debido a la disposición de las poleas.

Tipo magnético (Figura 1.13 b). Estos cilindros usan la fuerza de un acople magnético por anillos para transmitir fuerza mecánica y movimiento del pistón al carro. Su ventaja es la completa hermeticidad que presentan debido a que no se hace necesario un orificio entre el cilindro y el carro.

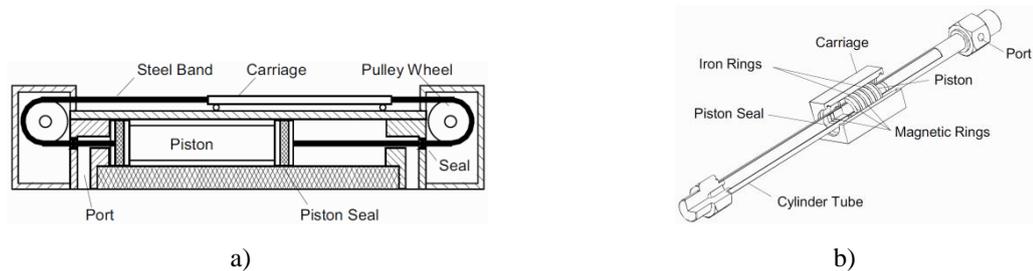


Figura 1.13: Otros tipos de cilindros sin vástago.

a) Vista esquemática de un cilindro tipo cable b) Vista del corte de un cilindro tipo magnético

1.4. Explicación del principio de funcionamiento del sistema

El simulador de eyección que es desarrollado en esta tesis, gracias a un sistema de tipo catapulta, impulsa al piloto con una fuerza determinada por la aceleración que se quiera alcanzar. Se pretende que la aceleración sea regulable: desde 1g como mínimo hasta 7g's como máximo.

Aunque los valores alcanzados en eyecciones reales bordean las 22 g's, no son necesarias tan elevadas aceleraciones para fines de un adecuado entrenamiento.

En primer lugar, el piloto debe estar posicionado correctamente en el asiento de eyección. Una vez asegurada la buena posición, el piloto, junto con el asiento, se desplazará linealmente algunos metros antes de iniciarse el frenado. Un sistema de retorno permite que el piloto y asiento regresen hasta la posición inicial del procedimiento.

El sistema deberá funcionar correctamente y según los parámetros establecidos para pilotos que pesen desde 60 kg hasta 110 kg, en casos que no correspondan a este rango podría haber alteraciones en el funcionamiento normal del simulador.

1.5. Partes principales

Es posible reconocer elementos comunes entre los simuladores en los que el movimiento del piloto es guiado de principio a fin. Por lo general, son 5 los componentes más importantes:

1.5.1. Estructura metálica

Proporciona estabilidad y soporta los distintos elementos simulador; define, además, la distancia que se puede abarcar durante el procedimiento. En la parte frontal de la estructura se encuentra la guía sobre la que desliza el asiento de eyección, también en esta zona están instalados los dispositivos de impulsión, frenado y descenso. Principalmente, el dimensionamiento de la estructura es definido por las sollicitaciones mecánicas que se generan antes y durante la simulación, además por la distancia total que recorrerá el asiento como consecuencia del impulso.

1.5.2. Sistema de impulsión

Transforma la energía neumática o hidráulica en energía mecánica para la impulsión. El aire (o el aceite) es preparado previamente en una instalación que debe ser capaz de elevar y regular la presión según la fuerza requerida en la patada del cilindro. En el presente proyecto necesitamos un cilindro que empuje de manera violenta y por lo tanto que esté diseñado para altas velocidades de funcionamiento, esto implica el uso de materiales no convencionales.

1.5.3. Sistema de frenado y retorno

Este sistema es capaz de frenar el asiento una vez alcanzado el valor de aceleración requerido en el procedimiento y retornarlo a la posición inicial para preparar una nueva simulación. En el presente proyecto se evaluará el uso de varios tipos de sistemas de retorno, entre ellos un cilindro sin vástago de regulación neumática que asciende sin carga y desciende con la única carga del asiento y piloto, la cual es una solución similar a la usada en el simulador fabricado por la firma ETC (Anexo A.2).

1.5.4. Asiento

Existe gran variedad de asientos de eyección según la aeronave para la cual estén destinados (Anexo A.3). Su función es la de posicionar de manera adecuada al piloto y posee una estructura que permite la colocación de elementos de seguridad, monitoreo entre otros. En el caso del simulador diseñado en esta tesis se cuenta con una estructura metálica adicional que sirve de base para el asiento y permite su desplazamiento a través de una guía en la estructura metálica.

1.5.5. Sistema de control

Puede variar en complejidad según los objetivos del proyecto. Fundamentalmente, se pueden citar dos funciones:

- Sensar la correcta posición del piloto en el asiento a fin de evitar posibles lesiones.
- Regular, en función del peso del piloto y la aceleración a alcanzar, los valores de los parámetros que gobiernan el funcionamiento de los actuadores de impulsión y descenso.

Este trabajo de tesis abarca el cálculo y selección de los dispositivos que actúan comandados por el sistema de control, más no los dispositivos necesarios para establecer las directrices del control, lo cual podría ser tema de otra tesis.

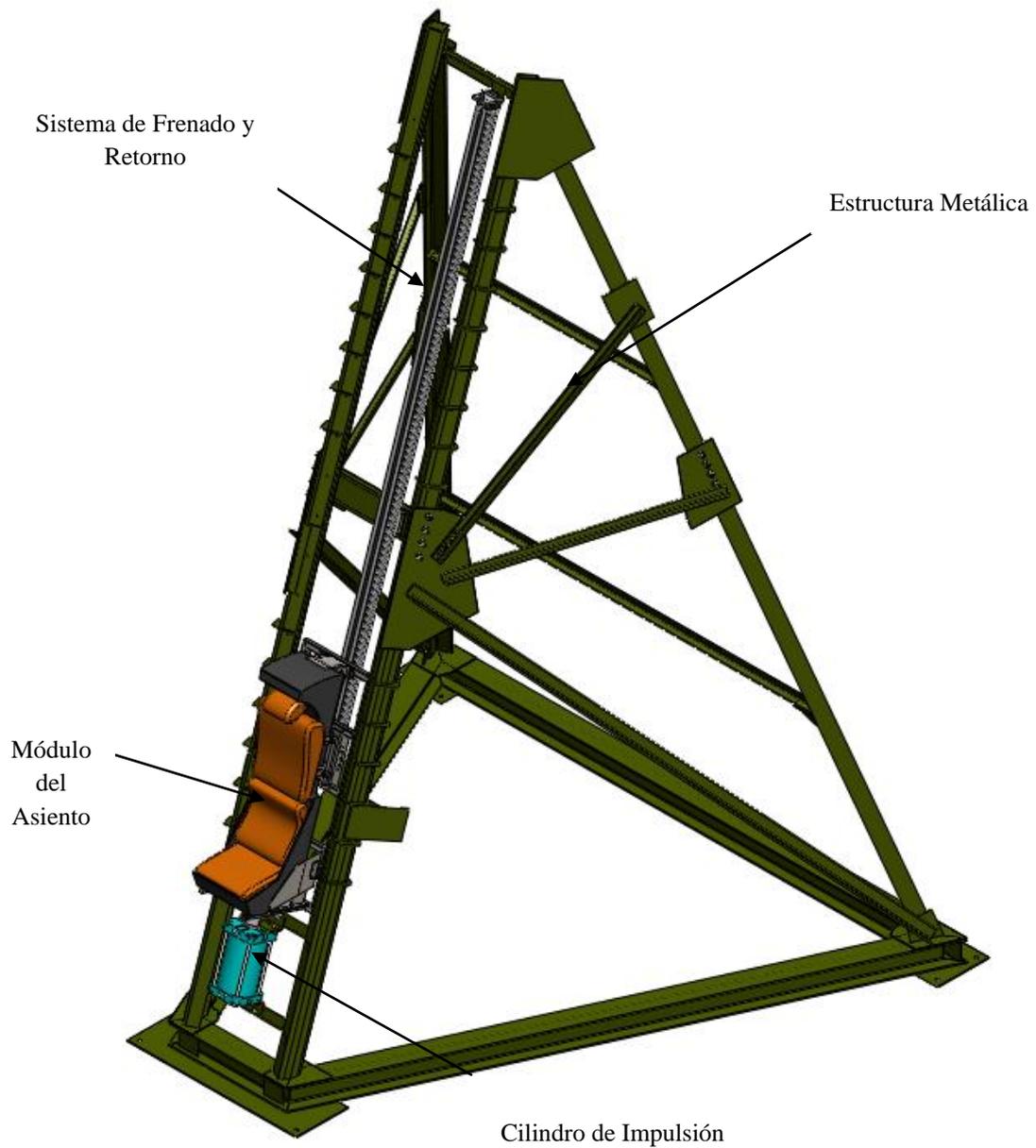


Figura 1.14: Partes principales del simulador de eyección.

1.6. Estructura de funciones

1.6.1. Caja negra (Black box)

El sistema se puede describir como una función total representada por una caja negra en la que se llevan a cabo todos los procesos técnicos del simulador [BARRIGA, 2007].



Figura 1.15: Descripción de la función total

1.6.2. Desarrollo de la Estructura de Funciones

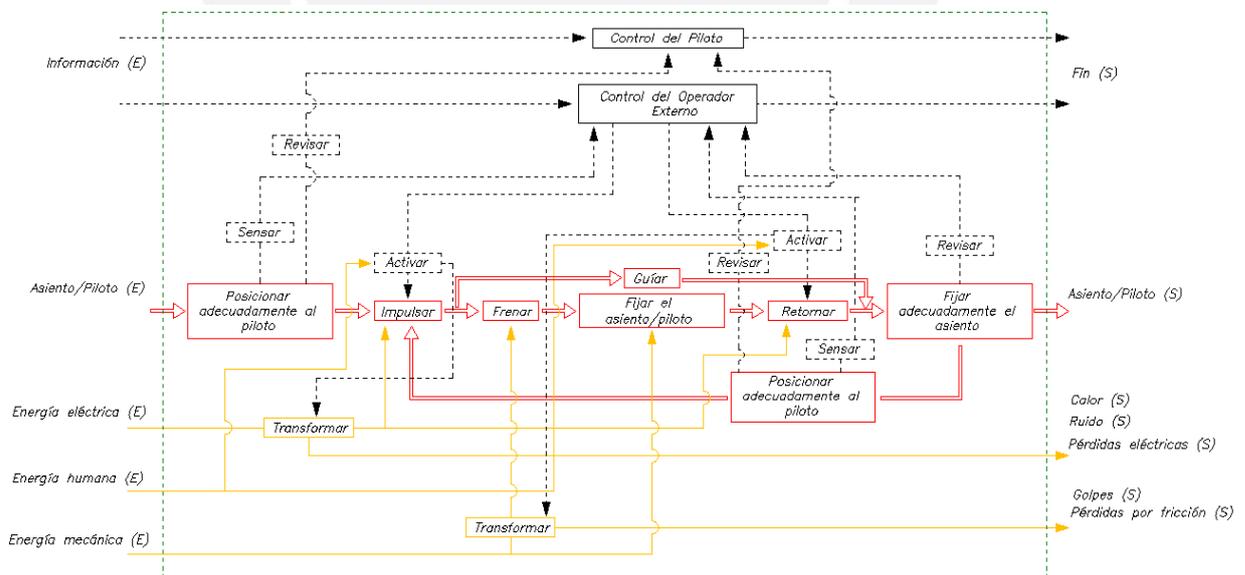


Figura 1.16: Estructura de funciones del simulador.

1.7. Matriz Morfológica

1.7.1. Desarrollo de la Matriz Morfológica

FUNCIONES PARCIALES	PORTADORES DE FUNCIONES (Alternativas de efectos, de portadores, de principios de solución, de formas, de bloques funcionales, etc)					
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6
Posicionar al piloto						
Activar impulso						
Impulsar						
Frenar						
Fijar al asiento y piloto						Sin fijación
Activar retorno						
Retornar						
Fijar el Asiento						

S1

S2

S3

S4

1.7.2. Descripción de los portadores de funciones

Para una mejor comprensión de las soluciones que se generan, es adecuado describir brevemente los portadores de funciones propuestos en la matriz anterior:

Posicionar el asiento

Alternativa 1: Inspección visual.

Alternativa 2: Galgas extensométricas.

Alternativa 3: Sensores de luz.

Alternativa 4: Contactores de activación mecánica.

Alternativa 5: Sensores inductivos.

Activar el impulso de eyección

Alternativa 1: Gancho en el asiento.

Alternativa 2: Con operador desde una estación de control a distancia.

Alternativa 3: Con operador activando manualmente dispositivos de impulso.

Alternativa 4: Encendiendo una mecha.

Alternativa 5: Liberando manualmente una restricción del despegue (Liberar un peso).

Impulsar

Alternativa 1: Dispositivo neumático.

Alternativa 2: Dispositivo hidráulico.

Alternativa 3: Dispositivo pirotécnico.

Alternativa 4: Transformando la energía potencial de un bloque pesado en la energía cinética del asiento.

Alternativa 5: Motor eléctrico.

Alternativa 6: Resortes.

Frenar

Alternativa 1: Restándole velocidad al asiento a partir del impacto y fricción entre superficies.

Alternativa 2: Freno lineal de activación neumática o hidráulica.

Alternativa 3: Dispositivo neumático.

Alternativa 4: Dispositivo hidráulico.

Alternativa 5: Freno de cinta.

Alternativa 6: Freno de zapata.

Fijar el asiento y piloto:

Alternativa 1: Por fricción.

Alternativa 2: Por contacto entre superficies.

Alternativa 3: Válvulas que permiten el flujo en una sola dirección.

Alternativa 4: Enclave mecánico.

Alternativa 5: Adhesivos.

Alternativa 6: Sin fijación. El asiento se frena e inmediatamente se inicia el retorno.

Activar el retorno

Alternativa 1: Con operador desde una estación de control a distancia.

Alternativa 2: Con operador activando manualmente dispositivos de retorno.

Alternativa 3: Liberando manualmente una restricción del retorno.

Alternativa 4: Volante activada manualmente o mecánicamente.

Retornar

Alternativa 1: Dispositivo neumático.

Alternativa 2: Dispositivo hidráulico.

Alternativa 3: Cadenas.

Alternativa 4: Cuerdas o fajas.

Alternativa 5: Contrapeso.

Alternativa 6: Escalera para el descenso del piloto.

Fijar el asiento (Preparar para un nuevo impulso)

Alternativa 1: Superficies desplazables para centrar.

Alternativa 2: Amortiguadores.

Alternativa 3: Dispositivo neumático.

Alternativa 4: Dispositivo hidráulico.

1.8. Conceptos de Solución

1.8.1. Concepto de Solución 1

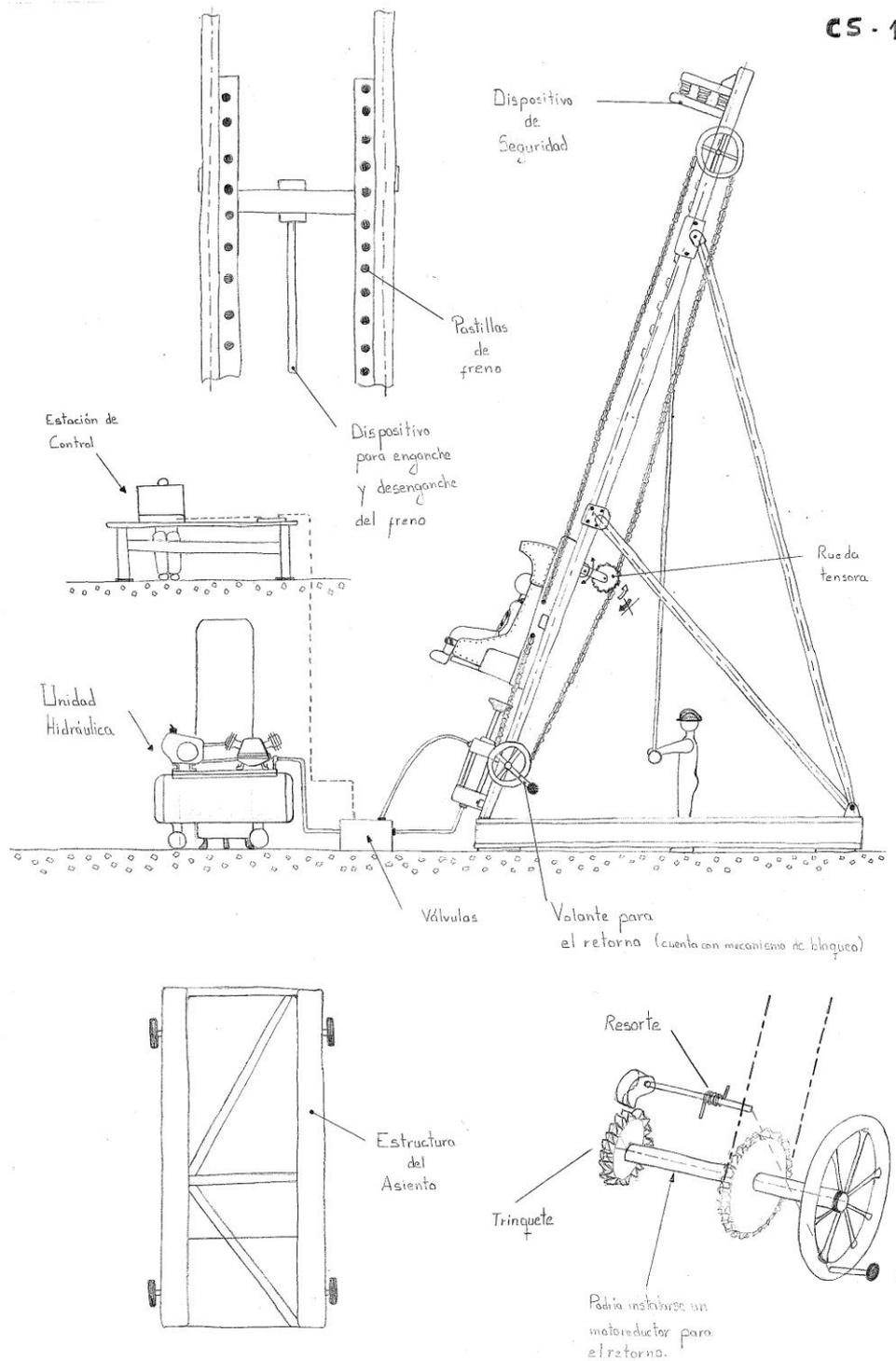


Figura 1.17: Representación del Concepto de Solución 1

1.8.2. Concepto de Solución 2 (basado en [MARTIN, 1949])

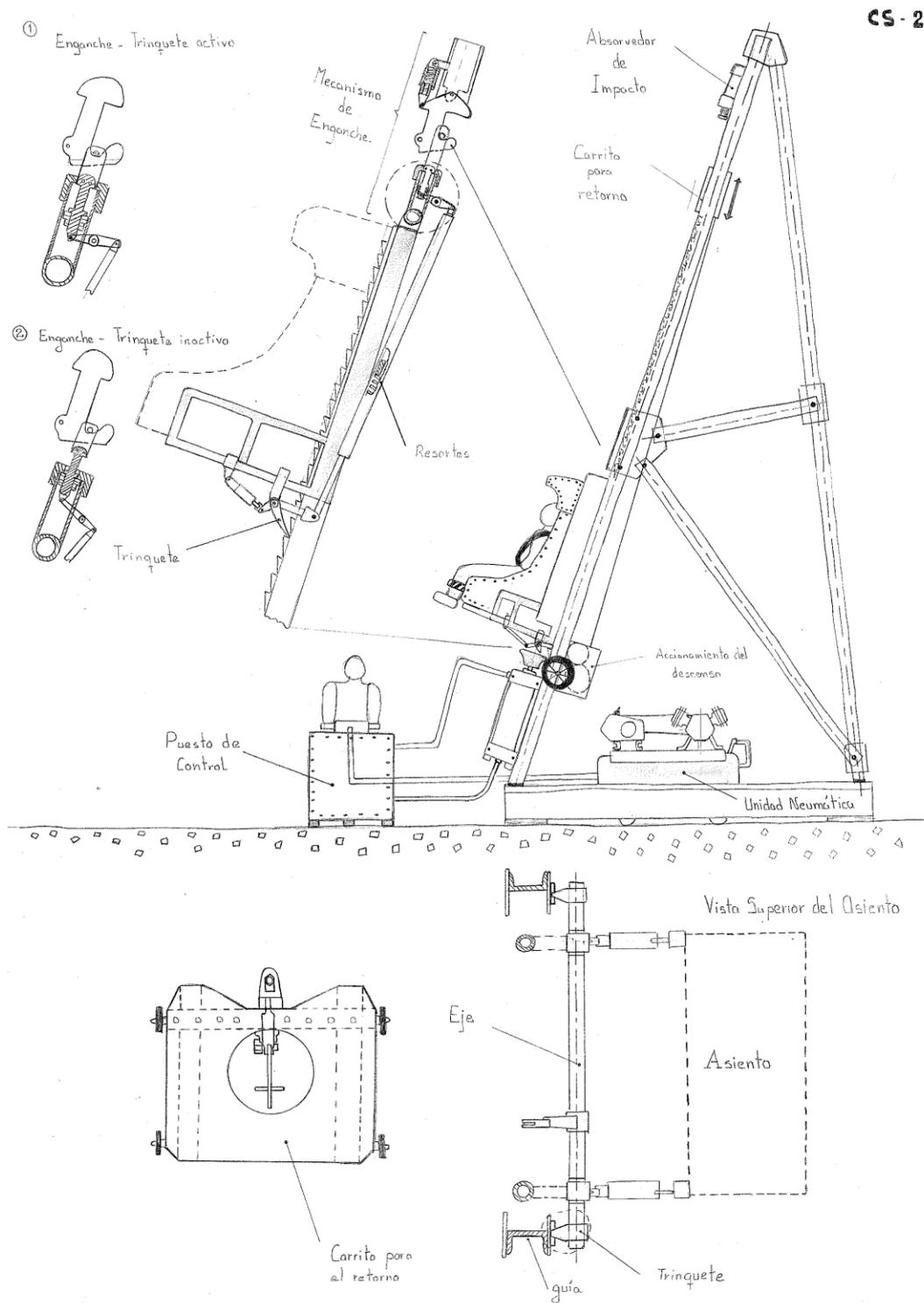


Figura 1.18: Representación del Concepto de Solución 2

1.8.3. Concepto de Solución 3

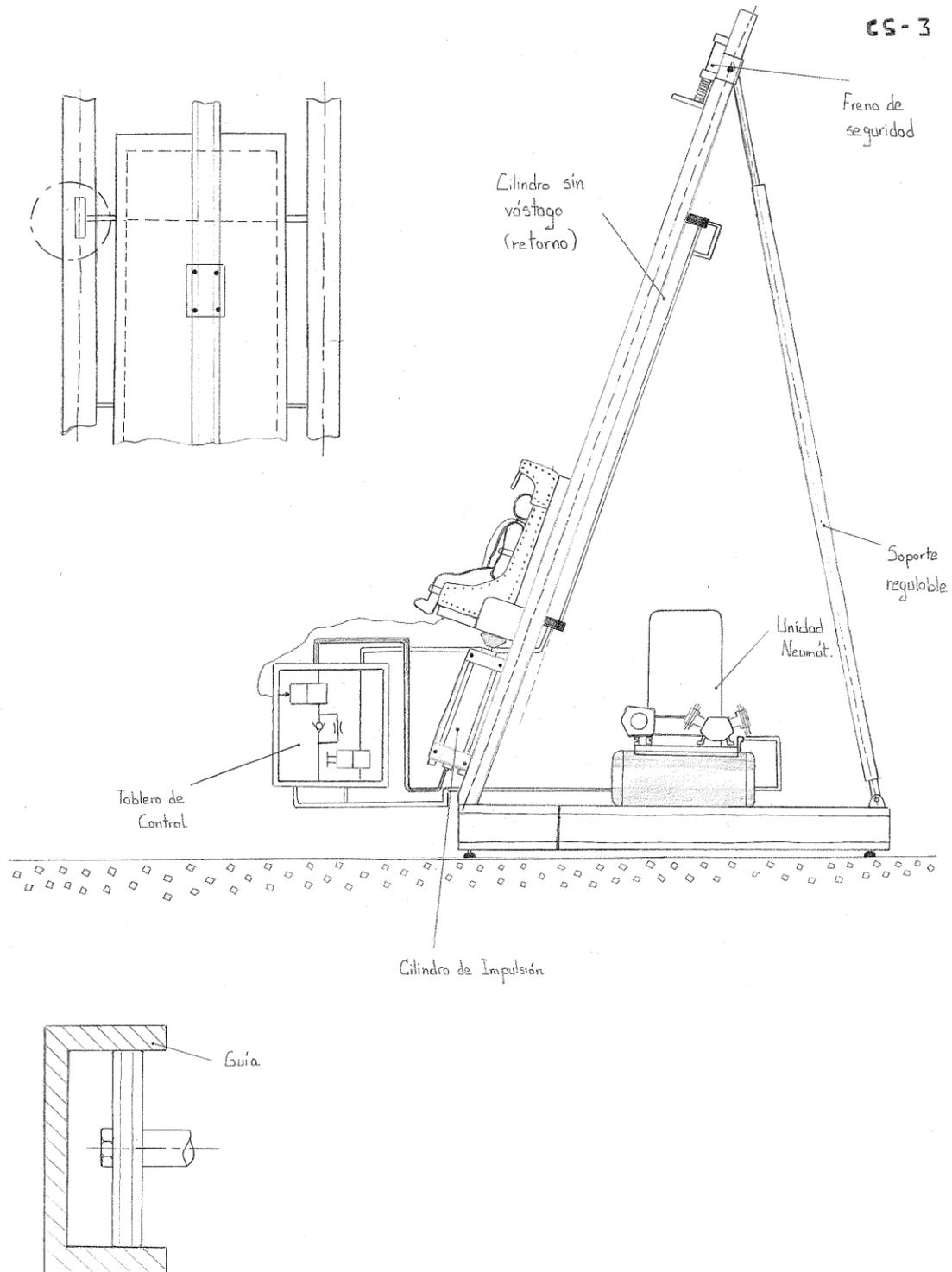


Figura 1.19: Representación del Concepto de Solución 3

1.8.4. Concepto de Solución 4

CS-4

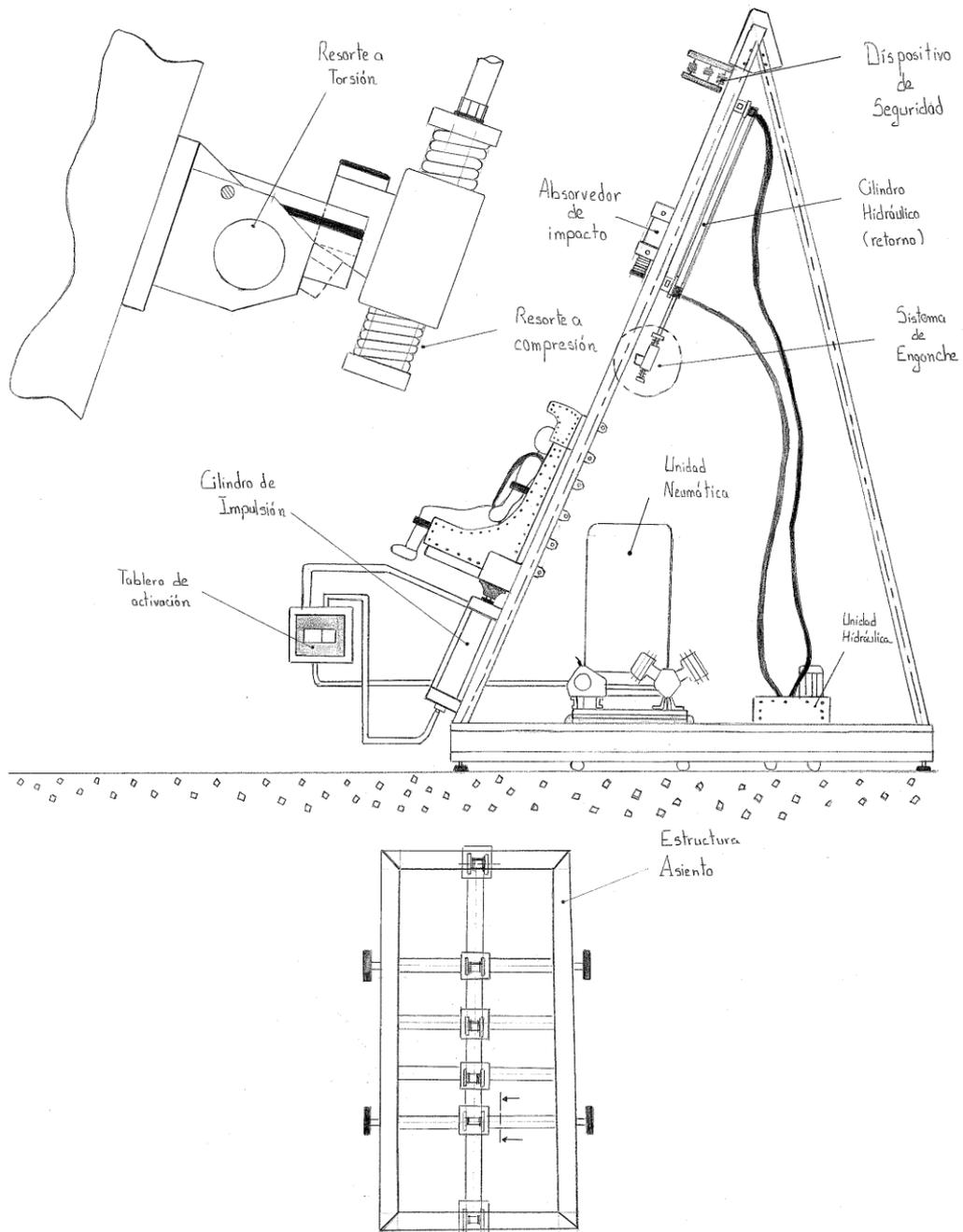


Figura 1.20: Representación del Concepto de Solución 4

1.9. Evaluación de los conceptos de solución

Tabla 1.2: Tabla de evaluación de conceptos de solución

No.		Criterios	Soluciones			
			1	2	3	4
1	Criterios Técnicos	Buen uso de la fuerza o energía	3	3	2	2
2		Seguridad	3	2	3	3
3		Estabilidad	2	2	3	3
4		Repetitividad	2	2	3	2
5		Manipulación	3	2	3	2
6		Confiabilidad	3	2	3	2
7		Facilidad de manejo	2	3	3	2
8		Facilidad de transporte	1	2	3	3
9		Complejidad	2	2	3	3
10		Lista de exigencias	3	3	3	3
11		Posibilidades de automatización	3	2	3	2
12	Criterios Económicos	Número de elementos	1	1	3	2
13		Costos de fabricación	2	2	1	1
14		Número de operarios	2	2	3	3
15		Costo de la tecnología	2	3	1	2
16		Facilidad de montaje	2	2	3	2
17		Facilidad de mantenimiento	2	2	2	2
18		Costos de operación	1	2	1	1
		SUMA TOTAL	39	39	46	40

- 0 = No satisface
 1 = Apenas aceptable
 2 = Suficiente
 3 = Bien
 4 = Muy bien

El concepto de solución 3 supera a los restantes y en base a éste se elaboran a continuación los proyectos técnicos para nuestro simulador.

1.10. Proyectos Preliminares

Proyecto Preliminar 1

- Estructura metálica con articulaciones en la base y en las guías.
- Actuador sin vástago guiado internamente.
- Amortiguador de choques externo al actuador sin vástago.
- Asiento acoplado sólo en un punto.
- Asiento con ruedas guías.
- Estructura metálica de un solo cuerpo con arriostres en las guías
- Garruchas para transportar el sistema.
- Un compresor con dos tanques independientes.

Proyecto Preliminar 2

- Estructura metálica completamente soldada, carece de módulos.
- Dos actuadores en paralelo.
- Amortiguador de choques acoplado a los actuadores sin vástago.
- Asiento acoplado sólo en varios puntos aprovechando los múltiples carros del actuador sin vástago.
- Asiento con ruedas guías.
- El sistema es anclado al suelo.
- Dos compresores y dos tanques independientes.

Proyecto Preliminar 3

- Estructura metálica soldada con módulos inferior y superior que se conectan a través de uniones empernadas.
- Actuador sin vástago con guías externas, con un solo carro.
- Amortiguación de choques generada por instalación neumática y acoplada al actuador de retorno.
- Asiento acoplado sólo en un punto.
- Asiento cuenta con ruedas guías.
- El sistema está anclado al suelo para darle mayor estabilidad.
- Un compresor y dos tanques en línea.

1.11. Evaluación de los proyectos preliminares

Tabla 1.3: Tabla para evaluación técnica de proyectos preliminares

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Diseño y Manufactura
Valor Técnico (x_i)										
Proyecto: Diseño mecánico de un simulador de eyección para entrenamiento de pilotos de avión										
Escala de valores según VDI 2225 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Ideal										
Criterios de Evaluación para diseños en fase de proyectos										
Si: Soluciones / g: peso ponderado / p: puntaje / xi: valor técnico / yi = valor económ.										
Variantes de Concepto/Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal	
			S1		S2		S3		S _{ideal}	
Nr.	Criterios de Evaluación	G	p	gp	p	gp	P	gp	p	gp
1	Función	4	2	8	3	12	3	12	4	16
2	Seguridad	4	2	8	3	12	3	12	4	16
3	Confiabledad	4	2	8	3	12	3	12	4	16
4	Repetitividad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
5	Manipulación	3	3	9	3	9	2	6	4	12
6	Ergonomía	3	3	9	1	3	2	6	4	12
7	Fabricación	3	3	9	3	9	2	6	4	12
8	Facilidad de transporte	2	3	6	1	2	4	8	4	8
9	Facilidad de manejo	2	3	6	2	6	3	6	4	8
10	Pos. de automatización	2	2	4	2	4	2	4	4	8
Puntaje máximo				76		78		79		120
Valor técnico x_i				0,63		0,65		0,68		1
Orden				3		2		1		

Tabla 1.4: Tabla para evaluación económica de proyectos preliminares

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Diseño y Manufactura
Valor Económico (y_i)										
Proyecto: Diseño mecánico de un simulador de eyección para entrenamiento de pilotos de avión										
Escala de valores según VDI 2225 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Ideal										
Criterios de Evaluación para diseños en fase de proyectos										
Si: Soluciones / g: peso ponderado / p: puntaje / xi: valor técnico / y_i = valor económ.										
Variantes de Concepto/Proyectos			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3		Solución 4 S4	
Nr.	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de la tecnología	4	2	8	3	12	2	8	4	16
2	Costos de fabricación	4	3	12	2	8	2	8	4	16
3	Costo de operación	4	3	12	3	12	3	12	4	16
4	Facilidad de montaje	3	3	9	1	3	3	9	4	12
5	Costos del diseño	2	3	6	2	4	2	4	4	8
6	Costo del transporte	1	3	3	1	1	3	3	4	4
Puntaje máximo				50		40		44		72
Valor económico y_i				0,69		0,56		0,67		1
Orden				1		3		2		

1.12. Diagrama de evaluación de proyectos preliminares según VDI 2225

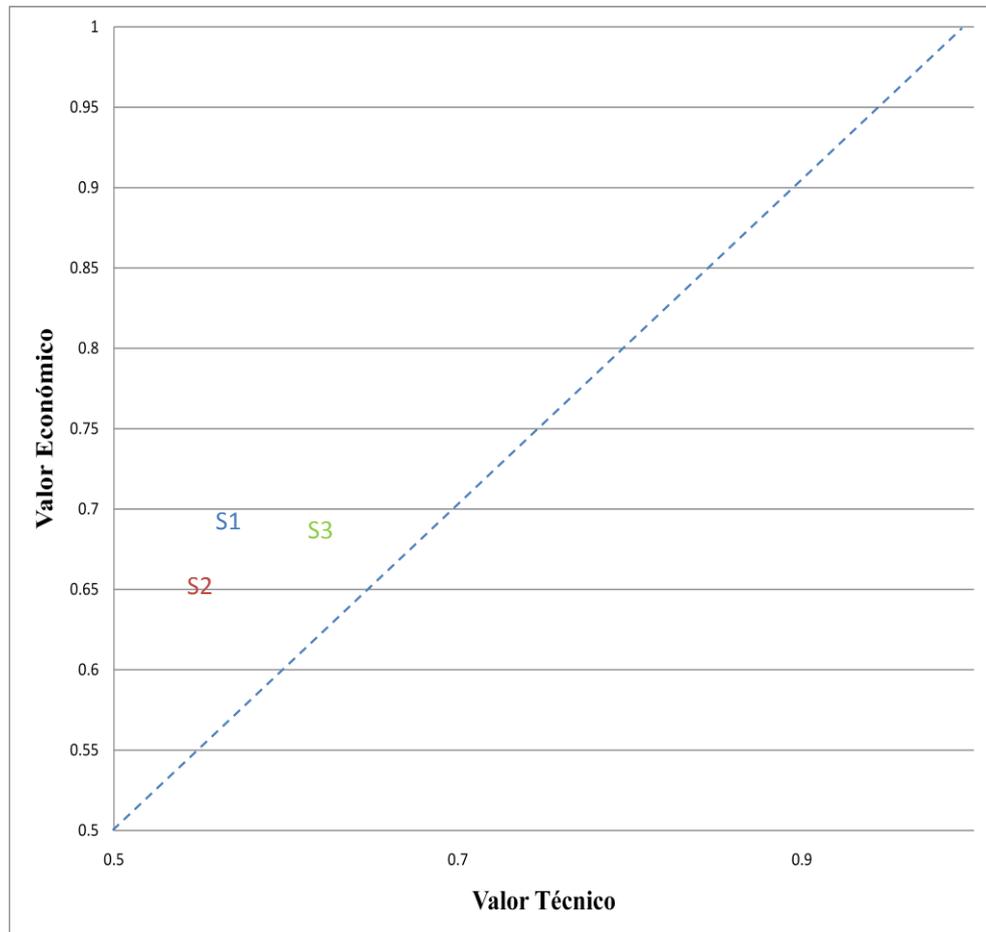


Figura 1.21: Diagrama de evaluación de proyectos preliminares

De lo que se concluye que a solución más óptima corresponde al Proyecto Preliminar 3.

1.13. Determinación de los parámetros del diseño del simulador

En la solución propuesta para el desarrollo del sistema se utiliza la neumática para la impulsión en el simulador. Entonces para determinar los parámetros dinámicos del funcionamiento del sistema es necesario estudiar y desarrollar los conceptos básicos relacionados a fluidos y flujos compresibles y el uso de los mismos como portadores de energía en dispositivos neumáticos.

1.13.1. Mecánica de los fluidos compresibles

La mecánica de los fluidos compresibles es un estudio del flujo que se da cuando ocurren considerables variaciones de densidad en el fluido de trabajo. Con la densidad y la temperatura como variables adicionales, las ecuaciones de la mecánica de fluidos incompresibles deben ser acompañadas con ecuaciones de termodinámica. Una solución al problema en fluidos compresibles requiere la utilización de las ecuaciones de continuidad y momentum, así como también de la primera y segunda ley de la termodinámica y una ecuación de estado de la sustancia involucrada. Las complejidades adicionales introducidas por el trabajo con flujos compresibles requieren que se hagan aproximaciones para simplificar el problema y obtener así resultados fáciles de interpretar. Las aproximaciones del gas perfecto y del flujo unidimensional brindan simplificaciones considerables para las ecuaciones involucradas y resultados que, para muchos problemas de ingeniería, tienen un tolerable grado de exactitud [JOHN, 2006].

1.13.2. Conservación del momentum en fluidos

La segunda ley de Newton del movimiento para una referencia inercial, tal y como se aplica a una masa constante se expresa:

$$\sum F = m * \frac{DV}{Dt} = \frac{D(mV)}{Dt} = \frac{DP}{Dt} \quad (1.1)$$

Donde P es el momentum lineal del sistema. Este resultado puede ser aplicado al volumen de control en un fluido sustituyendo P por X en la ecuación de transporte de Reynolds, con $X = P/m = V$:

$$\frac{DP}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \rho V dV + \iint_{S.C.} V(\rho V \cdot dA) \quad (1.2)$$

Pero como está indicado en la ecuación e.1.1 la razón de cambio en el tiempo del momentum lineal es igual a la suma de todas las fuerzas externas al sistema. De esta manera,

$$\sum F = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \rho V dV + \iint_{S.C.} V(\rho V \cdot dA) \quad (1.3)$$

Debe notarse que debido a que la ecuación de transporte de Reynolds conecta las ecuaciones del sistema a las ecuaciones del volumen de control cuando el sistema y el volumen de control son coincidentes, la suma de las fuerzas externas actuando en el sistema es a la suma de aquellas fuerzas actuando en el volumen de control. Ninguna restricción ha sido planteada sobre la naturaleza de las fuerzas, por eso la sumatoria de fuerzas podría involucrar fuerzas de presión, fuerzas viscosas, gravedad, fuerzas magnéticas, fuerzas eléctricas, tensiones superficiales, etc [JOHN, 2006].

Es importante reconocer que, a diferencia de la ecuación de continuidad la ecuación de momentum es una ecuación vectorial. Por eso cuando se realiza el balance de momentum, debemos definir un sistema de coordenadas adecuado. Sin embargo, como veremos en el siguiente punto, generalmente se trabaja con una sola componente de la ecuación.

1.13.3. Simplificación del análisis: Flujo unidimensional

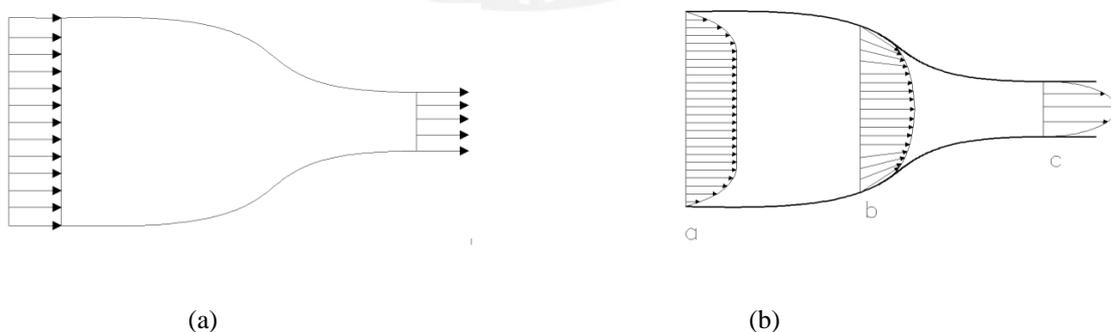
Una solución completa a un problema de mecánica de fluidos compresibles requiere un análisis tridimensional. Sin embargo, incluso para flujo incompresible, una solución completa en tres dimensiones es sólo posible para casos en los cuales hay una geometría simple involucrada. Afortunadamente, un gran número de problemas con flujos compresibles puede ser solucionado usando la aproximación del análisis unidimensional. El flujo en una dimensión implica que sus variables sólo son función de una coordenada en el espacio.

Considérese el flujo en un canal de área variable. Un flujo unidimensional requiere que el perfil de velocidad sea como el mostrado en la Figura 1.22 - (a). En realidad debido a la viscosidad, la velocidad del flujo en la pared debe ser cero. Entonces, el perfil de velocidad es como el mostrado en la figura 1.22 - (b).

Por definición, el análisis de flujo unidimensional elimina los componentes de la velocidad en la dirección Y o Z, como se muestra en el perfil b de la figura 1.22 - (b). En una posición estricta, no debe haber cambios de área en este análisis; sin embargo, mientras más gradual sea el cambio de área en la dirección x, más exacta se vuelve la aproximación unidimensional.

El caso real, mostrado en la Figura 1.22 - (b) perfil b, puede ser reducido a un caso de flujo unidimensional asumiendo una velocidad principal en cada sección del conducto. Es importante notar que el análisis sólo da resultados relacionados a las variaciones en la dirección x, las variaciones normales al flujo son asumidas como despreciables.

El valor de la aproximación unidimensional radica en la considerable simplificación a las ecuaciones de flujo. Muchos problemas complejos pueden ser solucionados de una manera más simple aplicando este análisis [JOHN, 2006].



Figuras 1.22. Perfiles de flujo

1.14. Dimensionamiento para alcanzar la aceleración requerida

El objetivo de este punto es desarrollar un cuadro en el que se especifique, de acuerdo al peso del piloto y la aceleración deseada para el procedimiento, cuál es la fuerza de impulsión necesaria. De esta manera será posible obtener aproximadamente la dimensión principal del simulador con ayuda de algunas ecuaciones de la dinámica.

Se tiene que la magnitud de la fuerza de impulsión está determinada principalmente por la aceleración a lograr, el peso del asiento y el peso del piloto. La aceleración a lograr es regulable ente 1g y 7g.

La masa del asiento corresponde al modelo Mk. 4 del fabricante inglés Martin Baker, el mismo que se pudo medir en las instalaciones de la FAP. Aunque este asiento es bastante antiguo (1957), los modelos no varían sustancialmente entre sí, por lo que el valor de la masa con que se realiza el cálculo es adecuado para echar a andar el diseño.

La masa del piloto corresponde a un rango que se maneja en el diseño de los asientos de eyección, el cual se estima entre 70 y 110 kg.

Con todas estas consideraciones se desarrolla la siguiente ecuación:

$$F_{imp} = (m_{asiento} + m_{piloto})(9,81 * \text{sen}\phi + a_{imp} + \mu_s * 9,81 * \text{cos}\phi) \quad (1.4)$$

$$F_{imp} = (158,04 + m_{piloto})(9,81 * \text{sen}72^\circ + a_{imp} + 0,4 * 9,81 * \text{cos}72^\circ)$$

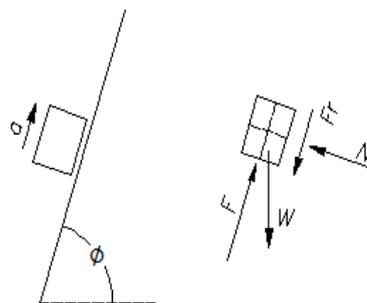


Figura 1.23. D.C.L del asiento al momento de la impulsión.

Tabla 1.5: Fuerza inicial para la eyección (kN)

		Aceleración del asiento (m/s ²)						
		g	2g	3g	4g	5g	6g	7g
Masa del piloto (kg)	70	3,4	5	6,6	8,2	9,8	11,5	13,1
	80	3,6	5,3	7	8,7	10,4	12,1	13,9
	90	3,8	5,6	7,4	9,2	11	12,8	14,7
	100	4	5,9	7,8	9,7	11,6	13,5	15,4
	110	4,2	6,2	8,2	10,2	12,2	14,2	16,2

El valor de la fuerza determinada es uno de los parámetros más importantes para el dimensionamiento de los principales elementos del simulador. El actuador neumático de impulsión y los principales componentes funcionales son calculados en base a éste parámetro.

La dimensión principal del sistema es la necesaria para cubrir el recorrido máximo del asiento. La parte trascendental del recorrido son los primeros metros que es donde el asiento experimenta el empuje del actuador.

Para calcular el tiempo de salida del vástago del actuador neumático se utiliza la siguiente relación, en donde se toma en cuenta la longitud del vástago del actuador seleccionado y la aceleración regulada para el impulso.

$$t_{1er} = \sqrt{\frac{2 * s_{imp}}{a_{imp}}} \quad (1.5)$$

Por análisis de la cantidad de movimiento adquirido en el trayecto de salida del vástago, se puede obtener la velocidad de despegue del asiento.

$$v_{1er} = \frac{F_{imp} \times t_{1er}}{m_{piloto} + m_{asiento}} \quad (1.6)$$

Para el frenado se hace un cálculo sin tomar en cuenta ningún dispositivo de freno, es decir se hace el dimensionamiento asumiendo que el asiento se detiene por acción de la

gravedad, específicamente por el componente paralelo al desplazamiento. Es así que el tiempo de frenado se determina con la siguiente relación:

$$t_{2do} = \frac{v_{2do}}{a_{2do}} \quad (1.7)$$

Finalmente la longitud del frenado, que corresponde a la longitud de desplazamiento libre del asiento después de haber sido impulsado por el vástago del actuador, se halla:

$$L_{2do} = v_{2do} \times t_{2do} + \frac{a_{2do} \times t_{2do}^2}{2} \quad (1.8)$$

Con las fórmulas anteriores, y considerando que la carrera del actuador de impulsión es 0,25 m (ver Capítulo 2: Planteamiento del actuador de impulsión), se genera la Tabla 1.6 para los parámetros cinemáticos fundamentales del sistema.

Tabla 1.6: Parámetros cinemáticos del Simulador.

	Tiempo de impulsión (s)	Velocidad máxima (m/s)	Aceleración en 2do tramo (m/s ²)	Tiempo de frenado (s)	Longitud de frenado(m)
1g	0,23	4,6	-9,3	0,49	1,13
2g	0,16	4,8	-9,3	0,52	1,25
3g	0,13	5,2	-9,3	0,56	1,45
4g	0,11	5,6	-9,3	0,60	1,70
5g	0,10	6	-9,3	0,65	1,94
6g	0,01	6,4	-9,3	0,68	2,18
7g	0,09	6,7	-9,3	0,72	2,43

Tiempo total máximo del recorrido (s)	0,81
Longitud total máxima del recorrido (m)	2,68

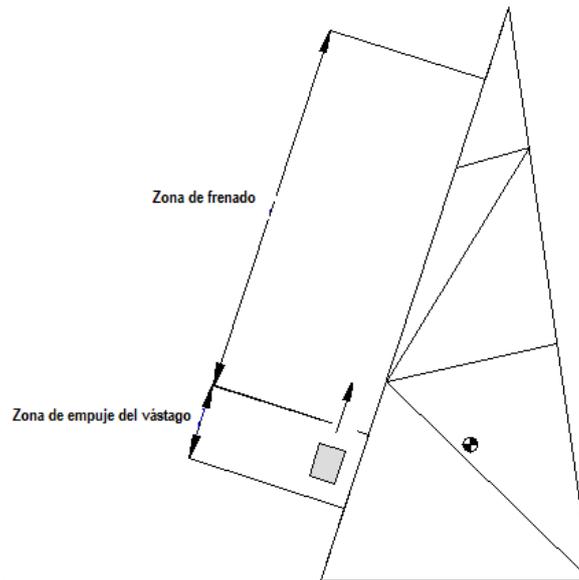


Figura 1.24: Zonas importantes para el recorrido del asiento.

Según los resultados en la Tabla 1.6, la máxima velocidad en el impulso será de 6.7 m/s, esto está dentro de los límites seguros para evitar lesiones en el piloto. [RefWeb01]

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL SIMULADOR

Conocidos los valores que pueden tomar la fuerza de impulsión, la longitud de recorrido del asiento y el tiempo de empuje es que ahora podemos desarrollar el cálculo, selección y verificación de los componentes más importantes del simulador.

El concepto de solución adoptado consiste en la utilización de dos actuadores neumáticos los cuales permiten la impulsión y el retorno de un asiento de eyección, el mismo que, gracias a un conjunto de rodillos de levas, se desplaza sobre guías soportadas en una estructura metálica modular.

2.1. Diseño de la impulsión

El sistema neumático que se plantea funcionará de la siguiente manera:

- a. En primer lugar, se deberá preparar la impulsión comprimiendo aire hasta la presión de trabajo del compresor, este aire irá confinado en un primer tanque acumulador. Luego, con la ayuda de una válvula reguladora de presión se almacenará el aire en un segundo tanque; con esta regulación, se obtendrá una presión adecuada según la aceleración que deseamos alcanzar.
- b. El piloto se ubicará correctamente en el asiento, el mismo que estará posicionado en la parte inferior de la estructura. En esta situación, el actuador estará listo para ser accionado.

c. Mediante el accionamiento de una válvula distribuidora se permitirá el paso del aire comprimido hacia una de las cámaras del actuador neumático de impulsión, el vástago “empujará” el asiento de tal manera que este saldrá impulsado con la aceleración ya antes regulada. Una vez que el vástago haya completado su carrera, el asiento se desplazará libremente sobre los rieles de la estructura metálica.

Para concretar su funcionamiento, el sistema neumático a plantear consta de los siguientes componentes:

- Compresor.
- Unidad de mantenimiento. (Filtro, regulador y lubricador)
- Acumulador o pulmón de aire comprimido.
- Válvula distribuidora.
- Actuador neumático.

Los siguientes puntos de este capítulo presentan los procedimientos de selección y cálculo de los más importantes componentes del sistema de impulsión, el esquema de la Figura 2.1 muestra la disposición de los mismos.

2.1.1. Planteamiento del actuador de impulsión

Se ha considerado utilizar un actuador neumático de doble efecto dimensionado según la norma ISO 6431. Los parámetros empleados para la selección son la carga y la presión máximas de trabajo con los que utilizando la tabla del Anexo A.5 se obtienen las características principales del actuador de impulsión.

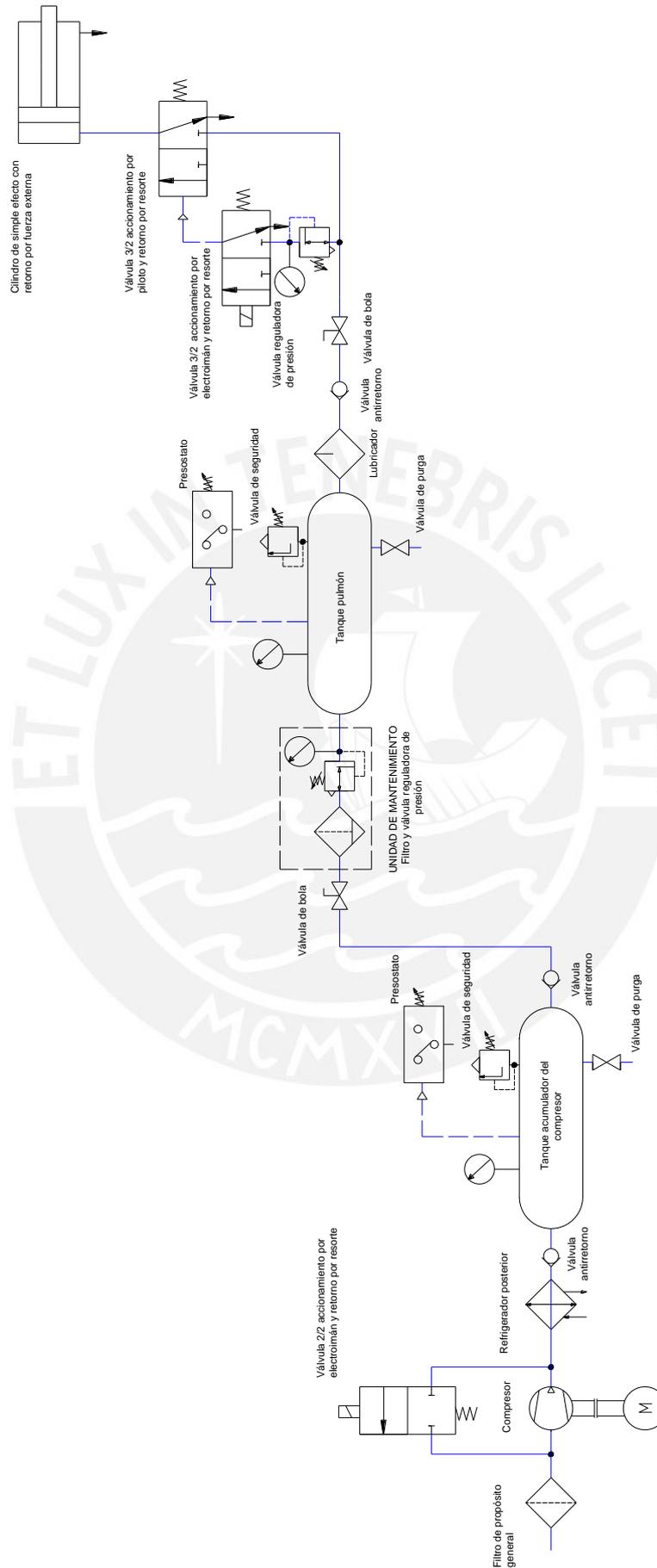


Figura 2.1: Esquema neumático del sistema de impulsión.

Tabla 2.1: Dimensiones del actuador seleccionado.

Dimensionadas normalizadas según ISO 6431		
Diámetro del pistón ($\phi_{p,i}$)	0,2 m	
Diámetro del vástago ($\phi_{v,i}$)	0,04 m	
Área del émbolo ($A_{p,i}$)	314 cm ² (31400 mm ²)	
Área anular ($A_{p,i'}$)	301,4 cm ² (301400 mm ²)	

El dimensionamiento se hizo tomando en cuenta que para aplicaciones dinámicas el empuje requerido se toma como un porcentaje del 50 al 75% del empuje estático teórico que puede generar el actuador [NORGREN02]; de esta forma, en vista de que se necesita cómo máximo una fuerza de 16200 N, se ha seleccionado un componente que puede alcanzar un empuje estático de hasta 18840 N a 6 bares y 37680 N a 12 bares (manométricos).

La carrera, es decir la distancia que le tomará al pistón completar el impulso, es elegida por el usuario. Según las consideraciones realizadas en base al cálculo de la dinámica de la impulsión, esta distancia es:

$$\text{Carrera del pistón } (s_{\text{imp}}) = 0,25 \text{ m}$$

Los requerimientos de la impulsión implican llevar a cabo modificaciones sobre el diseño de un actuador común con el diámetro y la carrera ya determinados. Las altas velocidades (de hasta 7 m/s) inciden sobre la selección de los sellos (*) y la construcción de los puertos por donde ingresa el aire (**); en segundo lugar, la alta presión desarrollable (de hasta 12 bar según lo calculado) es influyente en la selección del material del cilindro (***)

Un actuador neumático NORGREN ha sido seleccionado para el proyecto, el mismo que se modificará para compatibilizarlo con las exigencias físicas del sistema:

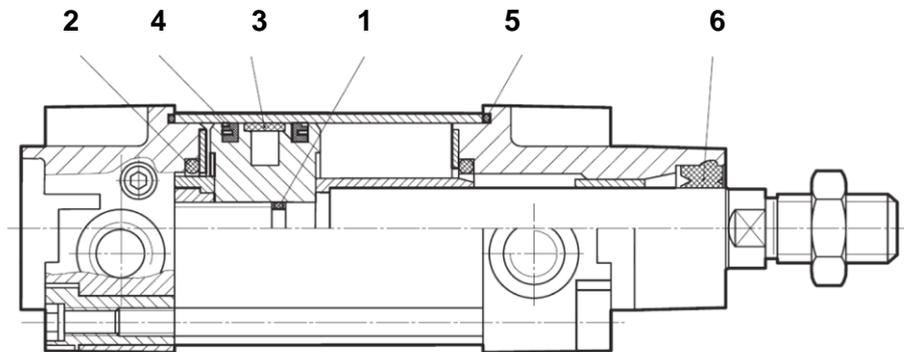
Modificaciones en función de las altas velocidades:

(*) En el pistón se usarán sellos especiales, de muy bajo coeficiente de fricción y que pueden alcanzar altas velocidades sin dañarse. Este par de sellos se importarán desde Alemania por la empresa FLUIDTEK pues no son comerciales en el país. Su construcción consiste en un O-ring de NBR de aproximadamente 70-Shore A, y una banda de PTFE con un 25% de carbón en su composición. Esta consideración es importante porque los sellos instalados en el pistón aseguran la estanqueidad entre las cámaras del cilindro y son, además, los que soportan el mayor desgaste durante la carrera de impulsión.



Figura 2.2: Sello de velocidad (PARKER Perfil OA)

Inevitablemente, todos los sellos estarán expuestos a altas temperaturas debido a que la velocidad que se experimenta durante el impulso es cercana a 7 m/s y por ende el calor producido por la fricción puede elevarse por encima de lo normal. En un caso como éste el fabricante recomienda usar un kit de sellos especiales de VITON, que es un material que soporta temperaturas de hasta 150 °C sin inconvenientes. Para aclarar, en la siguiente figura se observa un corte en sección del actuador neumático y los sellos que lo conforman:



- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| 1. O-ring. | 4. Sellos del pistón. |
| 2. Sello de amortiguación. | 5. Sello del cilindro. |
| 3. Anillo de desgaste. | 6. Sello del vástago/limpiador. |

Figura 2.3: Vista de los elementos internos de un actuador de doble efecto con amortiguación regulable.

(**) Para permitir el flujo del aire comprimido con mínimas pérdidas de presión se modificará la brida posterior del cilindro de tal manera que el puerto de ingreso permita un flujo con la misma dirección que la del desplazamiento del pistón.

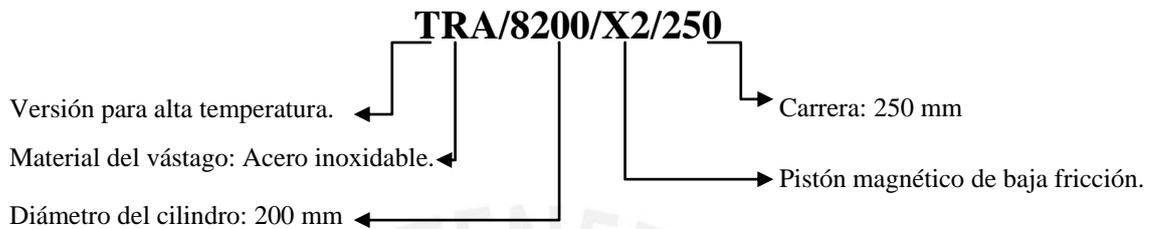


Figura 2.4: Esquema del actuador con la brida posterior modificada.

Modificaciones en función de la alta presión

(***) Si es que las pruebas iniciales del sistema demostrarán la necesidad de alcanzar presiones superiores a los 16 bares, el cilindro del actuador deberá ser fabricado de acero (el cilindro estándar es de aluminio anodizado).

Del catálogo de NORGREN y considerando todas las modificaciones anteriores, el código del actuador seleccionado para nuestro sistema es el siguiente:



2.1.2. Verificación del vástago del actuador de impulsión

El vástago del actuador se encuentra sometido a una carga de compresión durante el impulso, por lo tanto la verificación de este componente es importante para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de impulsión. Con la finalidad de determinar si el análisis se hace por resistencia o por estabilidad se calcula primero el factor de esbeltez del vástago en la posición de trabajo más crítica, es decir, al finalizar su carrera cuando éste se encuentra totalmente extendido:

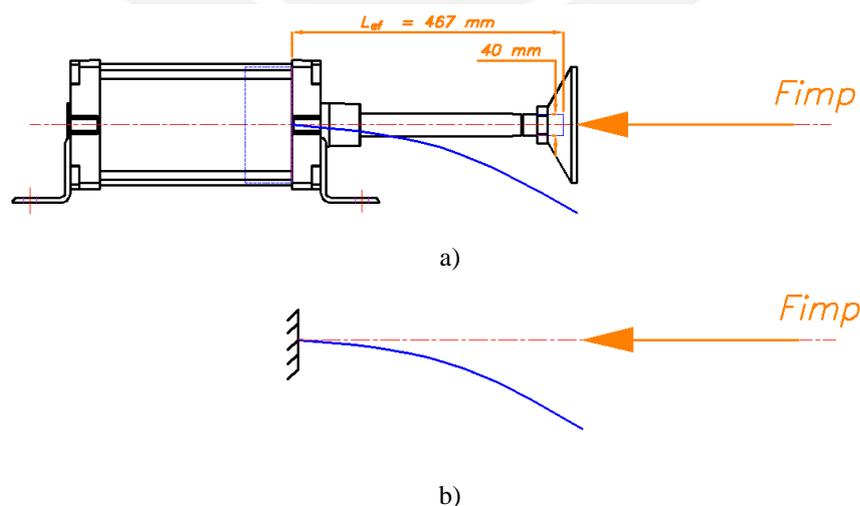


Figura 2.5: a) Vástago sometido a la carga compresiva de impulsión.
b) Esquema de la curva elástica del vástago en el caso de darse el pandeo.

$$\lambda_{vástago} = \frac{L_{Pandeo .v}}{i_{vástago}} \quad (2.1)$$

Como se observa en la ecuación anterior el factor $\lambda_{vástago}$ depende de la longitud de pandeo y el radio de giro de la sección sometida a compresión. Para la $L_{Pandeo .v}$ se toma el valor de la $L_{Efectiva}$ y se multiplica por el factor de apoyo que en este caso es 2 al tratarse de una configuración en el que se tiene un apoyo empotrado y otro libre. De esta manera:

$$\lambda_{vástago} = \frac{2 \times L_{Efectiva}}{i_{vástago}} = \frac{2 \times L_{Efectiva}}{\sqrt{\frac{I_{vástago}}{A_{vástago}}}} = \frac{2 \times 0,470 \text{ m}}{\sqrt{\frac{\pi \times \frac{0,02^4}{4} \text{ m}^4}{\pi \times 0,02^2 \text{ m}^2}}} = 94$$

El método europeo establece unos valores fijos de λ para cualquier material y que limitan estos rangos de la siguiente forma [RODRIG, 2006, b]:

Falla por fluencia	$0 \leq \lambda \leq 60$
<u>Falla por pandeo según una “recta”</u>	<u>$60 \leq \lambda \leq 100$</u>
Falla por pandeo según Euler	$\lambda \geq 100$

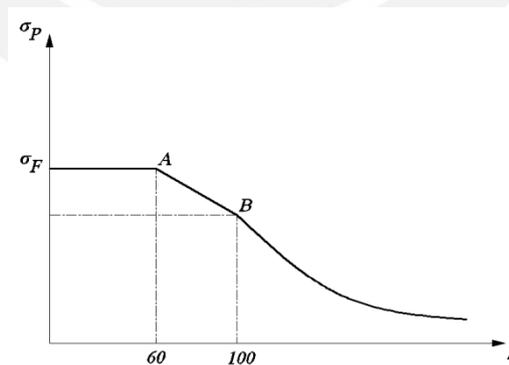


Figura 2.6: Zonas de pandeo según el método europeo. [RODRIG, 2006, b]

Luego, la expresión analítica con la que se determinan los valores de esfuerzo límite en la curva anterior para la porción correspondiente a la recta:

$$(2.2)$$

$$\sigma_p = Cte_1 - Cte_2\lambda$$

En el punto A, el esfuerzo límite es el esfuerzo de fluencia para acero inoxidable martensítico:

$$\sigma_a = 550 \text{ N/mm}^2$$

En el punto B, el esfuerzo límite es el esfuerzo de pandeo de Euler cuando λ es 100 y considerando que al tener una sección circular, el plano crítico de pandeo será igualmente probable para cualquier eje diametral:

$$\sigma_B = \frac{\pi^2 \times E_{st}}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^5}{100^2} = 207,4 \text{ N/mm}^2 \quad (2.3)$$

Utilizando estos valores el esfuerzo límite de pandeo para el vástago:

$$\sigma_{Pandeo .v} = 258,7 \text{ N/mm}^2$$

Y tomando un F.S = 5 para obtener el esfuerzo admisible de compresión:

$$\sigma_{Admisible .v} = 51,74 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo máximo generado durante la impulsión se obtiene de dividir la fuerza máxima de impulsión (Tabla 1.5) entre el área del vástago: $\sigma_{vástago} = 12,89 \text{ N/mm}^2$

Este valor es bastante menor que el esfuerzo admisible, por ende concluimos que el vástago trabajará en un rango seguro.

2.1.3. Cálculo del aire consumido

El aire consumido por el actuador se divide en dos partes: Una primera parte es el volumen que desplaza el pistón multiplicado por la presión absoluta de trabajo, y una segunda parte comprende el volumen de aire no barrido por el pistón, es decir el volumen restante en los puertos de entrada del cilindro, en las cavidades de las válvulas, en las tuberías y en las cavidades en las bridas y el pistón, todos multiplicados por las

presiones manométricas en cada uno de estos componentes. Por practicidad, este gasto se puede estimar como un 5% del volumen total de aire consumido [NORGREN02].

Es importante entender que el cálculo del aire que consume la instalación está referido a aire con volumen normal. Un volumen normal de aire se define a condiciones normales, es decir:

$$\begin{aligned} T_n &= 293 \text{ K} \\ P_n &= 1,013 \text{ bar} \end{aligned}$$

Y la densidad del aire a estas condiciones:

$$\rho_n = 1,293 \text{ kg/m}^3$$

De aquí el volumen total de aire consumido durante la carrera de impulso se puede calcular como sigue:

$$V_{cons} = \left(\frac{\pi \times \phi_{p.i}^2 \times s_{imp}}{4} \times \frac{(P_{imp(max)} + P_n)}{P_n} \times \frac{T_n}{T} \right) \times 1,05 \quad (2.4)$$

$$V_{cons} = \left(\frac{\pi \times 0,2^2 \times 0,25}{4} \times \frac{(12 + 1.013)}{1.013} \times \frac{293}{293} \right) \times 1,05$$

$$V_{cons} = 0,1 \text{ m}^3 \text{ de aire a condiciones normales.}$$

Con la finalidad de establecer la necesidad de aire para alcanzar la máxima velocidad a la presión pico de trabajo (12 bar), el caudal en la cámara de impulsión se determina:

$$Q_{imp} = A_{p.i} \times v_{1er(max)} = 0,0315 \times 6,7 = 0,2105 \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.5)$$

Utilizando la ley de los gases ideales para encontrar el caudal de aire consumido a condiciones normales:

$$\frac{Q_n \times p_n}{T_n} = \frac{Q_{imp} \times (p_{imp} (max) + p_n)}{T_1}$$

Finalmente, despejando Q_n :

$$Q_n = \frac{Q_{imp} \times (p_{imp} (max) + p_n) \times T_n}{T_1 \times P_n} = 2,70 \text{ m}^3/s \quad (2.6)$$

Como se puede observar, la necesidad de aire comprimido es bastante elevada; es por esto que ha sido fundamental que los componentes de la instalación neumática se dimensionen tomando en cuenta los resultados obtenidos.

2.1.4. Selección del compresor

El corazón de toda instalación de aire comprimido es el compresor, pudiéndose tener una variedad de tipos y capacidades según la necesidad [CARNICER, 1980], su función elemental es la de incrementar la presión de un fluido compresible para que pueda ser usado como sustancia de trabajo en una determinada aplicación. Existen dos modos de compresión: intermitente y continua. Dentro del primer grupo se encuentran los compresores de desplazamiento positivo que a su vez se subdividen en reciprocantes y rotativos; en el segundo grupo, el cual es de aplicación más específica, se encuentran los compresores dinámicos y los eyectores [BROWN, 1977].

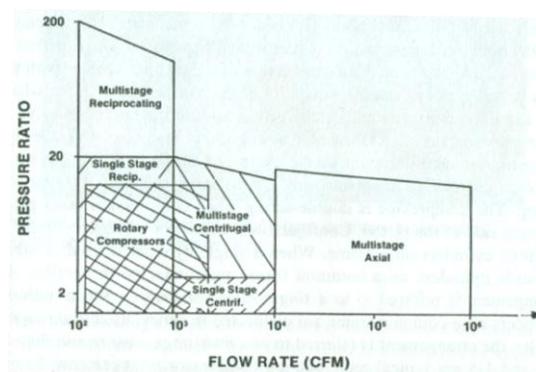


Figura 2.7: Rango de aplicación de compresores según caudal y presión. [BROWN, 1977]

Los compresores de tipo recíprocante, también llamados de émbolo oscilante, son los más comerciales debido a que se pueden alcanzar presiones muy altas (ver esquema de la Figura 2.7) y además porque se les encuentra en diferentes variantes de construcción haciéndolos flexibles a muchas aplicaciones. Los componentes principales de un compresor de este tipo se muestran en corte de la Figura 2.8.



Figura 2.8: Esquema en corte de un compresor de émbolo oscilante Atlas Copco.

El compresor recíprocante para el simulador es seleccionado en función de la presión máxima necesaria para la impulsión. Se ha estimado una necesidad de 12 bar en el actuador por lo que utilizando el catálogo de Atlas Copco (Anexo A.8) seleccionamos el compresor cuyas características son mostradas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2: Características principales del compresor seleccionado.

Nombre del modelo	LT 10 - 20 lubricado
Presión máxima	20 bar
Caudal FAD* a presión de trabajo normal y 1800 rpm	13,6 l/seg
Potencia instalada recomendada	7,5 kW
Nivel sonoro (sin cubierta de silenciador)	81/83 dB

* FAD es medido a presión de trabajo de 20 bar.

El seleccionado es un compresor recíprocante de 2 etapas de compresión con el que se pueden lograr presiones altas de hasta 20 bar manométricos, esto asegura un suministro adecuado hasta para las pruebas en las que se desarrollan mayores aceleraciones.

El equipo seleccionado incluye un secador (que puede ser frigorífico o de adsorción según lo prefiera el usuario final) y un conjunto de filtros, lo que implica que el aire obtenido ya posee cierto grado de preparación a la salida del compresor.

2.1.5. Selección de los tanques acumuladores

La instalación neumática del simulador utiliza dos tanques de aire comprimido: El primero está acoplado directamente al compresor y es seleccionado según las alternativas que ofrece el mismo fabricante, en él se almacena el aire a la más alta presión. En el segundo acumulador el aire se encuentra a una presión regulada según la fuerza que se requiera para el disparo del actuador de impulsión, de esta manera, el aire es almacenado a una presión menor que en el primer acumulador y la regulación es posible manipulando la válvula reguladora de presión que se encuentra entre ambos depósitos (ver Figura 2.9); éste segundo tanque debe ser lo suficientemente grande como para permitir varias eyecciones sin pulsaciones en el sistema, debe soportar altas presiones y además poseer conexiones grandes que permitan un flujo de aire con pérdidas mínimas, bajo estos criterios se utilizó el catálogo de KAESER (Anexo A.9) para escoger el componente más adecuado. En la Tabla 2.3 se muestran las características principales de los tanques seleccionados.

Ambos depósitos cumplen una función muy importante dentro de un sistema como el simulador de eyección en el que se tiene un consumidor periódico y repentino de aire comprimido. Sin el segundo acumulador podría desaparecer momentáneamente la presión de la red cada vez que se conectara el actuador de impulsión, debido al fuerte y repentino consumo. Las consecuencias de estos grandes impulsos de consumo serían unas velocidades de circulación superiores a la normal en la red de tuberías, intenso enfriamiento de las tuberías y del aire comprimido y como consecuencia una mayor condensación en estos puntos. En el instante de la impulsión debe asegurarse el paso de

aire comprimido entre el primer y segundo tanque para que la disminución de la presión en la línea de mando sea la mínima posible.

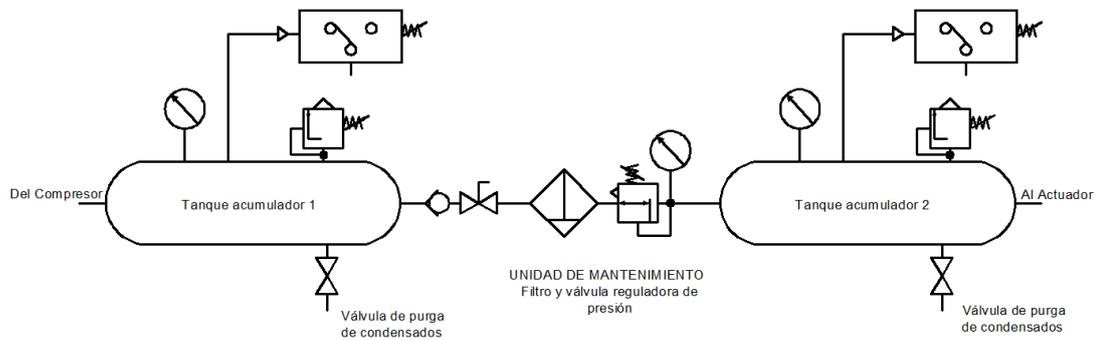


Figura 2.9: Disposición de los acumuladores en la instalación neumática.

Tabla 2.3: Características principales del tanque acumulador seleccionado

Acumulador 1	Capacidad	0,475 m ³
	Presión de trabajo	20 bar
Acumulador 2	Capacidad	1m ³
	Sobrepresión máxima admisible	16 bar
	Posición	Horizontal
	Tubos de entrada/salida	2 x G 2

2.1.6. Selección de la válvula distribuidora principal

Para el control del actuador de impulsión se utiliza una válvula distribuidora industrial de 3 vías, 2 posiciones, con accionamiento por electroimán y retorno por resorte. Las características generales de esta válvula se definen en razón de varios criterios: la alta velocidad y características funcionales del actuador controlado, las altas presiones que se tienen en el sistema y la rapidez así como la facilidad del accionamiento.

Si se dimensiona bajo estos criterios, el valor del factor de flujo resulta esencial para el dimensionamiento de la válvula distribuidora; este factor relaciona adecuadamente las dimensiones de la válvula en función de la velocidad y presión del flujo que se direcciona al actuador, expresándose con la siguiente fórmula:

$$C_v = \frac{A_{p.i} * S_{imp} * i_{imp}}{B_v * t_{1er} * 29} \quad (2.7)$$

Los valores del factor de compresión (i_{imp}) y el factor de caída de presión (B_v) se obtienen de las tablas 1 y 2 del Anexo A.12; los valores del área, carrera y tiempo se encuentran en los cálculos y estimaciones anteriores. Al reemplazar estos valores por sus respectivas magnitudes:

$$C_v = \frac{\frac{\pi \times 7,87^2}{4} plg^2 * 9,84 plg * 13,2}{50,3 * 0,09 seg * 29} = 48,15 \frac{plg^3}{seg}$$

La serie PROSPECTOR de la marca alemana NORGREN presenta válvulas con características adecuadas para la aplicación en el simulador. Utilizando el catálogo de la marca (Anexo A.13) y considerando que la presión máxima de trabajo es alcanza los 12 bares se ha seleccionado el modelo cuyas características principales figuran en la Tabla 2.4. Se trata de una válvula de asiento de muy alto caudal con un C_v máximo de 49,5 y que puede trabajar con presiones de entrada de hasta 20 bares.

Tabla 2.4: Características de la válvula distribuidora principal.

Código del modelo	C1049C – 00 – AA
Forma de funcionamiento	Válvula distribuidora 3/2
Fluido de trabajo	Aire comprimido
Presión de trabajo	0 – 20,7 bares
Presión de pilotaje	2,1 – 20,7 bares
Factor de flujo	49,5 como máximo
Diámetro de los puertos	2"

La apariencia física de la electroválvula y su principio de funcionamiento se muestran en la Figura 2.10. La posición “normal” corresponde a la descrita en la Figura 2.10 - (a), con la bobina de la válvula piloto des-energizada y la salida de la válvula principal bloqueada. Cuando se energiza la bobina, cambia a la posición (a) y allí debe permanecer hasta completada la carrera de impulsión.

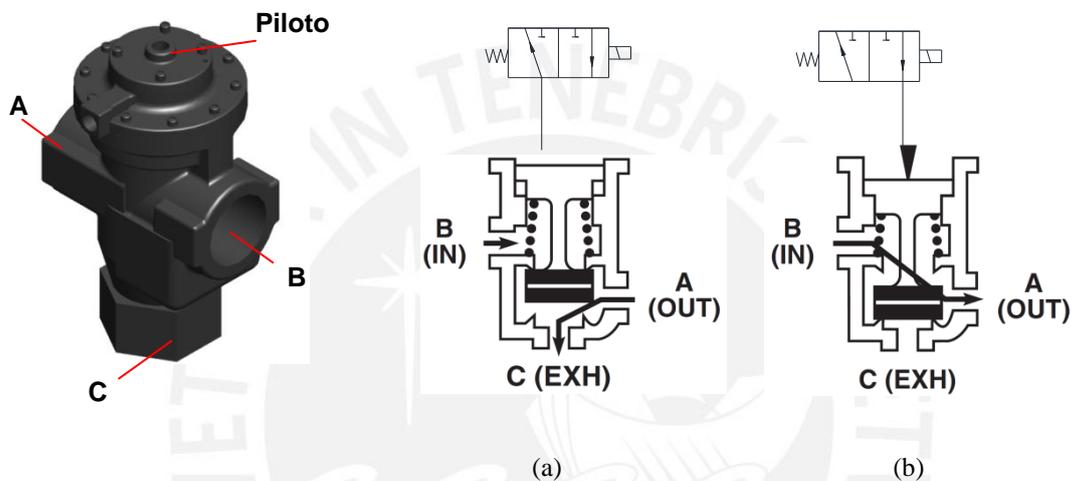


Figura 2.10: Principio de funcionamiento de la electroválvula

PROSPECTOR C1049C-00-AA

(a) Estado normal (b) Accionada

Para las válvulas pilotadas por aire se debe tener en cuenta que la presión del aire en la línea de pilotaje debe ser igual o mayor que la presión en la línea principal; de esta manera se elige la válvula piloto más adecuada para la aplicación, en este caso se trata de una válvula de 3 vías y 2 posiciones accionada por electroimán que abre y cierra el paso de aire hacia la entrada de pilotaje (C) de la válvula distribuidora de alto caudal.

2.1.7. Preparación del aire comprimido

El aire que circula en el sistema neumático debe ser preparado antes de ingresar en el actuador de impulsión. Con este fin se instala una unidad de mantenimiento que consiste en un filtro, un regulador de presión y un lubricador, la ubicación en el circuito

de estos componentes se muestra claramente en la Figura 2.1. El filtro atrapa las partículas en suspensión y condensados provenientes del medio ambiente y del compresor. El regulador de presión permite controlar la presión a la entrada del tanque pulmón para regular la presión que se libera en el disparo. Por el último, el lubricador adiciona partículas de aceite en el aire comprimido para el mantenimiento de las partes móviles del cilindro de impulsión.

Con la finalidad de tener un sistema compacto se instala una unidad de mantenimiento combinada de filtro más regulador entre el primer y segundo tanque; el uso de la unidad combinada permite ahorrar costos y minimizar las pérdidas en estos componentes de mantenimiento.

La selección de la unidad de mantenimiento se lleva a cabo en base a los valores del caudal circulante, la presión máxima de trabajo y el diámetro de las tuberías en el punto de instalación. De los puntos anteriores tenemos las primeras dos magnitudes, para el diámetro de los conductos se utilizan los resultados del punto siguiente 2.1.9 y a la vez, se toma en cuenta que los conductos deben ser lo suficientemente grandes como para permitir el flujo con alta velocidad.

La serie OLYMPIAN de NORGREN presenta una gama de unidades de mantenimiento que permiten trabajar con grandes caudales y mínimas pérdidas de presión, por esta razón, usando el catálogo del Anexo A.10, la unidad escogida presenta las siguientes características más importantes:

Tabla 2.5: Características de la unidad de mantenimiento combinada.

Modelo	B68E – 6AT - AU3 - RSG
Fluido de trabajo	Aire comprimido
Presión máxima	17 bar
Flujo nominal	0,24 m ³ /seg
Diámetro de los puertos	G 3/4"

2.1.8. Dimensionamiento de la tubería principal

El tramo de tubería que va desde el segundo acumulador hasta el actuador de impulsión se ha dimensionado adecuadamente en base a los criterios de velocidad de circulación y caída de presión.

El diámetro interior de la tubería es de 2" de manera que coincide con las dimensiones de los puertos de entrada/salida del tanque acumulador y la válvula distribuidora, este valor es adecuado para que la velocidad del aire no se eleve demasiado en la línea. De igual manera, la longitud es relativamente corta ya que el actuador es el único consumidor y por lo tanto no hay pérdidas por derivaciones y puntos de estrangulación como accesorios, codos o curvaturas. La Figura 1.35 muestra la conexión de los componentes en la línea.

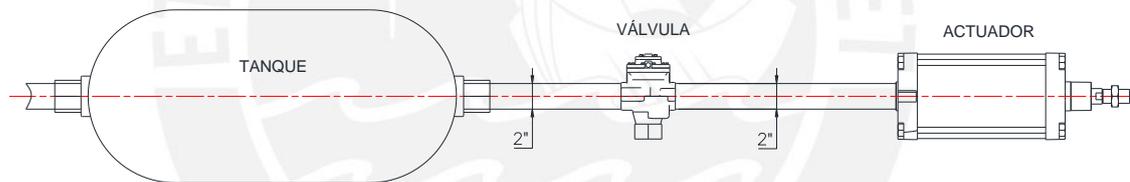


Figura 2.11. Esquema de la línea de distribución al actuador de impulsión.

El material de las tuberías es acero ASTM A53 galvanizado cuya denominación es TG53 producida por el fabricante nacional Aceros Arequipa. Estos tubos son elaborados con acero al carbono de calidad estructural, utilizando el sistema por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal y son generalmente empleados para el transporte de fluidos a alta presión. Características detalladas se encuentran en el catálogo del Anexo A.16.

2.2. Diseño del guiado y retorno

El procedimiento de guiado y retorno se lleva a cabo de la siguiente manera:

- a. Se tiene un actuador sin vástago con un diámetro y longitud determinados. Inicialmente el pistón de este actuador se encuentra en su punto muerto inferior. (Figura 2.12)

Este mismo pistón está conectado, mediante una plancha metálica, a la estructura que soporta el asiento de eyección, por lo cual ambos componentes se moverán en simultáneo a lo largo de la carrera del pistón del actuador sin vástago.

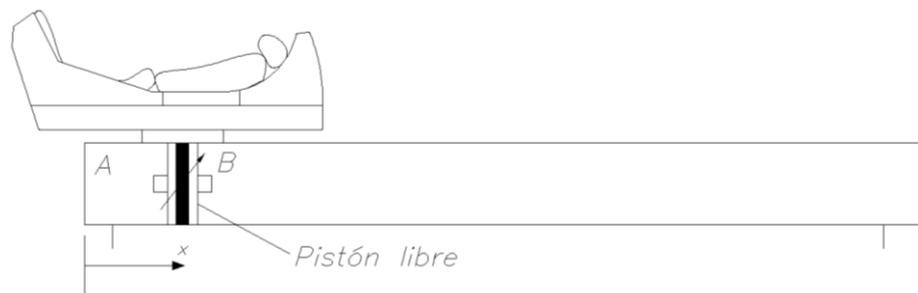


Figura 2.12: Posición inicial para el pistón del cilindro sin vástago.

Además, ambas cámaras A y B en un inicio se encuentran a presión atmosférica (Figura 2.13) por lo que el pistón sólo se moverá ante la existencia de una fuerza externa F_{imp} , esta fuerza es la que genera el actuador de impulsión.

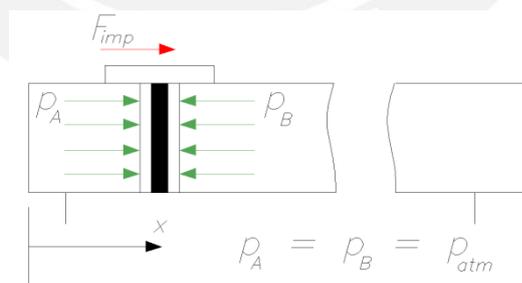


Figura 2.13: D.C.L del pistón libre en el momento inicial de la impulsión.

- b. Durante la eyección, el módulo del asiento y el pistón libre son acelerados en la misma dirección y magnitud.

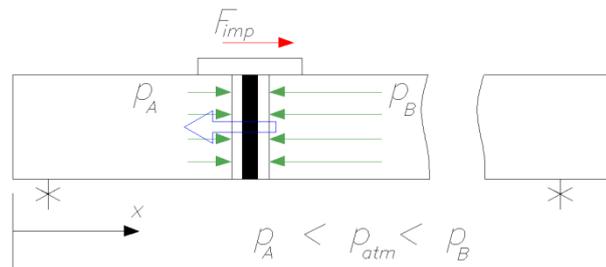


Figura 2.14: D.C.L. del pistón libre durante la impulsión.

Para estudiar el comportamiento del aire confinado se utiliza el modelo del gas ideal y se asume que el fenómeno de compresión y expansión es iso entrópico, esto implica que no hay transferencia de calor a través de las paredes del cilindro y que se cumple la siguiente relación termodinámica:

$$p_A * v_A^k = Cte$$

$$p_B * v_B^k = Cte$$

Para continuar el análisis tomemos como caso menos favorable que no haya ingreso ni salida de aire por ninguna de las entradas del cilindro; esto ocasionaría que, durante la carrera de impulso, al desplazarse el pistón, el volumen específico v_A aumente forzosamente y por lo tanto la presión p_A disminuya. De manera inversa sucede con la cámara B del actuador (p_B aumenta y v_B disminuye). La Figura 2.14 muestra el efecto de la diferencia de presiones en el actuador, esto es la generación de una fuerza contraria a la fuerza de impulsión F_{imp} . Para minimizar este efecto el ingreso de aire al actuador debe estar libre de cambios de dirección y la secciones de aspiración y escape deben ser las más grandes posibles, estas consideraciones deben ser tomadas en cuenta al seleccionar el actuador sin vástago así como para realizar modificaciones en el mismo.

- c. Una vez que el asiento se ha despegado del pistón de impulsión, continúa su desplazamiento libre hasta que se detiene en la parte superior de la estructura metálica

de soporte. La longitud del recorrido depende de la fuerza ejercida y sus valores se muestran en la Tabla 1.6.

- d. Cuando alcanza su máximo recorrido, el asiento comienza su carrera de descenso a una velocidad constante, la cual se plantea controlar con una válvula de regulación unidireccional tal como se muestra en la Figura 2.15.

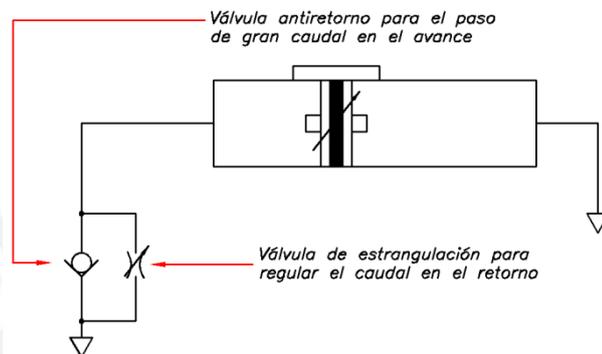


Figura 2.15: Esquema del sistema de control del actuador sin vástago.

2.2.1. Selección del actuador sin vástago

Para la selección del actuador sin vástago se consideran ciertos factores: las cargas sobre el carro, la carrera del mismo y la velocidad de disparo máxima; además, se ha conocido la secuencia de funcionamiento durante la simulación y es en función de ésta que se determinan ciertas variantes en el diseño, principalmente relacionadas al ingreso del aire en las cámaras.

El seleccionado es un cilindro sin vástago NORGREN de la serie 46200B con carro guiado por rodamientos; el empleo de este tipo de actuadores elimina la necesidad de guiado externo, reduce la fricción, aumenta la capacidad de carga y además el carro tiene un área mayor para el montaje, ideal para ensamblar con la estructura del asiento.

En primer lugar, para el cálculo por capacidad de carga se hizo la suposición de que no se instalan guías para el desplazamiento del módulo móvil, por lo tanto, la carga en su

totalidad se concentraría sobre el carro del actuador, de manera que el D.C.L. del conjunto sería tal y como se muestra en la Figura 2.16 - (a); asimismo, el análisis se hace directamente sobre el carro, por lo que se traslada el peso W al centro del mismo, obteniéndose un momento como resultado, esto se aprecia en la Figura 2.16 - (b).

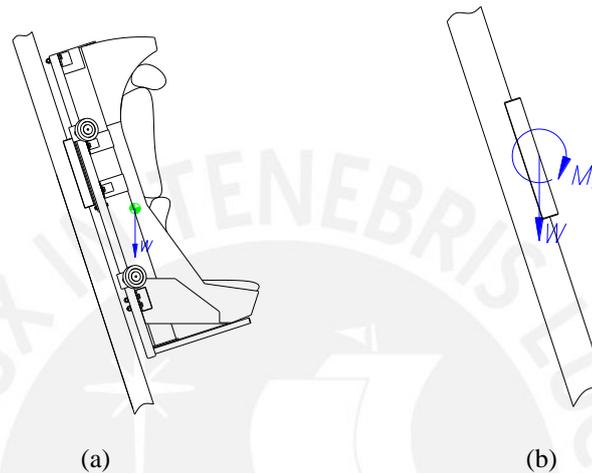


Figura 2.16: D.C.L. del ensamblaje entre el módulo móvil y el carro del actuador sin vástago.

El valor de W es el peso máximo que alcanza el conjunto asiento más piloto; para obtener el valor de M_y se tuvo primero que encontrar la ubicación aproximada del centro de gravedad, procedimiento que se encuentra detallado en el Anexo A17. Así, los valores para la selección son:

$$W = 2629,5 \text{ N} ; M_y = 607,8 \text{ N.m}$$

Con estos valores y utilizando el catálogo del Anexo A.7 se seleccionó el actuador con diámetro de pistón de 63 mm, la comparación de las magnitudes de las fuerzas se realizó basado en el siguiente esquema:

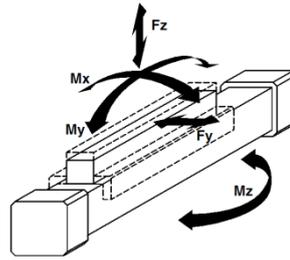


Figura 2.17: Posibles cargas sobre el carro del actuador sin vástago.

En lo que respecta a la carrera del actuador, ésta es 1 metro más larga que la del módulo móvil para asegurarnos que se puedan llevar a cabo todos los ensayos sin problemas. Si es que se sucediera una falla en el sistema de impulsión, el cilindro tiene acoplado un amortiguador de choques en la brida del extremo superior, la misma que funciona como un tope amortiguador en caso el asiento supere los casi 4 metros de longitud que le permite desplazarse el carro del actuador. Un esquema secuencial del desplazamiento del carro se muestra en la Figura 2.18 a continuación:

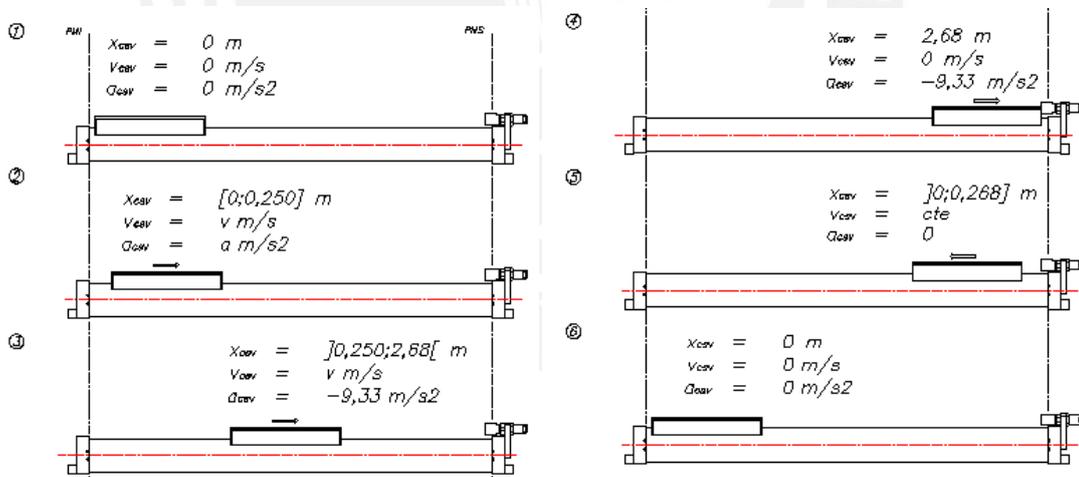


Figura 2.18: Esquema secuencial del desplazamiento del carro del actuador sin vástago.

Finalmente no debe obviarse que, al igual que para el actuador de impulsión, los sellos del pistón deben cambiarse para soportar las altas velocidades durante la simulación (Referirse al punto 2.1.1 de este capítulo para más detalle). En la siguiente figura se pueden observar resaltados el juego de sellos al que hacemos referencia.

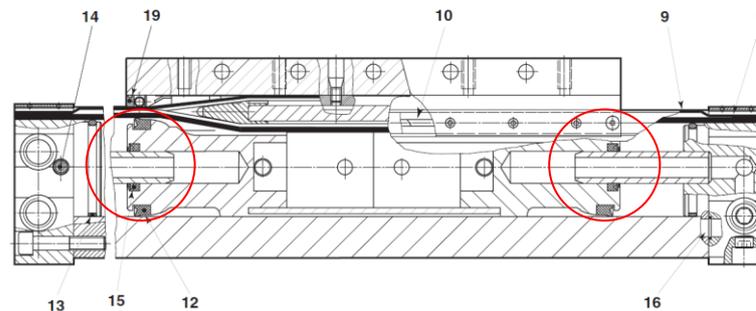
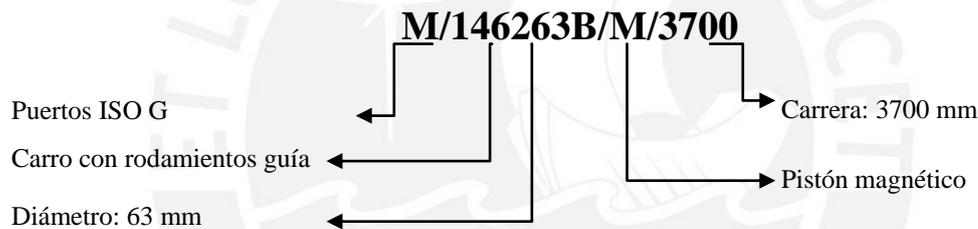


Figura 2.19: Corte en sección del actuador sin vástago seleccionado.

Del catálogo de NORGREN y considerando las modificaciones anteriores, el código del actuador seleccionado para el retorno es el siguiente:



2.2.2. Selección de los rodillos de levas

Para guiar su desplazamiento, la estructura móvil está implementada de cuatro ruedas (o rodillos de levas) que se desplazan a lo largo de un extenso riel con perfil tipo C.

Los rodillos de levas son rodamientos de rodillos cilíndricos listos para el montaje con un anillo exterior especialmente grueso que los hace ideales para aplicaciones de guiado lineal. Los rodillos de levas cuentan con un bulón macizo que tiene una rosca de fijación y un hexágono interior en ambos extremos. La superficie envolvente de los anillos exteriores está abombada y tiene un perfil optimizado para, entre otras ventajas, disminuir la presión de Hertz sobre la contra pista de rodadura y aumentar la rigidez en el contacto del anillo exterior [INA, 2009].

La selección se hizo de acuerdo:

- A las características de carga sobre los rodillos.
- A la velocidad de giro máxima y
- A las características constructivas que garantizan una correcta instalación.

En primer lugar se determinan las cargas a las que está sometido el módulo móvil y se establece el rodillo más esforzado. Se utiliza el siguiente D.C.L. para el análisis de fuerzas:

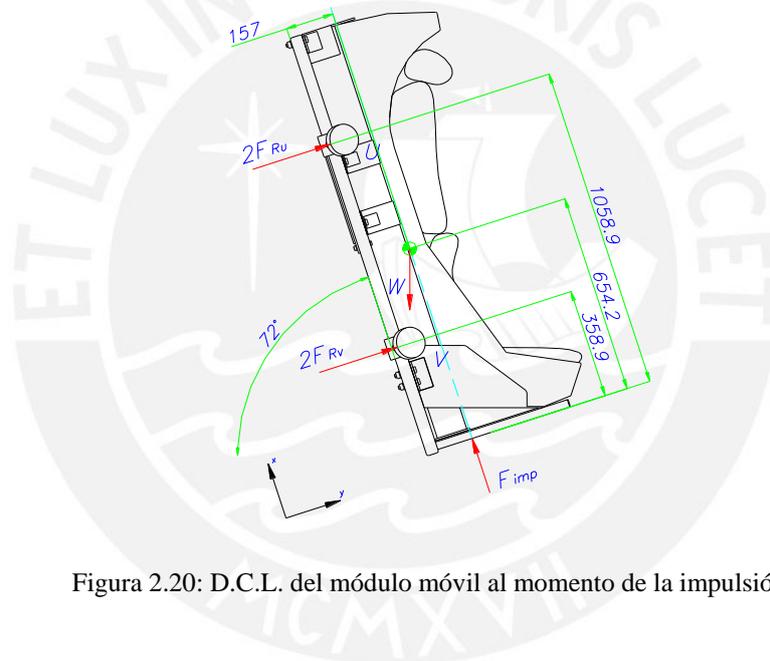


Figura 2.20: D.C.L. del módulo móvil al momento de la impulsión.

Del análisis se tiene como resultado las reacciones máximas en los rodillos de levas:

$$F_{RU} = \frac{(F_{imp} \times 0,157 + W \times \cos 72^\circ \times 0,295 - W \times \sin 72^\circ \times 0,157)}{2 \times 0,7} = 1707 \text{ N}$$

$$F_{RV} = \frac{W \times \cos 72^\circ - 2 \times F_{RU}}{2} = -1301 \text{ N}$$

Se observa que la dirección de las fuerzas en los rodillos superiores es distinta a la de los rodillos inferiores, esto es una consideración importante para la construcción de los rieles de guiado ya que, como se observa en la Figura 2.21, ambas pistas deben estar

siempre en contacto con los anillos exteriores de los rodillos de levas; de esta manera se evitan golpeteos o sobrecargas sobre el carro del cilindro sin vástago.

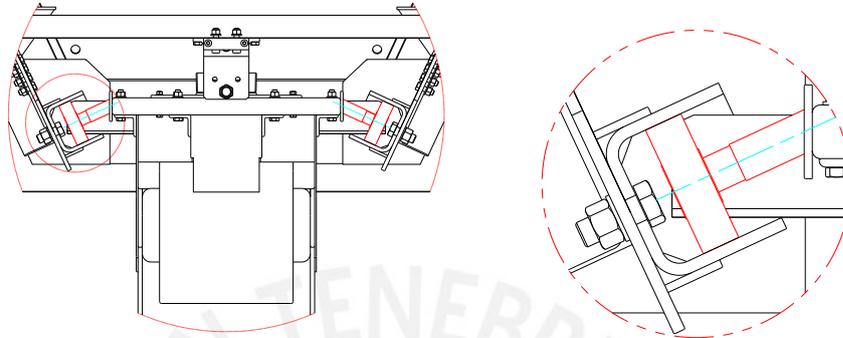


Figura 2.21: Disposición y detalle del sistema de guiado.

Capacidad de carga estática:

Para dimensionar los rodillos se consideraron cargas estáticas debido a que las reacciones críticas sobre el rodamiento aparecen como resultado de una fuerza elevada pero de muy corta duración [INA, 2009]. Para este caso se hace el cálculo del factor de seguridad estático en función de la capacidad de carga estática efectiva. La ecuación a utilizar es la siguiente:

$$S_0 = \frac{C_{0rw}}{F_{0r}} \quad (2.8)$$

Considerando que la máxima carga radial es igual a la reacción normal del riel sobre el rodillo: $F_{0r} = F_{RV}$ y que el factor de seguridad debe ser mayor que 4 para un funcionamiento seguro ante cargas elevadas:

$$C_{0rw} \geq 7088 \text{ N}$$

Con este valor, utilizando las tablas del catálogo INA FAG (Anexo A.15) seleccionamos un rodillo de levas de la serie KR..-PP con el perfil INA optimizado. Las

dimensiones y características del componente seleccionado se indican en la Figura 2.22 y la Tabla 2.6.

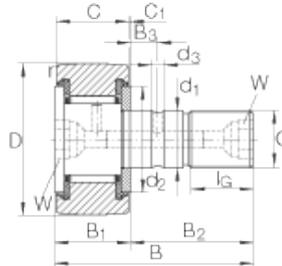


Figura 2.22: Corte en sección de un rodillo de levas.

Tabla 2.6: Características del rodillo de levas seleccionado.

Modelo	KRE72-PP
Diámetro anillo exterior (D)	72 mm
Diámetro de la rosca (G)	M24 x 1,5
Longitud total del rodillo (B)	80 mm
Ancho del anillo exterior (C)	29 mm
Capacidad de carga estática (C_{0rw})	53000 N

Contra pista de rodadura

El riel a través del cual se desplazan los rodillos debe cumplir (además de las consideraciones por resistencia y rigidez) con las características que supone la aplicación de los rodillos de levas, principalmente en lo que respecta a máxima presión superficial, acabado de la superficie de rodadura y tratamientos térmicos recomendados.

2.3. Secuencia de funcionamiento del sistema de impulsión y retorno

Los actuadores de impulsión y de retorno así como las válvulas que controlan su operación cumplen una secuencia de funcionamiento que consta de varias fases. La Figura 2.23 muestra las posiciones de trabajo para los componentes de control y actuación del sistema neumático; seguidamente el diagrama de fases – desplazamiento indica el estado de estos componentes desde el instante en que se da la señal de inicio (1) hasta que se tiene el sistema en reposo, listo para un nuevo procedimiento de simulación (8).

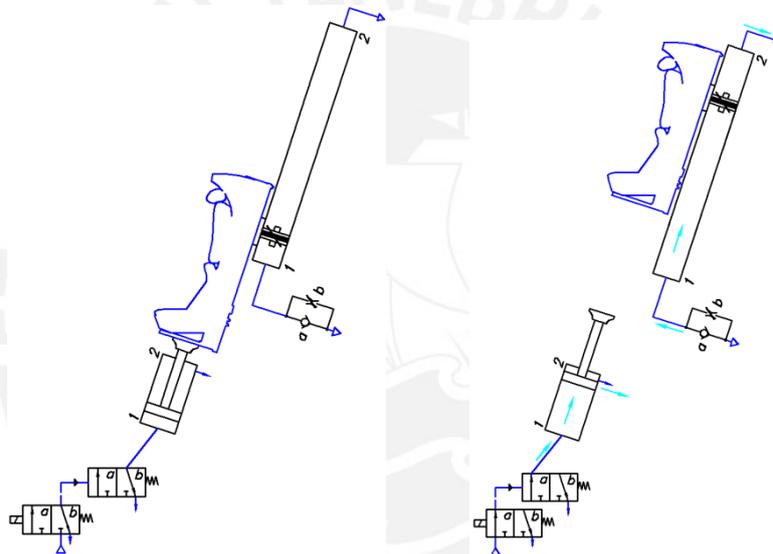


Figura 2.23: Esquema simplificado de la secuencia de funcionamiento del sistema de impulsión y retorno.

Diagrama Desplazamiento - Fase

Elemento	Estado	Posi- ción	Fases								
			1	2	3	4	5	6	7	8	
Nombre	Función										
Válvula piloto	Accionar válvula de distribución	a b	1	2	3	4	5	6	7	8	
Válvula de distribución principal	Accionar de actuador de impulsión	a b	1	2	3	4	5	6	7	8	
Actuador de impulsión	Acelerar al módulo móvil	2 1	1	2	3	4	5	6	7	8	
Válvula de regulación unidireccional	Controlar la velocidad de retorno del módulo móvil	a b	1	2	3	4	5	6	7	8	
Actuador de retorno	Guiar el desplazamiento del módulo móvil	2 1	1	2	3	4	5	6	7	8	

2.4. Diseño estructural

La estructura metálica del simulador está constituida, principalmente, por tres tipos de perfiles: Vigas H en la base, canales C formando los rieles para el desplazamiento del módulo móvil, y ángulos para las columnas y arriostres.

Se trata de una estructura desmontable compuesta por un módulo superior y otro inferior. Ambos módulos se ensamblan por medio de uniones roscadas y el tamaño de cada uno por separado facilita su transporte.

Además, para ganar estabilidad, se ha dimensionado de manera que el módulo inferior sea el más pesado y así el centro de gravedad esté lo más cerca posible al piso sobre el que se ancla la estructura.

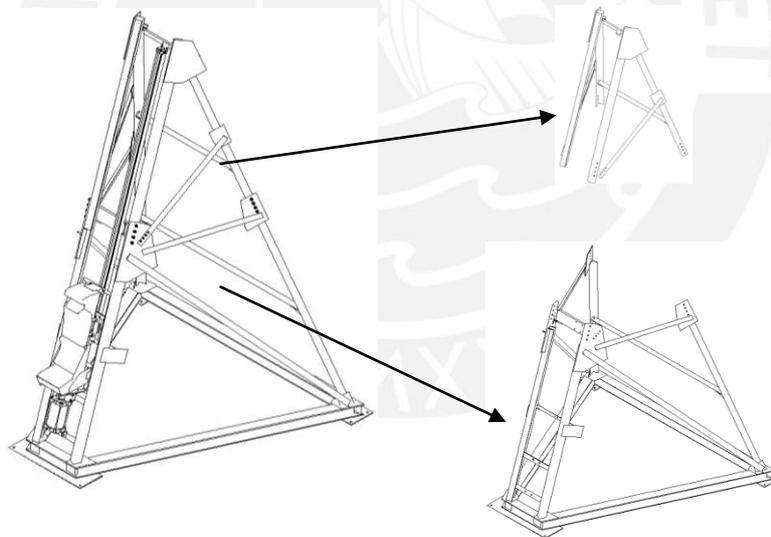


Figura 2.24: Estructura metálica modular del simulador.

Como se tiene una estructura simétrica el análisis se realiza sobre uno de sus planos laterales y se simplifica la estructura de manera se pueda estudiar como un sistema isostático. En la Figura 2.25 muestran los perfiles que se encuentran sobre el plano en cuestión.

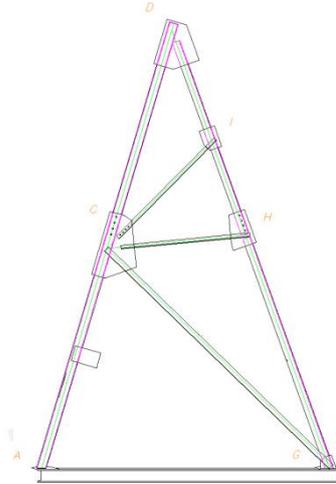


Figura 2.25: Vista del plano usado para el análisis de la estructura.

Las simplificaciones se hacen según los perfiles que se estén analizando, de manera que se plantean tres disposiciones estructurales diferentes:

Disposición 1: Se considera que la estructura está conformada sólo por los rieles y las columnas. Además que ambos miembros se unen mediante pasadores lo cual da como resultado un sistema isostático.

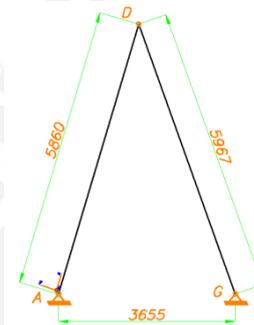


Figura 2.26: Diagrama de la disposición 1

Disposición 2: Se considera un perfil adicional que rigidiza la estructura y le da mayor estabilidad. Además el apoyo G se considera deslizante de manera que se pueda analizar como un sistema isostático.

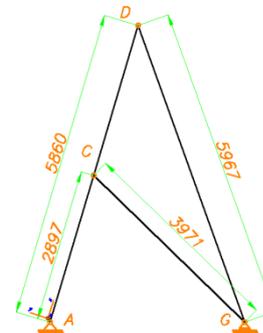


Figura 2.27: Diagrama de la disposición 2

Disposición 3: Se consideran todos los arriostres que se plantearon para el diseño de la estructura de manera que se tiene un sistema hiperestático. El estudio de esta disposición se hace mediante el método de los elementos finitos a manera de verificación del procedimiento analítico.

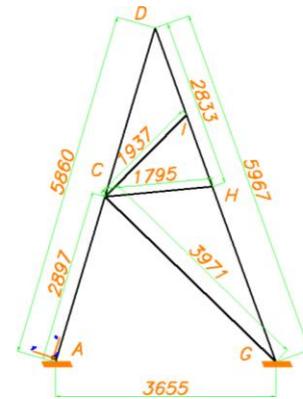


Figura 2.28: Diagrama de la disposición 3

La fuerza instantánea de impulsión ocasiona las reacciones más importantes sobre la estructura de soporte. El valor de estas reacciones se encuentra del siguiente modo:

Determinación de las reacciones durante la impulsión.-

Para comenzar con el análisis se tiene el D.C.L. con las cargas y reacciones del actuador sobre sus soportes en el instante de la impulsión:

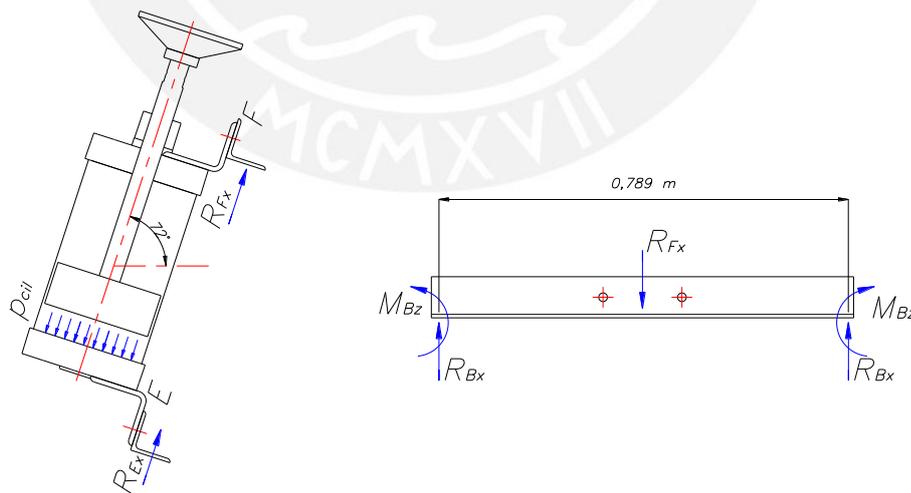


Figura 2.29: D.C.L. del actuador de impulsión para el cálculo de reacciones sobre la estructura soporte.

La fuerza producida por aire comprimido ingresa súbitamente en el actuador, para tomarlo en consideración se estima la máxima fuerza ejercida sobre los soportes aplicando un factor de impacto $f_{imp} = 2$ [BLODGETT, 1966]. De aquí y tomando en cuenta que R_{Ex} y R_{Fx} tienen el mismo valor por las características de aplicación de la fuerza:

$$R_{Ex} + R_{Fx} = p_{imp} \times A_{p,i} \times f_{imp} = (12 \text{ bar}) \times \left(\frac{\pi \times 0,2^2}{4} \text{ m}^2 \right) \times 2 = 75360 \text{ N}$$

$$R_{Ex} = R_{Fx} = 37680 \text{ N}$$

Las reacciones que la viga hiperestática mostrada en la Figura 2.29 genera sobre los rieles de la estructura se determinan relacionando el momento interno en el componente con la curva elástica que se genera [HIBBELER, 2006]. De esta manera, se obtienen las reacciones:

$$R_{Bx} = \frac{R_{Ex}}{2} = 18840 \text{ N} \quad M_{Bz} = \frac{R_{Ex} \times L_B}{8} = 3716 \text{ N.m} \quad (2.9)$$

Estas reacciones, al igual que las que se originan por el peso del módulo móvil (y que fueron calculadas en el punto 2.2.2), deben ser consideradas según la distribución que sea más crítica para el elemento a analizar. Siguiendo este criterio se tienen 3 diferentes situaciones:

- Situación 1: El instante de la impulsión con el módulo móvil ubicado en la parte inferior de la estructura.
- Situación 2: El módulo móvil a la mitad de su recorrido teniendo el peso de éste como la única carga externa sobre la estructura de soporte.
- Situación 3: El módulo móvil en el tramo final de su carrera.

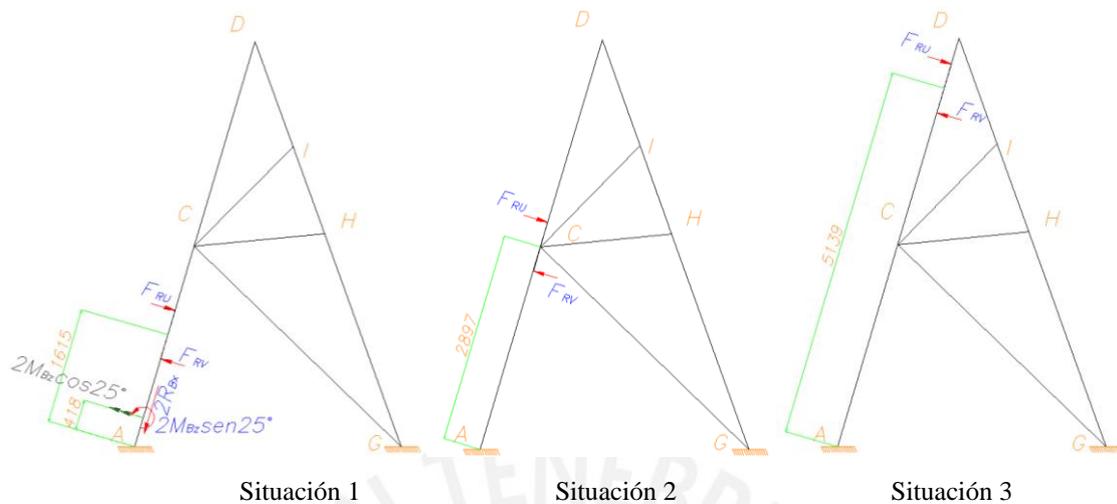


Figura 2.30: Distribución de las cargas durante 3 instantes del procedimiento de simulación.

2.4.1. Rieles

Los rieles que guían el desplazamiento del módulo móvil, se diseñan para soportar las cargas originadas por el actuador de impulsión y las reacciones que se generan por el peso del asiento y el piloto. La longitud total del riel es función de la carrera máxima del módulo móvil y las dimensiones del perfil se obtienen a partir del cálculo correspondiente.

El análisis del riel se hace para las situaciones 1 y 2, es decir en el instante de la impulsión cuando súbitamente aparece la fuerza que empuja el módulo móvil, y en un punto medio del desplazamiento cuando el peso del módulo móvil es la única carga que soporta la estructura. Además se hace el supuesto de que la estructura no cuenta con elementos rigidizantes, tal como en la Disposición 1 de la Figura 2.26.

Situación 1:

Del D.C.L. del marco isostático (Figura 2.31) se desarrollan las ecuaciones que permiten hallar las reacciones de interés:

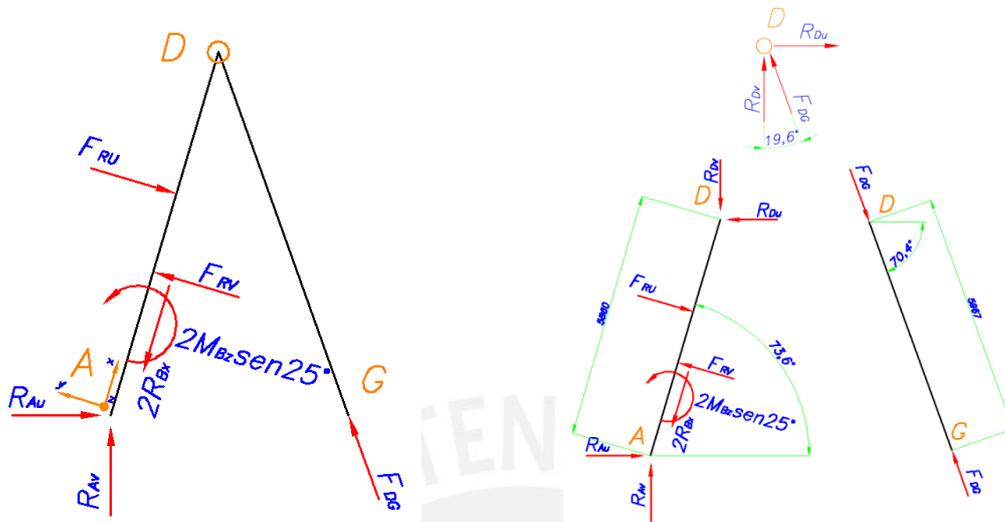


Figura 2.31: Análisis del riel. D.C.L. de la estructura para la Situación 1.

Así, planteando las ecuaciones de equilibrio correspondientes:

Para el Perfil AD:

$$\sum F_x: R_{Av} \sin(73,6^\circ) + R_{Au} \cos(73,6^\circ) - 2R_{Bx} - R_{Dv} \sin(73,6^\circ) - R_{Du} \cos(73,6^\circ) = 0$$

$$\sum F_y: R_{Av} \cos(73,6^\circ) - R_{Au} \sin(73,6^\circ) + F_{RV} - F_{RU} - R_{Dv} \cos(73,6^\circ) + R_{Du} \sin(73,6^\circ) = 0$$

$$\sum M_A: 2M_{Bz} \sin(25^\circ) + L_V F_{RV} - L_U F_{RU} - L_{AD} [R_{Dv} \cos(73,6^\circ) + R_{Du} \sin(73,6^\circ)] = 0$$

Para el Pasador D:

$$\sum F_u: R_{Du} = F_{DG} \cos(70,4^\circ) \quad \sum F_v: R_{Dv} = -F_{DG} \sin(70,4^\circ)$$

Para el Marco ADG:

$$\sum M_A: 2M_{Bz} \sin(25^\circ) + 1,265F_{RV} - 1,965F_{RU} + L_{AG} F_{DG} \cos(73,6^\circ) = 0$$

Se obtienen los valores de las reacciones sobre la estructura:

$$\begin{aligned} R_{Au} &= 10109,6 \text{ N} & R_{Du} &= -139,6 \text{ N} & F_{DG} &= -416 \text{ N} \\ R_{Av} &= 36653,5 \text{ N} & R_{Dv} &= 391,9 \text{ N} & & \end{aligned}$$

Situación 2:

Se plantea que el módulo móvil se encuentra sobre el punto medio del riel y por lo tanto el D.C.L. corresponde al de la siguiente figura:

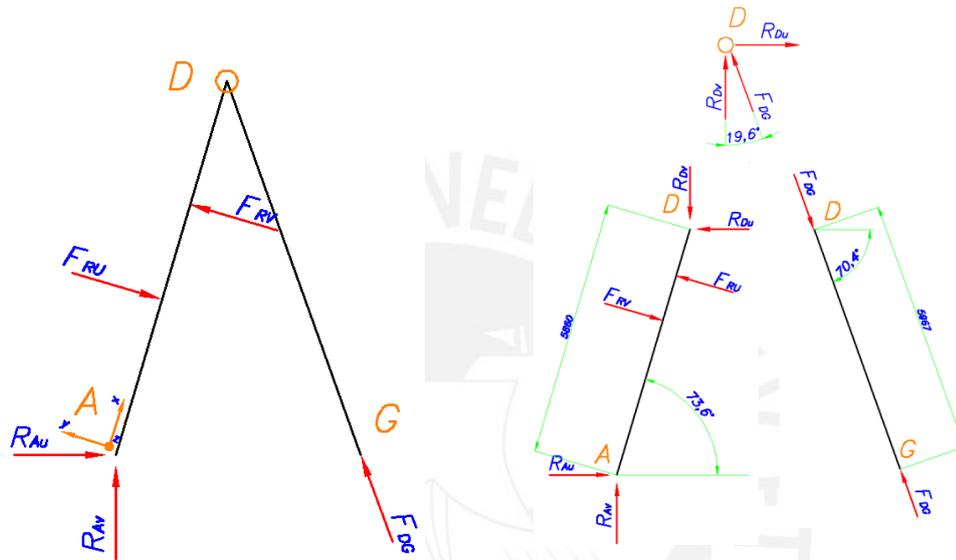


Figura 2.32: Análisis del riel. D.C.L. de la estructura para la Situación 2.

Se utilizan las mismas ecuaciones de equilibrio que para el primer caso, anulando las reacciones producidas por la fuerza de impulsión y variando las coordenadas de las reacciones producidas por el peso del módulo móvil. De esta forma se obtienen los valores:

$$\begin{aligned}
 R_{Au} &= -584,2 \text{ N} & R_{Du} &= 194,7 \text{ N} & F_{DG} &= 580,5 \text{ N} \\
 R_{Av} &= -317,6 \text{ N} & R_{Dv} &= -546,9 \text{ N} & &
 \end{aligned}$$

De los resultados se observa que las reacciones son bastante menores que para la situación 1, por lo tanto se continúa con el análisis de fuerzas internas sólo para el primer caso.

A continuación se desarrollan los diagramas de fuerzas internas correspondientes al riel:

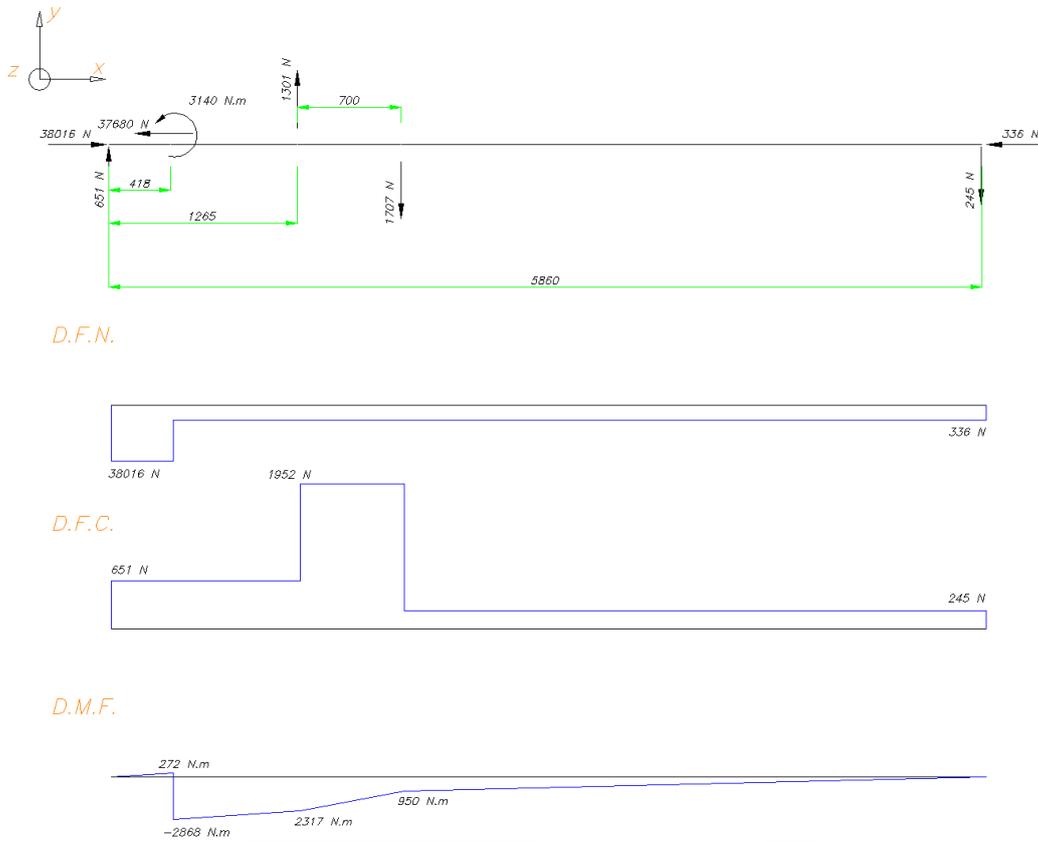


Figura 2.33: Diagramas de fuerzas normales, fuerzas cortantes y momentos flectores para el perfil AD en el instante de la impulsión

Del DMF se observa que la sección crítica se encuentra en el punto de aplicación de la fuerza de impulsión. Entonces se analiza por resistencia el perfil AD el cual tiene una sección C con las siguientes características:

$$I_C = 63,53 \times 10^5 \text{ mm}^4 \quad A_C = 2718 \text{ mm}^2 \quad y_C = 60 \text{ mm}$$

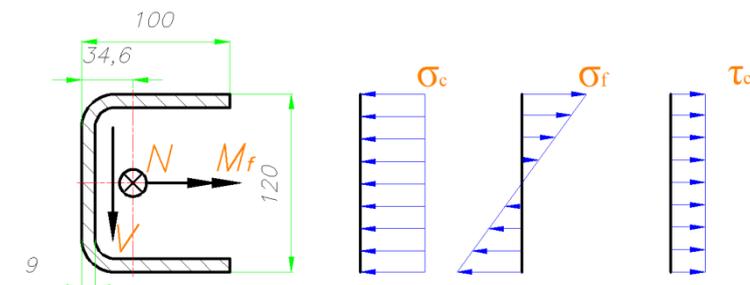


Figura 2.34: Sección del riel y distribución de esfuerzos sobre el mismo.

Los esfuerzos sobre la sección, cuya distribución se ve en la Figura 2.34, tienen los siguientes valores:

$$\sigma_n = \frac{N}{A_c} = 14 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \tau_c = \frac{V}{A_c} = 0,24 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \sigma_f = \frac{M_f \times y_c}{I_c} = 27,08 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

De aquí, el esfuerzo equivalente según Von Mises para el estado plano de esfuerzos:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3\tau_c^2} \quad (2.10)$$

$$\sigma_{eq} = 41,08 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

El material del riel es acero ASTM A36 y tomando un factor de seguridad $FS = 3$ para comparar el esfuerzo admisible del material:

$$\sigma_{adm} = \frac{240 \frac{N}{\text{mm}^2}}{3} = 80 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Se tiene,

$$\sigma_{eq} < \sigma_{adm}$$

Por lo tanto el riel trabajará seguramente en el caso de sollicitación más crítico.

2.4.2. Columnas

En la zona posterior del simulador se tienen dos perfiles L de aproximadamente 6 metros de longitud cada uno. Estos tienen como función soportar el riel y las cargas que aparecen a consecuencia del peso del módulo móvil. Como se ha analizado anteriormente, una vez que desaparece la fuerza de impulsión, lo que se tiene es una carga compresiva sobre estos elementos la cual varía en magnitud según el punto en que se encuentre el módulo móvil durante su desplazamiento.

Entonces, la magnitud de la carga sobre una de las columnas en la situación más crítica (Situación 3) es:

$$F_{DG} = 991,9 \text{ N}$$

En razón de la característica compresiva de esta carga se procede con el cálculo por pandeo para el perfil L que posee las siguientes características:

Perfil angular de lados iguales 4" x 4" x 3/8".-

$$I_L = 18,15 \times 10^5 \text{ mm}^4 \quad A_L = 1845 \text{ mm}^2 \quad i_L = 31,36 \text{ mm} \quad L_L = 5967 \text{ mm}$$

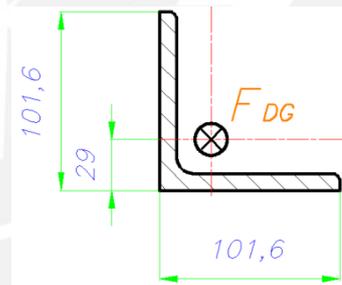


Figura 2.35: Sección de las columnas.

Luego, hallando el factor de esbeltez del elemento:

$$\lambda_L = \frac{L_p}{i_L} = \frac{L_L}{i_L} = 190,27 \quad (2.11)$$

Para el cálculo se utiliza el método omega, por lo que es necesario hallar el factor a partir del factor de esbeltez λ_L , obteniendo así:

$$\omega = 6,16$$

Para que el elemento sea aceptable:

$$\omega \times \sigma_L \leq \sigma_{Fadm} \quad (2.12)$$

El material de las columnas es acero estructural ASTM A36, y de aquí reemplazando en la relación anterior:

$$\omega \times \frac{F_{DG}}{A_L} \leq \sigma_{adm}$$

$$6,16 \times \frac{991,9 \text{ N} \times \left(\frac{1 \text{ kgf}}{9,81 \text{ N}}\right)}{1845 \text{ mm}^2} \leq 14 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$0,34 \ll 14$$

A partir del resultado puede asegurarse que las columnas no corren riesgo de pandeo.

2.4.3. Base de la estructura

La base está formada por 4 perfiles H unidos mediante soldadura. Estos perfiles reaccionan con las 4 patas de la estructura sobre del simulador. Se presenta un esquema simplificado de una de las uniones entre la base y el riel:

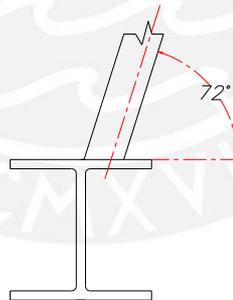


Figura 2.36: Esquema de la unión con la base.

Aunque se ha diseñado de manera que coincida en lo posible el punto de aplicación de la carga con el alma del perfil inferior se considera cierta excentricidad para efectos de dar mayor seguridad. Las siguientes solicitaciones se dan al hacer una sección del perfil H:

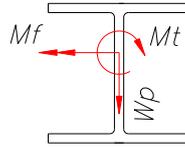


Figura 2.37: Estado de solicitaciones sobre los perfiles de la base.

Según el esquema debemos tener en cuenta tres solicitaciones: Cortante, flexión y torsión.

Como sucede a menudo, el corte puro no es una solicitación crítica a comparación de las otras dos, para el momento flector se cumple debido a tener una alta inercia con respecto al eje neutro de flexión. El problema es para la torsión debido a que las figuras abiertas tienen poca resistencia a este tipo de solicitación. Es debido a esto que las vigas anterior y posterior deberán ser reforzadas soldándose a las mismas planchas de acero.

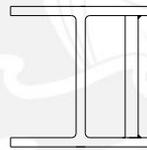


Figura 2.38: Base reforzada para soportar torsión

El esquema muestra que las planchas se deben colocar sólo en el lado más riesgoso y que deben tener cierta distancia del extremo de las alas para facilitar así la soldadura. Finalmente, los perfiles y planchas escogidos son los siguientes:

Para la base: Vigas H 6" x 25 lb/pie

Para el refuerzo: Planchas a partir de 6 mm de espesor

2.4.4. Planchas de asiento

Para las planchas que van entre la base y el piso se identifican dos funciones: Permitir la instalación de los pernos de anclaje y aumentar la rigidez de la estructura base.

Estos elementos van soldados a la base de los perfiles H y para obtenerlos serán mecanizados a partir de planchas más grandes. El material a usar será acero estructural ASTM A36 con las siguientes propiedades mecánicas:

$$\sigma_{B_{A-36}} = 400 \frac{N}{mm^2} \quad \sigma_{F_{A-36}} = 248 \frac{N}{mm^2} \text{ como mínimo} \quad p_{adm} = 65 \frac{N}{mm^2}$$

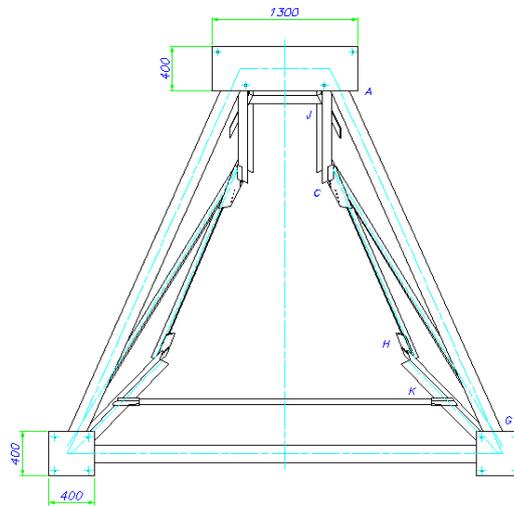


Figura 2.39: Vista de la base de la estructura metálica.

Las planchas deben ser capaces de soportar todo el peso de la estructura más la reacción generada durante la impulsión, por eso una forma de verificarlas es mediante un cálculo de aplastamiento:

$$p_{apl} = \frac{W_{total} + (R_{Ex} + R_{Fx}) \sin 72^\circ}{A_{planchas}} \quad (2.13)$$

Donde el peso total calcula a partir de las características de los perfiles estructurales y considerando un 30% adicional por el peso de cartelas, arriostres y otros elementos:

$$W_{total} = (2W_{AD} + 2W_{DG} + 2W_{CG} + W_{base}) \times 1,3 = 11950 N$$

Entonces la presión sobre el área total de las planchas:

$$p_{apl} = 0,1 \frac{N}{mm^2}$$

Se tiene que para el acero ASTM A36 la presión admisible máxima es de 65 N/mm², por lo tanto, las planchas cumplirán con holgura. Las planchas empleadas son de 6 mm de espesor.

2.4.4.1. Cordones de soldadura en las placas de asiento

La base de la estructura se une a las placas de asiento de la siguiente manera:

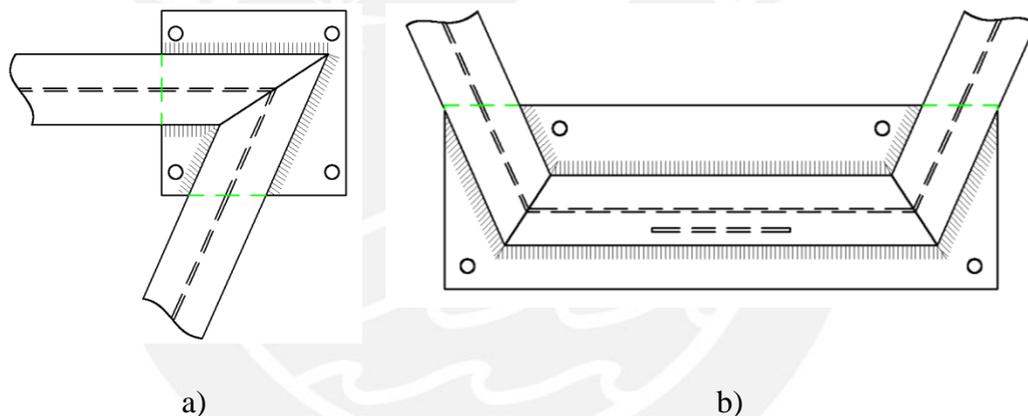


Figura 2.40: Vistas de las uniones soldadas entre los perfiles de la base y las placas de asiento.

En a) Uniones posteriores y en b) Unión delantera.

Se plantea como solución el uso de cordones de filete, los que, de acuerdo a los espesores de los elementos a unir (recomendación Euro código 3), serán de 3,5 mm de espesor.

2.4.5. Anclajes

Los anclajes se emplean para anular las posibles cargas de vuelco que podrían aparecer durante un instante determinado del procedimiento de simulación o durante un evento

sísmico. Además permiten fijar la estructura ante la aparición de cargas horizontales que desplazarían la misma [NONNAST, 1993].

Los pernos de anclaje proyectados son los que comúnmente se emplean para las bases de soportes con carga centradas mas descentradas, para determinar las dimensiones de estos componentes se utilizan las relaciones que mandan en un caso con estas características.

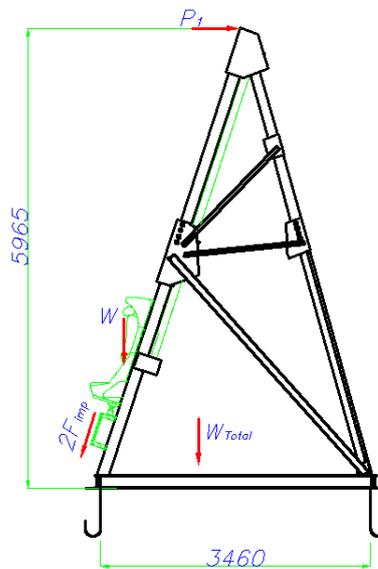


Figura 2.41: Esquema de cargas sobre el simulador para cálculo de anclajes.

El estado de fuerzas que describe la sollicitación sobre la base de la estructura se muestra en la Figura 2.41. Para un cálculo adecuado se consideran el peso de la estructura así como las cargas vivas que deben ser transmitidas a la cimentación a través de los anclajes, estas cargas son la fuerza de impulsión y el peso del módulo móvil.

El análisis se hace para la Situación 1 de manera que la fuerza compresiva total sobre la base se obtiene a partir de la suma de los efectos de todas las cargas que intervienen:

$$P = W_{Total} + W + 2F_{imp} \sin 72^\circ \leq \geq P = 86251 N$$

Teóricamente, por la disposición de las cargas en la estructura, no habría necesidad de anclajes; sin embargo estos son necesarios para sujetar la misma al fundamento [NONNAST, 1993]. Para poder calcular los anclajes se supone una carga horizontal en el extremo superior de la estructura, la cual se toma como una parte del valor de la fuerza vertical:

$$P_2 = \sqrt{P} \times 10 \quad (2.14)$$

De aquí, la carga a resistir por los anclajes de un lado será:

$$P_1 = \frac{\sqrt{P} \times 10 \times H}{l_1} \leq P_1 = 5063 \text{ N} \quad (2.15)$$

A partir de este valor y usando la tabla del Anexo A.18 se tiene, que en caso de usar 4 anclajes se tiene el diámetro mínimo aceptable: $\Phi_{\text{anclajes}} = M10$

La longitud de los anclajes se calcula en función del esfuerzo de tracción al que se someten las barras y a la característica de adherencia con el hormigón. Para la adherencia de las barras de anclaje con el hormigón, se calcula a razón de 5 kg/cm² [NONNAST, 1993]. La fórmula de cálculo que se aplica para el caso:

$$l_{\text{Anclajes}} = \frac{P_1}{n \times \pi \times \Phi_{\text{anclajes}} \times 5} \leq l_{\text{Anclajes}} = 161 \text{ mm} \quad (2.16)$$

Las barras se doblarán al final, según el esquema mostrado a continuación:

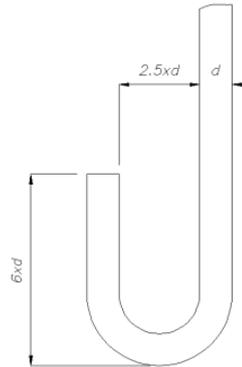


Figura 2.42: Norma para el doblado de las barras de anclaje.

2.4.6. Cimentación

Los fundamentos son los que transmiten la carga del soporte al terreno en que estará instalado el simulador, además del momento de vuelco producido por las cargas descentradas y el viento si es que lo hubiera.

Como carga vertical que apoya sobre el piso habrá que poner la carga que transmite el soporte, mas el peso del cemento, mas el peso de la tierra que está encima de él.

Para el cálculo del peso propio de los cimientos, así como de la tierra que se pone encima de ellos, se suelen tomar los datos siguientes:

Peso de 1 m³ de hormigón..... 2,2 ton

Peso de 1 m³ de tierra..... 1,6 ton

La forma del fundamento es de pirámide truncada, con base rectangular. La inclinación de la pirámide será mayor a 60°. La parte inferior del fundamento llegará de 50 a 75 cm más abajo que el anclaje.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, la fórmula siguiente permite el dimensionamiento de los bloques de cimentación:

$$B \times b = \frac{P'}{x_{\text{piso}}} \quad (2.17)$$

Donde:

B : Lado mayor del fundamento [m]

b : Lado menor del fundamento [m]

P' : Carga del soporte mas el fundamento [N]

x_{piso} : Carga admisible según el tipo de piso [N/m²]

Entonces,

Para la placa de la parte delantera:

$$B = 2,0 \text{ m}$$

$$b = 1,2 \text{ m}$$

Para las placas de la parte trasera:

$$B = 1,2 \text{ m}$$

$$b = 1,2 \text{ m}$$

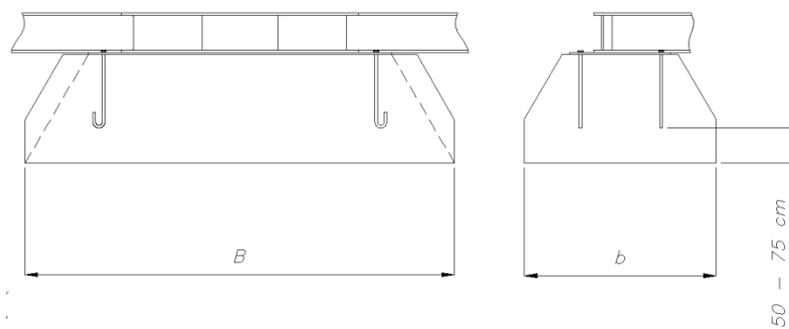


Figura 2.43: Esquema para el diseño de los cimientos de la estructura metálica:

A la izquierda se observa la vista frontal de una zona de la base. A la derecha una vista de perfil de esta misma zona.

CAPITULO 3

PLANOS

Lista de planos

3.1. Planos de ensamble

<u>Código del plano</u>	<u>Descripción</u>
ENS – A0 – 01	Ensamble general.
ENS – A1 – 02	Ensamble del módulo móvil.

3.2. Planos de despiece

<u>Código del plano</u>	<u>Descripción</u>
DES – A1 – 01	Módulo inferior de la estructura.
DES – A1 – 02	Módulo superior de la estructura.
DES – A3 – 03	Platinas para riel.
DES – A3 – 04	Soportes del cilindro sin vástago.

DES – A4 – 05	Soporte del cilindro de impulsión.
DES – A4 – 06	Superficie de impacto.
DES – A3 – 07	Plancha de unión.
DES – A1 – 08	Espaldar del asiento.
DES – A2 – 09	Base del asiento.
DES – A3 – 10	Soportes superior y medio del asiento.
DES – A3 – 11	Acople para rodillo de levas.
DES – A4 – 12	Asiento de eyección.
DES – A4 – 13	Barra de anclaje J.

3.3. Planos neumáticos

<u>Código del plano</u>	<u>Descripción</u>
NEU – A4 – 01	Accionamiento del cilindro de impulsión.
NEU – A4 – 02	Accionamiento del cilindro sin vástago.

CAPITULO 4

COSTOS DEL PROYECTO

En este capítulo se proporciona información sobre los costos que ocasionan el diseño, los materiales y la fabricación de los componentes más importantes del simulador. Dentro de los costos del diseño intervienen las horas que se han utilizado para el desarrollo del sistema, para el costo de los materiales se ha tenido que consultar a varios proveedores nacionales y extranjeros; finalmente, el costo de fabricación se indagó entre empresas dedicadas al rubro de la metal mecánica en el país. A pesar de que la presente tesis no alcanza la compra de materiales y fabricación, se consideró importante obtener la información necesaria para evaluar la posibilidad de realizar el proyecto.

4.1. Costo del diseño

Tabla 4.1: Costos del diseño del simulador de eyección.

	Costo del tiempo empleado	Total de tiempo empleado	Costo total (S/.)
Ingeniería básica y de detalles	S/. 1000 soles mensuales	8 meses	8000

Entonces se tiene que el costo del diseño previo a la fabricación es de S/. 8000.00 (Ocho mil y 00/100 Nuevos Soles).

4.2. Costo de los materiales

Para el desarrollo de este punto fue necesario comunicarse con fabricantes y proveedores del país a fin de encontrar los precios reales de los componentes más importantes del sistema.

Se trató que todas las partes del simulador puedan ser adquiridas en el mercado nacional, sin embargo, las características del mismo hacen necesaria la importación de algunos elementos no comerciales como por ejemplo el cilindro sin vástago seleccionado para el retorno del módulo móvil (Anexo A.19).

En la siguiente tabla se detallan las cantidades y costos de los materiales más importantes que intervienen en la fabricación del simulador diseñado:

Tabla 4.2: Costos de los materiales del simulador de eyección.

Descripción	Unidad	Cantidad	Costo por unidad (\$)	Costo Total (\$)
Cilindro neumático de doble efecto. Modelo: TRA-8200-X2-250	Equipo	1	2300,00	2300,00
Válvula distribuidora 3/2, accionamiento por piloto. Modelo: C1049C-00-AA	Pieza	1	2974,57	2974,57
Válvula distribuidora 3/2 accionamiento por electroimán. Modelo: D1025H-CY	Pieza	1	874,59	874,59
Tanque acumulador 1 m3 de capacidad con drenaje automático.	Equipo	1	2369,00	2369,00
Unidad combinada de mantenimiento (Filtro + regulador). Modelo: B68E-6AT-AU3-RSG	Pieza	1	713,72	713,72

Lubricador Micro-Fog. Modelo: L17-B00-MPDA	Pieza	1	315,70	315,70
Válvula distribuidora 2/2 con accionamiento por electroimán. Modelo: A1012H-CY	Pieza	1	655,66	655,66
Compresor de pistones de dos etapas. Modelo: LT 10-20	Equipo	1	10501,28	10501,28
Cilindro neumático sin vástago LINTRA. Modelo: M-14263-B-M-3700	Equipo	1	14416,94	14416,94
Válvula unidireccional con estrangulamiento regulable. Modelo: M855	Pieza	1	1102,92	1102,92
Rodillo guía. Modelo: KRE-72 PP	Pieza	4	200,00	800,00
Perno de anclaje J	Pieza	12	10,00	120,00
Bloques de cimentación	Juego	1	350,00	350,00
			TOTAL	36224,61

Además de los costos que figuran en la tabla se deben considerar los accesorios de instalación del sistema neumático, válvulas de seguridad, instalaciones eléctricas, entre otros; estos costos se estiman en un 5% del total, por lo que el costo final de los materiales resulta \$ 38035,60. Utilizando la tasa de cambio a la fecha (julio del 2011) se obtiene el precio final de S/.104597,90 (Ciento cuatro mil quinientos noventa y siete con 90/100 nuevos soles).

4.3. Costo de la fabricación y montaje de la estructura metálica

La fabricación se consultó a una empresa de metal mecánica de mediana infraestructura que opera en la ciudad de Lima (Anexo A.20) El servicio incluye la fabricación de la estructura metálica del simulador y del asiento eyector, elementos de unión y soldadura necesarios, además del montaje en la locación que se convenga. La suma pactada

asciende a \$ 6580,00 que al cambio equivalen a S/.18095,00 (Dieciocho mil noventa y cinco con 00/100 nuevos soles).

4.4. Costos totales

Tabla 4.3: Costo total del Simulador.

CONCEPTO	COSTO
Costo del diseño	S/. 8000,00
Costo de los materiales	S/.104597,90
Costo de la fabricación y montaje de la estructura metálica	S/. 18095,00
COSTO TOTAL DEL SISTEMA	S/. 130692,90

CONCLUSIONES

1. Se diseñó un simulador de eyección que permite, a través de un impulso tipo catapulta, acelerar un asiento hasta las 7g's de manera que un piloto pueda acumular horas de entrenamiento las cuales le servirán para afrontar de mejor manera un acontecimiento de eyección real.

Además de simular la eyección, el sistema diseñado permite retornar al piloto de manera controlada y segura haciendo uso de un cilindro sin vástago con la carrera adecuada para abarcar todo el desplazamiento del asiento.

La estructura metálica que soporta el sistema de impulsión y retorno ha sido diseñada de manera que se pueda transportar sin mayor dificultad, por eso es que se compone de dos módulos desmontables, los cuales al estar unidos alcanzan una altura de seis metros aproximadamente.

2. El uso de la neumática como tecnología para el desarrollo del sistema es adecuado porque se ajusta muy bien a las exigencias que se establecieron al inicio del proyecto.

La ventaja principal que este tipo de sistemas brinda para su aplicación en el Simulador es la gran velocidad lineal que se puede desarrollar. Además los actuadores neumáticos son dispositivos simples y fáciles de manejar; el caudal y la presión pueden ser regulados a voluntad utilizando circuitos de válvulas a las que se puede controlar manualmente o utilizando circuitos de control electro-mecánico

3. El Simulador puede ser fabricado en un taller de mediana infraestructura en el país porque el diseño realizado es relativamente simple y los procesos de manufactura no necesitan tecnologías muy avanzadas.

Uno de los elementos más complejos es el cilindro sin vástago el cual se importará del extranjero con un precio elevado en comparación con los otros elementos del Simulador. En un futuro se podría mejorar el diseño para poder optimizar así los costos.

4. Como resultado del análisis de costos, el producto final resulta costoso a simple vista, pero a comparación de los dispositivos que se encuentran en el mercado internacional, el diseñado en esta tesis es ventajoso en lo que a precio total de realización se refiere. El simulador diseñado es, además, un aporte para impulsar el estudio de este tipo de tecnologías en el país, las cuales merecen mayor atención desde el ámbito académico e industrial.
5. El sistema diseñado en esta tesis es parte de un proyecto integral para la aplicación de tecnologías de simulación para la FAP. A los elementos mecánicos y neumáticos planteados se adicionarán sistemas de control y entornos generados por computadora que sean capaces de sensar la posición del piloto y reproducir un entorno visual cercano al real respectivamente; es de esta manera que se podrá construir un procedimiento de entrenamiento completo desarrollado en su totalidad por profesionales del país.
6. El costo del simulador diseñado asciende a S/. 130692,90. Esta cifra no considera la instalación del sistema de control de los actuadores, pero en vista de que se trata de un sistema simple estos costos no llegan a ser importantes en comparación al precio estimado hasta aquí.
7. El trabajo presentado en esta tesis es parte de un proyecto multidisciplinario que tiene como objetivo fundamental el salvar vidas.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. La estructura para el asiento fue diseñada tomando en cuenta las dimensiones del modelo Mk.4 de Martin Baker (Anexo A.3) el mismo que se utilizaría en el primer prototipo de simulador a fabricarse. En caso las dimensiones varíen mucho en relación al modelo mencionado, se deberán considerar modificaciones en la estructura para el asiento, las cuales no han sido tomadas en cuenta en el desarrollo de esta tesis.
2. La magnitud de la masa total del módulo móvil ha sido modificada durante el diseño debido a que, en un inicio, no se tomó en cuenta el aumento de peso que podría resultar de la implementación de una estructura metálica. Esta variación debe ser tomada en cuenta para un posterior reajuste de los parámetros del simulador.
3. Si surgiera la necesidad de implementar dispositivos que puedan fallar ante cargas de impacto (sensores por ejemplo), el sistema debería ser implementado con elementos que aseguren un buen amortiguamiento de este tipo de cargas peligrosas.
4. La totalidad del sistema neumático deberá ser probado exhaustivamente antes de iniciar los entrenamientos. Las aperturas de las válvulas y su posición deberán ser reguladas adecuadamente según el control que se quiera tener sobre el desplazamiento del módulo móvil. No deberá realizarse ninguna práctica si es que alguno de los equipos no se encuentra en un correcto estado de operatividad.
5. La línea de aire comprimido que une la válvula de distribución con el actuador de impulsión debe estar provista de codos con radios bastante grandes para evitar problemas de estrangulamiento en esta sección del sistema neumático.
6. Se recomienda generar un plan de mantenimiento rutinario para asegurar el buen estado de todos los aparatos neumáticos en el sistema. Esta tarea se facilitará considerablemente si se utilizan elementos de unión de enchufe/desenchufe rápido.

7. Debido a las altas velocidades que se generan durante el impulso, hay una gran posibilidad de que los sellos en los cilindros fallen prematuramente. Por esa razón es que el uso de sellos altamente resistentes es necesario. Los sellos de VITON son una alternativa adecuada porque conservan sus características de estanqueidad a pesar de estar sometidos a altas temperaturas de funcionamiento de hasta 200 °C.

Es recomendable que se realicen pruebas de funcionamiento previas en las que se pueda fijar el tiempo de vida de los sellos más exigidos y así generar un plan de mantenimiento apropiado para conservar los actuadores en buen estado.

8. Se recomienda que simulador diseñado sea instalado en un recinto cerrado y apropiado para las pruebas de funcionamiento. En el caso de que se instale el sistema a campo abierto se deberán revisar los valores calculados para la estructura y cimientos de manera que se tomen en cuenta las cargas de viento según recomendaciones tomadas del Reglamento Nacional de Edificaciones, normativa relacionada a las cargas de este tipo [RNE, 2010].

BIBLIOGRAFÍA

- [AISC, 1994] AISC. Manual of Steel Construction. 2da Ed. USA: American Institute of Steel Construction, Inc., 1994.
- [BARRIGA, 2009] BARRIGA, Benjamín. Neumática Industrial. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2009.
- [BARRIGA, 2007] BARRIGA, Benjamín. Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica: Separatas para el curso de Proyecto en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2007.
- [BEATER, 2007] BEATER, Peter. Pneumatic drives: system design, modeling and control. Berlin, Heidelberg: Springer, 2007.
- [BLODGETT, 1966] BLODGETT, Omer W. Design of welded structures. Cleveland, OH: James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1966.
- [BEDFORD, 2008] BEDFORD, Anthony y FOWLER, Wallace T. Mecánica para Ingeniería: Estática. 5ta Ed. México: Springer, 2008.
- [BROWN, 1977] BROWN, Royce N. Compressors Selection and Sizing. 2da Ed. Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 1977.
- [CARNICER, 1980] CARNICER R., Enrique. Aire Comprimido: Neumática Convencional. Barcelona: G. Gili, 1980.
- [DEPPERT, 1980] DEPPERT W. y STOLL K. Aplicaciones de la Neumática. Barcelona: Marcombo, 1980.
- [DEPPERT, 1978] DEPPERT W. y STOLL K. Dispositivos Neumáticos: Introducción y fundamentos. Barcelona: Marcombo, 1978.
- [DIBUJO1, 2006] Manual de Dibujo Mecánico 1. Lima: PUCP, 2006.
- [DIBUJO2, 2006] Manual de Dibujo Mecánico 2. Lima: PUCP, 2006.
- [GOMEZ, 2008] GÓMEZ, Sergio. El gran libro de SolidWorks. Barcelona: Marcombo, 2008. México D.F.: Co-ed: Alfaomega. 2008.

- [GROOVER, 2007] GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna. México, D.F.: McGraw-Hill Interamericana, 2007.
- [HIBBELER, 2006] HIBBELER, R.C. Mecánica de Materiales. 6ta Ed. México: Pearson, 2006.
- [HESSE, 2001] HESSE, Stefan. 99 Examples of pneumatic applications. Esslingen: Festo AG & Co., 2001.
- [INA, 2009] Catálogo de rodamientos INA. Sorocaba SP: Schaeffler Brasil, 2009.
- [JOHN, 2006] JOHN, James E. A. y KEITH, Theo G. H. Gas Dynamics. 3ra Ed. Upper Saddle River N.J.: Prentice Hall, 2006.
- [MANGIERI, 1966] MANGIERI, Daniel D. Full pressure activation system with eject capabilities. USA, 3.286.373, 1966.
- [MARTIN, 1949] MARTIN, James. Apparatus for testing on the ground ejection seats intended for use in aircraft. USA, 2.467.764, 1949.
- [NONNAST, 1993] NONNAST, Robert. El Projectista de Estructuras Metálicas. Madrid: Paraninfo, 1993.
- [NORGREN01] NORRGREN. Pneumatic Actuators. [200-?].
- [NORGREN02] NORRGREN. The Norgren guide to specifying pneumatic actuators. [200-?].
- [PAHL, 2007] PAHL, Gerard. Engineering Design: a systematic approach. 3ra Ed. London: Springer, 2007.
- [RNE, 2010] REGLAMENTO NACIONAL DE EDIFICACIONES. Lima: MACRO E.I.R.L., 2010.
- [RODRIG, 2006, a] RODRIGUEZ H., Jorge. Dinámica. Lima: PUCP, 2006.
- [RODRIG, 2006, b] RODRIGUEZ H., Jorge. Resistencia de Materiales 2. Lima: PUCP, 2006.

- [ROLDAN, 1989] ROLDÁN V., José. Neumática, hidráulica y electricidad aplicada. Madrid: Paraninfo, 1989.
- [RYDBERG, 1997] RYDBERG, Karl-Erik. Basic Theory for Pneumatic System Design. Linköping: Linköping University, 1997.

Referencias Web:

- [RefWeb01] THE EJECTION SITE
<http://www.ejection-site.com/index.html>
[Fecha de revisión: 15 de julio del 2010]
- [RefWeb02] EJECTION SEAT TRAINER
<http://www.etcaircrewtraining.com>
[Fecha de revisión: 11 de diciembre del 2009]
- [RefWeb03] CURSOS GRATUITOS DE INTERÉS GENERAL
http://www.caballano.com/aire_comprimido.htm
[Fecha de revisión: 02 de enero del 2011]
- [RefWeb04] MILITARY ANALYSIS NETWORK.
<http://www.fas.org/man/dod-101/sys/ac/equip/eject.htm>
[Fecha de revisión: 05 de marzo del 2010]
- [RefWeb05] NAVAL AIR WARFARE CENTER
<http://nawctsd.navair.navy.mil/Programs/TrainerDescriptions/Aviation/Device9E6.cfm>
[Fecha de revisión: 08 de julio del 2010]
- [RefWeb06] MILITARY SPECIFICATION. GENERAL SPECIFICATION FOR TRAINER EJECTION SEAT.
[http://www.everyspec.com/MIL-SPECS/MIL+SPECS+\(MIL-T\)/MIL-T-82341_7888/](http://www.everyspec.com/MIL-SPECS/MIL+SPECS+(MIL-T)/MIL-T-82341_7888/)
[Fecha de revisión: 21 de febrero del 2011]