

RAE

- 1. TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de INGENIERO AERONÁUTICO.
- 2. TÍTULO:** DISEÑO DE UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN TRIANGULADO Y ELECTROMECAÁNICO, CON SELECTOR MANUAL PARA AERONAVES CATEGORIAS FAR 23
- 3. AUTORES:** Javier Andrés Moreno Arias, Carlos Arturo Sierra Daza, Dayana Milena Torres Parra
- 4. LUGAR:** Bogotá, D.C.
- 5. FECHA:** Junio de 2017.
- 6. PALABRAS CLAVE:** Sistemas de amortiguación, FAR 23, tren de aterrizaje, modelamiento de sistemas, control PID.
- 7. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO:** El objetivo principal de este trabajo es; diseñar un sistema de amortiguación triangulado y electromecánico, configurable con selector manual, para una aeronave que cumpla con reglamentación FAR 23, buscando generar un mayor para los pasajeros.
- 8. LINEAS DE INVESTIGACIÓN:** Tecnologías de implementación y mejoramiento para aeronaves
- 9. FUENTES CONSULTADAS:** CURREY, NORMAN S. Aircraft landing gear design. UAEAC. Índice de aeródromos y helipuertos. DIXON, J. The shock absorber handbook. OGATA, K. System Dynamics. LEWIS, H. P., YANG, C. Sistemas de control en ingeniería.
- 10. CONTENIDOS:** A partir del planteamiento de diseñar un sistema de amortiguación triangulado, electromecánico y configurable manualmente, es importante tener en cuenta el rol fundamental del modelamiento de sistemas dinámicos y de control para su desarrollo. De esta forma, se presenta de manera precisa la descripción de estos conceptos y su desarrollo e implementación a lo largo del trabajo. Posteriormente, se evidencia como resultado el diseño del sistema de control para el amortiguador propuesto y finalmente se realiza un análisis de la respuesta en el tiempo del sistema de amortiguación existente y el propuesto para validar si se presenta un cambio significativo que permita establecer, si con la implementación del sistema propuesto se genera mayor confort para los pasajeros
- 11. METODOLOGÍA:** El enfoque de la investigación que se manejará en el proyecto será del tipo empírico-analítico.
- 12. CONCLUSIONES:** En Colombia opera un gran número de aeronaves que se rigen bajo regulación FAR 23, por lo cual el diseño de sistemas de amortiguación como el que se presenta en el desarrollo de este proyecto cuenta con una gran oportunidad dentro del mercado, debido a que es un sistema innovador que brinda múltiples beneficios en la operación de cualquier aeronave sobre la cual se realice su implementación. Se evidencio que, si es posible presentar una mejora en el confort para los pasajeros, ya que, al implementar un amortiguador en el sistema existente, se logra suprimir la resonancia en el sistema y disminuir el tiempo de estabilización de la aeronave ante perturbaciones. Se diseñó un sistema de amortiguación configurable de dos posiciones, para pistas preparadas y no preparadas, controlando la dinámica del amortiguador, al emplear un servomotor como mecanismo de control.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN TRIANGULADO Y
ELECTROMECAÁNICO, CON SELECTOR MANUAL PARA AERONAVES
CATEGORIAS FAR 23

JAVIER ANDRÉS MORENO ARIAS
DAYANA MILENA TORRES PARRA
CARLOS ARTURO SIERRA DAZA

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA BOGOTÁ D.C.
FACULTAD DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
INGENIERÍA AERONÁUTICA
BOGOTÁ D.C.

2017

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN TRIANGULADO Y
ELECTROMECAÁNICO, CON SELECTOR MANUAL PARA AERONAVES
CATEGORIAS FAR 23

JAVIER ANDRÉS MORENO ARIAS
DAYANA MILENA TORRES PARRA
CARLOS ARTURO SIERRA DAZA

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero aeronáutico.

ING. VÍCTOR KENRY CRUZ RODRÍGUEZ
Asesor temático

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA BOGOTÁ D.C.
FACULTAD DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
INGENIERÍA AERONÁUTICA
BOGOTÁ D.C.

2017

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bogotá D.C, Junio 12 de 2017

DEDICATORIA

Mamá, este documento refleja el arduo trabajo y el compromiso adquirido con mis compañeros Carlos Sierra y Dayana Torres, con el aporte de cada uno logramos alcanzar este objetivo. Este documento está dedicado en tu nombre, sabes que nunca he sido demasiado sentimental ni expresivo contigo. Pero no hay un día en el que no te recuerde como esa mujer dedicada y fuerte. Mamá gracias por el apoyo incondicional y esfuerzo monumental.

Papá gracias por enseñarme esa constante incertidumbre y curiosidad por la ciencia, que no existen límites para la imaginación y el desarrollo.... Me queda agradecerte la paciencia, los regaños, los consejos y tus chistes verdes....

Luis, hermano mío a pesar de tener tantas diferencias en nuestras formas de pensar, eres mi único hermano. El único que se preocupa por mi bienestar, por guiarme hacia el camino correcto. Gracias por el apoyo durante el desarrollo de esta tesis.

Alison, hermana mía, sabes que eres una fuente de inspiración para dar siempre lo mejor de mí.

A mis compañeros por su valiosa compañía durante todos estos años de carrera, sin ellos este proceso no habría sido tan divertido. ¡Gracias totales!

Javier Andrés Moreno Arias

Quisiera aprovechar este espacio para agradecer en primer lugar a mis padres, por su apoyo, comprensión y aliento en los momentos de dificultad, sus consejos y más que nada por su sacrificio. Sin ellos nada de esto sería posible.

A mi hermano Oscar, por todas las enseñanzas que me ha dado, y porque sé que tiene todo para cincelar la escultura de su propia vida

A mis compañeros por su valiosa compañía durante todos estos años de carrera. Y en general a todas aquellas personas que contribuyeron en la realización de esta meta.

Carlos Arturo Sierra Daza

Este tipo de trabajos, evidencian el resultado de un largo proceso, en el cual todo inicia con fuerza de voluntad, decisión y perseverancia. Con una decisión porque nos cambia la vida, con fuerza de voluntad porque sin saber todas las dificultades que vendrán asumimos un camino y con perseverancia por que buscamos mantenernos firmes y constantes hasta alcanzar un propósito.

En primera instancia quiero agradecerle a José Eriberto, por ver en mí, aquellas cosas que quizá ni yo misma veo en ocasiones, y por darme la oportunidad de cumplir un sueño el cual yo considero compartido, y por qué a pesar de la distancia cada uno lleva al otro siempre en sus oraciones.

A mis abuelos por el amor infinito, por esas palabras y miradas que transmiten fortaleza cuando más se necesita y por ese ejemplo de vida que inspira a continuar cada día, buscando ser mejor ser humano.

A Carlos Arturo, por el cariño y la paciencia, porque ninguna de estas dos cosas es fácil de conservar en el tiempo y a pesar de las adversidades ha tenido el coraje de mantenerlos.

Finalmente, a toda a mi familia, por ser ese grupo de personas diverso, que en medio de sus inmensas diferencias ha logrado darme la alegría de ver una familia unida y me ha contagiado de esas ganas de seguir adelante, sin importar lo que pase.

Dayana Milena Torres Parra

CONTENIDO

1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	20
1.1	ANTECEDENTES	20
1.2	DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	28
1.3	JUSTIFICACIÓN	29
1.4	OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	29
1.4.1	Objetivo general	29
1.4.2	Objetivo específico	30
1.5	ALCANCES Y LIMITACIONES	30
1.5.1	Alcances	30
1.5.2	Limitaciones	30
2	MARCO DE REFERENCIA	32
2.1	MARCO LEGAL O NORMATIVO	32
2.1.1	Normativa para aeronaves categoría Normal, Utilitaria, Acrobática y Commuter (FAR 23)	34
2.2	MARCO TEORICO- CONCEPTUAL	35
2.2.1	Tren de Aterrizaje	35
2.2.2	Amortiguador	42
2.2.3	Sistema Dinámico	47
2.2.4	Sistema de control	55
2.2.5	Software Simulink	60
3	METODOLOGIA	62
4	DESARROLLO DE INGENIERIA	65
4.1	REGULACIÓN	65
4.1.1	Límites establecidos por la regulación FAR 23	65
4.2	SELECCIÓN DE LA AERONAVE	69
4.3	REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	77
4.3.1	Selección del amortiguador	77
4.4	DISEÑO DEL AMORTIGUADOR	80
4.4.1	Carrera del Amortiguador	80
4.4.2	Diámetro y área del pistón	84
4.4.3	Diámetro y Área del Orificio Principal	85
4.4.4	Diámetro y Área de los Orificios del Pistón	85
4.4.5	Diámetro y Área de la Cámara Secundaria	85
4.4.6	Overlap	85
4.4.7	Dimensiones generales del metering pin	85
4.4.8	Curva Carga-Carrera	86
4.4.9	Selección del fluido hidráulico	89
4.5	ANÁLISIS DINÁMICO	93

4.5.1	Análisis dinámico del sistema de amortiguación existente.....	93
4.5.2	Análisis Dinámico del Sistema de Amortiguación Propuesto	108
4.6	ACCIÓN DE CONTROL DEL AMORTIGUADOR	124
4.6.1	Selección del servomotor	124
4.6.2	Modelo dinámico del servomotor	128
4.6.3	Sistema de control retroalimentado (PID) para el servomotor	132
4.6.4	Diseño del circuito de control	133
4.7	DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO FINAL	139
5	PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	146
5.1	RESPUESTA EN EL TIEMPO.....	147
5.1.1	Sistema de Amortiguación Existente	147
5.1.2	Sistema de Amortiguación Propuesto.	148
5.2	DIAGRAMA DE POLOS Y CEROS	153
5.2.1	Sistema de Amortiguación Existente.	154
5.2.2	Sistema de Amortiguación Propuesto	155
6	CONCLUSIONES.....	157
7	RECOMENDACIONES.....	159
8	BIBLIOGRAFIA.....	160

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Aeronave Kitty Hawk de los Hermanos Wright.....	20
Figura 2. Sopwith Camel	21
Figura 3. Sistema de absorción de impactos SopWith Camel	22
Figura 4. Lockheed 8D Altair	23
Figura 5. Douglas DC-3.....	23
Figura 6. 1928 Ford 4AT-B	24
Figura 7. Ford 4AT-B Suspensión discos de goma	24
Figura 8. Patente US2811326 A	25
Figura 9. Patente US 4082255	26
Figura 10. Suspensión pasiva Automóvil	27
Figura 11. Suspensión adaptativa Automóvil	27
Figura 12. Configuraciones de los tipos de trenes	36
Figura 13. Configuración de Triciclo- Cessna 172.....	37
Figura 14. Configuración de Patín de Cola -DC-3	38
Figura 15. Configuración Tipo Tándem B-52	38
Figura 16. Tren de Tipo Ballesta	39
Figura 17. Tren Rígido.....	39
Figura 18. Tren tipo Bungee Cord	40
Figura 19. Tren de Aterrizaje con Amortiguador	40
Figura 20. Tren de aterrizaje tipo triangulado de la aeronave Twin Otter	41
Figura 21. Tren de aterrizaje tipo triangulado de la aeronave Arava IAI 201	41
Figura 22. Esquema de clasificación de los trenes de aterrizaje.....	42
Figura 23. Diagrama esquemático. Amortiguador Mono Tubo.....	45
Figura 24. Diagrama esquemático amortiguador bitubo.....	46
Figura 25. Esquema de clasificación de los Amortiguadores	47
Figura 26. Representación del diagrama de bloques	53
Figura 27. Comparación entre el comportamiento sobre amortiguado, sub amortiguado y críticamente amortiguado.....	55
Figura 28. Diagrama esquemático sistema de control sin retroalimentación	56
Figura 29. Diagrama esquemático sistema de control retroalimentado	57

Figura 30. Esquema de Sistemas de Control	58
Figura 31. Diagrama de bloques control de dos posiciones.....	59
Figura 32. Diagrama de bloques de un control proporcional- integral-derivativo.....	60
Figura 33. Apéndice C-Aterrizaje nivelado con reacciones inclinadas	68
Figura 34. Unidades entregadas Cessna.....	73
Figura 35. Número de aeronaves vendidas por fabricante 2014.....	73
Figura 36. Número de aeronaves vendidas por fabricante 2015.....	74
Figura 37. Cessna 182T	74
Figura 38. Cessna U206.....	75
Figura 39. Cessna 208B Grand Caravan.....	75
Figura 40. Diagrama conceptual del amortiguador.....	79
Figura 41. Esquemmatización geométrica del sistema de amortiguación	80
Figura 42. Fuerzas aplicadas en el sistema de amortiguación	82
Figura 43. Esquema del metering pin	86
Figura 44. Carga vs Carrera	88
Figura 45. Sección transversal del pistón del amortiguador	90
Figura 46. Variación de la temperatura del fluido en función del tiempo	91
Figura 47. Variación de la viscosidad en función de la temperatura	92
Figura 48. Sistema Dinámico Existente.....	94
Figura 49. Diagrama de bloques, modelo dinámica existente en Simulink.....	96
Figura 50. Esquemmatización de la Barra Elástica.....	97
Figura 51. Esquemmatización de viga en cantiléver.....	100
Figura 52. Comportamiento dinámico viga en cantiléver.....	101
Figura 53. Esquema de la distribución del centro de masa de la aeronave.....	104
Figura 54. Línea de referencia medida aeronave	104
Figura 55. Esquema de la nomenclatura del Neumático.....	105
Figura 56. Grafica Carga vs Deflexión del neumático.	106
Figura 57. Esquema básico de un sistema masa, resorte amortiguador	107
Figura 58. Sistema Dinámico Propuesto.....	109
Figura 59. Diagrama de Bloques Sistema de Amortiguación Propuesto.....	111
Figura 60. Linealización del comportamiento elástico del amortiguador.....	113

Figura 61. Diagrama dinámico del amortiguador	114
Figura 62. Esquemización del amortiguador empleado.....	117
Figura 63. Volumen de control de la cámara principal.....	120
Figura 64. Volumen de control de la cámara de reserva.....	120
Figura 65. Presión que actúa sobre el metering pin	125
Figura 66. Motor PMA-14A	128
Figura 67. Modelo dinámico de un motor DC.....	128
Figura 68. Respuesta del motor-Posición	130
Figura 69. Respuesta del motor-Velocidad.....	131
Figura 70. Configuración sistema de control en lazo cerrado del motor	132
Figura 71. Respuesta del motor retroalimentado	133
Figura 72. Circuito Comparador	134
Figura 73. Circuito Proporcional	135
Figura 74. Circuito Integral.....	136
Figura 75. Circuito Derivativo.....	137
Figura 76. Circuito Sumador.....	138
Figura 77. Circuito de Potencia	138
Figura 78. Diseño Final del Amortiguador	140
Figura 79. Orificio Principal y Orificios del Pistón	141
Figura 80. Respuesta en el tiempo del sistema de amortiguación existente	148
Figura 81. Respuesta en el tiempo sistema de amortiguación propuesto	151
Figura 82. Aceleración de la aeronave en función del tiempo.....	152
Figura 83. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación existente.	154
Figura 84. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación propuesto pistas preparadas	155
Figura 85. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación propuesto, pistas no preparadas	156

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Unidades activas de aeronaves más populares en Colombia	71
Tabla 2. Características de aeronaves	75
Tabla 3. Matriz de decisión Selección de la aeronave	76
Tabla 4. Características de la Aeronave Cessna Grand Caravan 208B	76
Tabla 5. Valores constantes para determinación de la carrera	83
Tabla 6. Propiedades de los fluidos hidraulicos.....	92
Tabla 7. Propiedades de la ballesta	98
Tabla 8. Valores de la capacidad especifica de amortiguamiento	101
Tabla 9 .Propiedades de la ballesta al acoplar el amortiguador	112
Tabla 10. Parámetros del Amortiguador	123
Tabla 11. Geometría de la rosca	125
Tabla 12. Parámetros del Motor.....	127
Tabla 13. Parámetros de los Sistemas de Amortiguación.....	146

LISTA DE SIMBOLOS

A_c = Area de contacto de la llanta

A_{gas} = Área del gas

A_o = Área del orificio principal del amortiguador

A_p = Área del pistón

A_R = Área de la cámara secundaria

A_{SC} = Área del orificio secundario en compresión

A_{SE} = Área del orificio secundario en compresión

B = Distancia entre los ejes del tren de nariz y el tren principal

b = Coeficiente de amortiguación

b_c = Coeficiente de amortiguación en compresión

b_E = Coeficiente de amortiguación en expansión

C = Capacitancia

C_d = Coeficiente de descarga

C_{do} = Coeficiente de descarga del orificio principal

C_{dsc} = Coeficiente de descarga del orificio secundario en compresión

C_{dse} = Coeficiente de descarga del orificio secundario en compresión

D_f = Diámetro final del neumático

D_m = Diámetro medio del neumático

D_n = Diámetro del neumático

D_o = Diámetro inicial del neumático

D_o = Diámetro del orificio principal del amortiguador

D_p = Diámetro de pistón

D_{pin} = Diámetro de la aguja del amortiguador

D_R = Diámetro de la cámara secundaria

D_s = Diámetro del agujero secundario del pistón

E = Módulo de elasticidad

e_C = Voltaje a través del capacitor

e_L = Voltaje inducido

e_R = Voltaje a través del resistor

F_r = Fuerza ejercida al sistema de amortiguación

g = gravedad

i = Corriente

I_b = Momento de Inercia de la barra

k_b = Coeficiente elástico de la barra

K_i = Ganancia Integral

k_n = Coeficiente elástico del gas

K_p = Ganancia proporcional

L = Inductancia

L = Longitud de la barra

M = Momento

m = Masa de la aeronave

m_b = Masa de la barra

n = Factor de carga

N_a = Distancia del centro de masa más alejado al eje del tren de nariz

N_f = Distancia del centro de masa más delantero hasta el tren de nariz

P = Presion

P_{gas} = Presión del gas

P_n = Presión interna del neumático

P_p = Presión en la cámara principal

P_s = Presión en la cámara secundaria

P_{LC} = Presión de la cámara principal en compresión

P_{SC} = Presión de los agujeros secundarios en compresión

P_{SE} = Presión de los agujeros secundarios en la expansión

P_{LE} = Presión de la cámara principal en expansión

Q = Caudal

Q_p = Caudal que pasa por el orificio principal

Q_{PC} = Caudal que pasa por el orificio principal durante la compresión

Q_{PE} = Caudal que pasa por el orificio principal durante la expansión

Q_s = Caudal que pasa por el orificio secundario

Q_{SC} = Caudal que pasa por el orificio secundario durante la compresión

Q_{SE} = Caudal que pasa por el orificio secundario durante la expansión

R = Resistencia

R_{ex} = Radio exterior

R_{in} = Radio interior

R_{PC} = Resistencia hidráulica en la cámara principal en la compresión

R_{PE} = Resistencia hidráulica en la cámara principal en la expansión

R_r = Radio de ruedo

S_a = Superficie alar

SLR = Radio de carga estática

S_s = Carrera del amortiguador

S_t = Deflexión del neumático

S_l = Deflexión de la barra

T_i = Tiempo integral

T_p = Tiempo derivativo

v = Ancho del neumático

V_C = Velocidad de descenso

W = Peso de la aeronave

W_{max} = Peso máximo estático soportado por el tren principal

W_{min} = Peso mínimo estático soportado por el tren principal

X_a = Punto muerto inferior del pistón

X_s = Carrera del pistón del amortiguador

X_{wg} = Punto muerto superior del pistón

η_s = Eficiencia del amortiguador

η_t = Eficiencia del neumático

η_l = Eficiencia de la barra

ω_n = Frecuencia natural

ξ = Factor de amortiguación

ρ = Densidad

INTRODUCCIÓN

El sistema de amortiguación de una aeronave, se encarga de disipar las cargas durante el aterrizaje y despegue, así como de brindar estabilidad durante las operaciones en tierra. A partir de este hecho, si se reduce el tiempo de estabilización de la aeronave y se logra adaptar la amortiguación al tipo de terreno sobre el cual se opere, se brindará mayor confort a los pasajeros.

De esta manera, surge la idea de diseñar un sistema de amortiguación para una aeronave categoría FAR 23. Inicialmente, teniendo en cuenta el contexto de operación aérea del territorio colombiano (Numero de aeronaves, frecuencia de operación y proyección de ventas), se selecciona una aeronave que opere dentro de este ámbito; por ello, la aeronave seleccionada es el Cessna Gran Caravan 208-B. Una vez se determina la aeronave, se realiza una revisión detallada de la normativa que aplica al proyecto, para establecer cada uno de los parámetros a tener en cuenta sobre el diseño del sistema de amortiguación. Se indaga sobre los diferentes tipos de amortiguadores y se selecciona el que más se adecue a las necesidades del proyecto, posteriormente se realiza el modelamiento dinámico del sistema de amortiguación que se va a proponer, para lograr obtener las características geométricas del amortiguador. Teniendo el diseño del amortiguador completo, se implementa el sistema de control sobre el mismo para obtener la respuesta deseada.

Paralelamente se efectúa el modelamiento dinámico del sistema de amortiguación existente por medio de la herramienta Simulink del software Matlab. Finalmente, se realiza una comparación de los sistemas para analizar su respuesta en el tiempo, a partir de una señal de entrada determinada, buscando establecer si se presenta una mejora sobre el sistema de amortiguación existente.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTES

El tren de aterrizaje es el sistema principal de disipación de energía al momento de un aterrizaje. Este debe ser diseñado para absorber la energía cinética hasta valores aceptables que se transfieren al fuselaje. Su resistencia estructural le permite realizar operaciones de remolque, aceleraciones y desaceleraciones; pero pierde importancia en las demás etapas del vuelo, y se convierte en un peso muerto.

La primera aeronave en realizar un vuelo controlado y tripulado, fue el Kitty Hawk de los hermanos Wright. De acuerdo a la misión principal de esta aeronave, era realizar un vuelo. Por lo tanto, no se tuvo en cuenta otros aspectos de la aeronave, y por tal razón montaba un tren de aterrizaje como un trineo de nieve, que consistía de dos patines que se deslizaban sobre el terreno.

Figura 1. Aeronave Kitty Hawk de los Hermanos Wright



Fuente: [Fotografía de The Henry Ford Museum]. (2012). The Kitty Hawk Replica

Los primeros modelos de tren de aterrizaje modernos aparecen en Europa en torno a 1907. Gabriel Voisin diseñó el primer tren de aterrizaje con ruedas para un biplano.

Los primeros aviones que empezaron su construcción en serie tuvieron lugar en la primera guerra mundial, se construían en madera y lona lo cual les permitía velocidades y pesos bajos. Al volar a

baja velocidad estos trenes no necesitaban de un sistema de retracción. Los trenes no debían soportar altas aceleraciones ni cambios bruscos de carga al momento de aterrizar, además de no implementar sistemas de frenado. Su rigidez estructural se calculaba con el máximo factor de carga que presentaba el aeroplano. La velocidad vertical de despegue y aterrizaje no superaba los 405 m/s, sin embargo, en sentido lateral no ocurría lo mismo y era muy frecuente la fractura de dichos trenes. (Trallero, Atienza, & Frovel)

Los trenes no disponían de ningún sistema de amortiguación, la absorción de impactos se limitaba a las ruedas y las barras que constituían el propio tren. Esto transfería una gran cantidad de energía a todo el fuselaje. En los modelos Sopwith Camel y Spad vii, el eje de la rueda se acoplaba mediante un conjunto de cuerdas elásticas que permitía hasta cierto punto el movimiento vertical de dicho eje (10 cm como máximo), con lo que el impacto y las vibraciones de la aeronave eran amortiguadas de forma parcial.

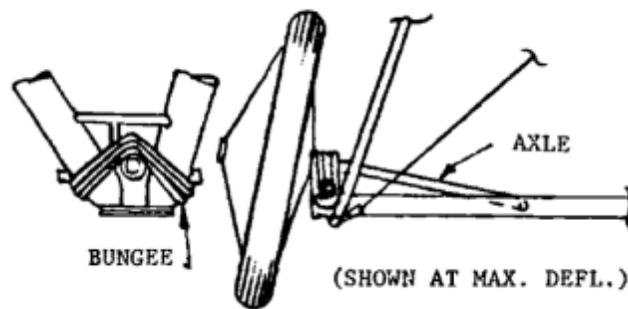
Figura 2. Sopwith Camel



Fuente: [Fotografía de Canada Aviation and Space Museum].(2017)

Los neumáticos eran de un tamaño pequeño y en la mayoría de los casos eran ruedas de bicicletas. No disponían de ningún tipo de sistema de seguridad. Estos tipos de trenes se posicionaban muy cerca del motor, por consiguiente, el centro de gravedad de la aeronave se ubicaba atrás, lo cual favorece al uso del patín de cola.

Figura 3. Sistema de absorción de impactos SopWith Camel



Fuente: (Currey, 1988)

En el periodo entre las dos guerras mundiales, hacia 1920 se realizaron los primeros diseños de trenes retractiles con amortiguación. Las mejoras aerodinámicas produjeron un rápido incremento de la velocidad en vuelo, en consecuencia, el tren fijo paso a ser un obstáculo que impedía aumentar aún más la velocidad. Se propuso diseñar un mecanismo capaz de ocultar el tren dentro del fuselaje, para disminuir la resistencia aerodinámica ejercida por las ruedas. Además, el cambio de aluminio por la madera incremento el peso de las aeronaves, lo cual hacía necesario tener un sistema de amortiguación eficiente. Al aumentar la velocidad de vuelo y el peso, la velocidad de perdida de dichas aeronaves aumentaba significativamente, que se traduce en una velocidad de aproximación mayor e implementación de un sistema de frenado. (Trallero, Atienza, & Frovel)

Las primeras aeronaves que poseían trenes de aterrizaje total o parcialmente retractiles fueron el Lockheed 8D Altair.

Figura 4. Lockheed 8D Altair



Fuente: [Fotografía de San Diego Air and Space Museum](2013)

A pesar de las ventajas que ofrecían los trenes retráctiles, su implantación no fue tan rápida, la mayoría de las aeronaves para esta fecha aún se fabricaban con trenes fijos. En algunos casos empleaban carenas aerodinámicas. El primer modelo fabricado en serie con tren de aterrizaje retráctil fue el Douglas DC-2 y el Boeing 247D en 1934.

Figura 5. Douglas DC-3



Fuente: [Fotografía de The Henry Ford Museum].(2012).Douglas DC-t3

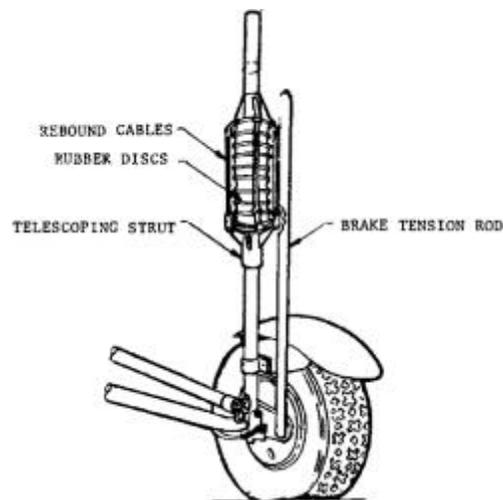
Los amortiguadores de esta época estaban contruidos por barras telescópicas que se unían mediante discos de goma o muelles de acero, como puede observar en la aeronave Ford 4AT de 1928. Los discos de goma estaban formados por un cilindro exterior, dentro del cual se desplazaba un vástago y en el interior se colocaban pastillas del mismo material.

Figura 6. 1928 Ford 4AT-B



Fuente: [Fotografía de The Henry Ford Museum].(2012). Ford 4AT-B

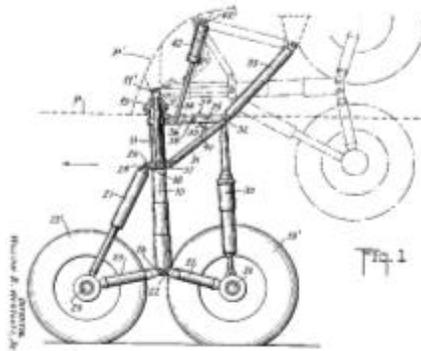
Figura 7. Ford 4AT-B Suspensión discos de goma



Fuente: (Currey, 1988)

En 1935 se construyó el primer tren de aterrizaje con doble barra telescópica montado en un Fairchild Packet C-119, cuyo diseño masifico su implementación en la mayoría de bombarderos estadounidenses y en los primeros aviones comerciales. Otro factor que mejoro el sistema de suspensión fue la implementación de neumáticos más anchos y grandes con aire a presión. Sin embargo, no era conveniente tener ruedas más grandes por limitaciones del peso. Lo cual dio lugar al desarrollo de los amortiguadores y la necesidad de pistas de asfalto.

Figura 8. Patente US2811326 A

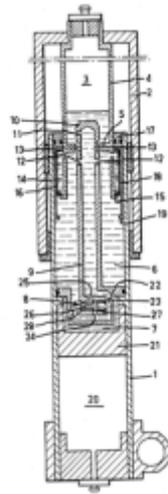


Fuente: Westcott Jr WilliamB, Retractable Aircraft Landing Gear (1957)

Más adelante se comenzaron a implantar los primeros amortiguadores hidráulicos desarrollados por Dowty, que reemplazaron los muelles de acero debido a su mayor eficiencia y menor peso. El amortiguador de Dowty proporcionaba una eficiencia de 75-90% el cual sentó las bases para el desarrollo de los amortiguadores actuales (Trallero, Atienza, & Frovel). También se desarrollaron los amortiguadores basados en aire, pero su eficiencia no dio el resultado esperado puesto que no permitían la lubricación y su mantenimiento era complejo y caro. No obstante, los amortiguadores oleosos presentaban desventajas, perdían eficiencia cuando trabajan en condiciones de baja temperatura, las juntas debían ser muy resistentes a la fricción para evitar las pérdidas de presión. Por ello se orientó hacia el desarrollo del amortiguador oleo neumático.

Los amortiguadores oleo neumáticos disipan la energía de mejor manera, recuperan su posición de equilibrio de forma controlada y tiene un bajo peso. Consiste de un cilindro que alberga una mezcla de aceite y gas (normalmente nitrógeno seco). Cuando el vástago sube, el aceite fluye hacia la cámara inferior a través de un orificio que modifica su sección transversal por medio de una varilla. Una vez que la carga que lo comprime desaparece, retorna a su posición normal por la presión que posee el gas. Su eficiencia ronda los valores del 80% al 90%. (Trallero, Atienza, & Frovel)

Figura 9. Patente US 4082255



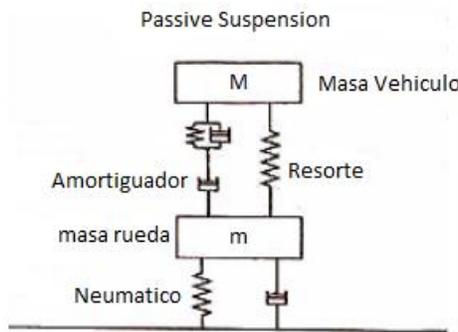
Fuente: Jean Masclet, Jacques Veaux, Oleo-Pneumatic Damper (1978)

Durante la guerra fría, el avance tecnológico aeronáutico y espacial continuó. La aparición de aerolíneas comerciales trajo consigo la implementación del tren triciclo invertido para mejorar la visibilidad al momento de operaciones en tierra. También facilitaba los procesos de carga y descarga de la aeronave. En la actualidad, la configuración de triciclo invertido se ha desarrollado para permitir un mayor número de neumáticos por tren, llegando a 4 o 6 para aumentar la superficie de contacto con el menor número posible de patas. En algunas aeronaves Boeing se utilizan ruedas de 1 metro de diámetro y una capacidad de carga superficial de 22500 kg. En las aeronaves más antiguas como el Boeing 747, lleva 16 ruedas en el tren principal, mientras que una aeronave más reciente como el Boeing 777 ha logrado incorporar 12 ruedas en dos trenes. El tren delantero mantiene la característica de poseer dos ruedas en paralelo, que no está sujeto a condiciones estructurales, esto por razones de seguridad para no perder la dirección si una rueda pierde su presión.

En el ámbito del automóvil se ha desarrollado con mayor facilidad los sistemas de control electrónico para la suspensión que utilizan estos vehículos. Que era necesario puesto que los

vehículos se encuentran todo el tiempo en contacto con la superficie, por consiguiente, debe dar la sensación de control a sus ocupantes sin importar las condiciones del terreno. los fabricantes deben garantizar la comodidad y la seguridad de sus vehículos. Esto no es factible con una única configuración en amortiguadores pasivos. Por ende, se aceleró el proceso de desarrollo en sistema activos y adaptativos. Hoy en día es común conseguir vehículos con sistema de suspensión de control electromecánicos, no como un plus si no como un paquete estándar.

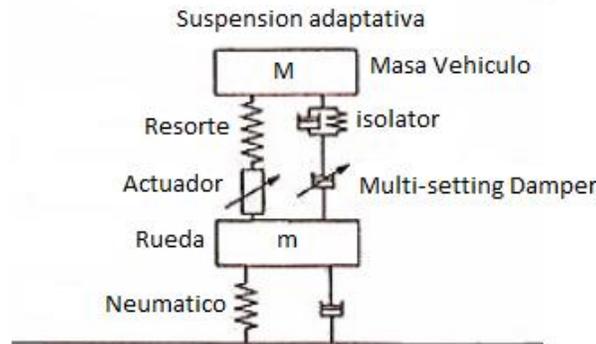
Figura 10. Suspensión pasiva Automóvil



Fuente: Autores

Las suspensiones adaptativas modifican la rigidez del muelle o del amortiguador mediante actuadores de baja potencia, de manera discreta monitorizados por sensores. (Alberdi, 2003).

Figura 11. Suspensión adaptativa Automóvil



Fuentes: Autores

La información que llega a la computadora central proviene de dichos sensores que indican la altura de la carrocería y los acelerómetros censan los cambios de velocidad del amortiguador. Al

estar integrada al sistema electrónico del coche, la computadora central puede predecir acciones que mejoren el comportamiento. Cuando se pisa de forma brusca el pedal del freno, la computadora envía pulsos eléctricos mucho más rápidos a los amortiguadores para que estos se endurezcan, justo antes que las pastillas de los frenos sujeten el disco y se produzca la desaceleración.

Para el caso de este proyecto de investigación se desea diseñar un sistema de control junto con el sistema de amortiguación, para adaptar dicha tecnología ya avanzadas en los automóviles, para su implementación en aeronaves de categoría FAR 23. De esta forma garantizar una mejora en la estabilidad y confort, para las condiciones críticas de vuelo como son el despegue y aterrizaje.

1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Los sistemas de amortiguación son un componente esencial de la aeronave, debido a que permiten brindar un mayor confort a los pasajeros, dado que disipan la energía cinética producida en el aterrizaje a causa del impacto generado al tocar el suelo y las imperfecciones que se puedan presentar en el terreno.

En el territorio colombiano, se cuenta con un gran número de aeródromos que en la mayoría de los casos cuentan con pistas no preparadas adecuadamente, lo cual dificulta operaciones de la aeronave como el carreteo para el caso del despegue, o algunas fases más críticas como lo son el aterrizaje. Por ende, un adecuado sistema de amortiguación brindaría una mejor experiencia a los pasajeros que se trasladen en aeronaves que operen en aeródromos con pistas no preparadas y preparadas, ya que se busca que el sistema sea modificado acorde con la condición de la pista, haciendo más práctica y útil su implementación.

Actualmente no existen sistemas de amortiguación triangulada configurable para las aeronaves FAR 23 que operan en Colombia, por lo cual este sería un sistema innovador que permitiría a los distintos operadores mejorar la calidad en la prestación de sus servicios.

Por lo anterior, surge la pregunta problema ¿Cómo es posible adaptar un sistema de amortiguación configurable, electromecánico, con selector manual, que permita mejorar el grado de confort para los pasajeros durante las operaciones en tierra, aplicable a diferentes tipos de terreno?

1.3 JUSTIFICACIÓN

Teniendo en cuenta los sistemas de amortiguación dentro de la operación de aeronaves, es necesario conocer sobre la dinámica de sistemas, ya que de esta manera es posible realizar el modelamiento de un sistema determinado y ejercer un control sobre él, buscando una respuesta específica. A partir de este hecho se presenta la idea de diseñar un sistema de amortiguación controlado, que pueda ser accionado mediante una acción mecánica ejercida por el piloto en cabina, en dependencia de la zona en la cual opere la aeronave. De esta manera no solo se busca afianzar y profundizar sobre el tema de la dinámica de sistemas, sino llevar a cabo el desarrollo de nuevos conocimientos al respecto, que logren tener una aplicación práctica que motive nuevas investigaciones que generen un desarrollo dentro de la academia y la industria.

1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de amortiguación triangulado y electromecánico, configurable, con selector manual para una aeronave que cumpla la reglamentación FAR 23, buscando mejorar el sistema de amortiguación existente.

1.4.2 Objetivo específico

- Caracterizar y seleccionar la aeronave a modificar; teniendo en cuenta las aeronaves más populares en Colombia bajo categoría FAR 23 acorde con las estadísticas proporcionadas por el ente regulatorio de la aeronáutica civil.
- Realizar el diseño conceptual y preliminar de un amortiguador con ajuste electromecánico; controlando el cambio de una variable física (carrera del amortiguador).
- Realizar el modelamiento del sistema de configuración electrónica del amortiguador.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1 Alcances

- Mediante este proyecto se busca realizar el diseño conceptual y preliminar de un sistema de amortiguación triangulado de ajuste electromecánico.
- Una vez culminado el tiempo de desarrollo establecido para este proyecto, se obtendrá un análisis que permita identificar la diferencia entre el uso de un sistema de amortiguación convencional, y un sistema de amortiguación configurable (propuesto).
- El diseño final contará con planos de ensamble y referencia, por el contrario, no se proporcionarán planos de producción.

1.5.2 Limitaciones

- Dentro del desarrollo de este proyecto no se llevará a cabo la construcción o producción del sistema anteriormente mencionado, tampoco se contará con el diseño del tren de aterrizaje de la aeronave en la cual se implementará el sistema.

- Las herramientas utilizadas para la finalidad ya mencionada serán el software institucional de Matlab y Catia V5-6 2013.
- Los cálculos específicos se realizarán de manera analítica, y serán corroborados mediante el software anteriormente mencionados. Por ello es importante tener en cuenta que los resultados obtenidos están sujetos a la capacidad de las herramientas anteriormente establecidas.

2 MARCO DE REFERENCIA

2.1 MARCO LEGAL O NORMATIVO

Con el fin de garantizar un adecuado desarrollo y ejecución del proyecto de investigación, se identifican las principales entidades regulatorias y sus correspondientes normativas dentro del campo aeronáutico; las cuales tienen bajo su responsabilidad la vigilancia de todos los aspectos asociados a la aviación civil. A partir de esto se encuentran tres entidades principales las cuales son; FAA (Federal Aviation Administration), EASA (European Aviation Safety Agency) y Federal Air Transport Agency. Teniendo en cuenta lo anteriormente establecido, se busca determinar cuál de estas entidades cuenta con la normativa más apropiada, para satisfacer los requerimientos del proyecto.

En este orden de ideas, se encuentra que el mayor número de aeronaves que prestan servicios aéreos en el territorio colombiano, están certificadas por la entidad estadounidense FAA (Federal Aviation Administration); también cabe resaltar que la entidad gubernamental UAEAC (Unidad Administrativa Especial de Aeronáutica Civil) y su correspondiente reglamentación están basadas en la normatividad estadounidense FAR por sus siglas en inglés Federal Aviation Regulation.

De esta manera, se debe tener en cuenta que dentro de la normativa FAR se encuentran subdivisiones que muestran las normas de aeronavegabilidad para cada tipo de aeronave, según su peso y la operación que ésta realice (Government Publishing Office, 2016), así se encuentra lo siguiente:

- FAR 23: Esta se encarga de regular aeronaves cuya categoría es normal, utilitaria, acrobática y commuter.
- FAR 25: Esta se encarga de regular aeronaves categoría transporte.
- FAR 27: Esta se encarga de regular helicópteros categoría normal.

- FAR 29: Esta se encarga de regular helicópteros categoría transporte.

Es importante resaltar que con este proyecto se busca desarrollar un sistema de amortiguación para una aeronave de ala fija cuya operación en Colombia sea realizada de forma regular, lo cual permite descartar de manera directa las categorías FAR 27 y FAR 29. Por otra parte, en el caso de las aeronaves de categoría FAR 25, estas solo pueden aterrizar y despegar en aeropuertos los cuales están definidos como; “aeródromos especialmente equipados y usados regularmente para pasajeros y/o carga y que, a juicio de la UAEAC, poseen instalaciones o servicios de infraestructura aeronáutica suficientes para ser operados en la aviación civil” (RAC 14: Aeródromos, Aeropuertos y Helipuertos). Debido a esto, este tipo de aeronaves no presentan la necesidad de un cambio o implementación de su sistema de amortiguación para su operación, ya que las pistas destinadas siempre cuentan con una condición óptima que puede garantizar el confort de los pasajeros.

En cuanto a la categoría FAR 23, está conformada por aeronaves en su mayoría pequeñas, cuya operación generalmente es realizada en aeródromos, entendiendo por aeródromo; “un área definida de tierra o agua (que incluye todas sus edificaciones, instalaciones y equipos) destinado total o parcialmente a la llegada, salida y movimiento en superficie de aeronaves” (RAC 14: Aeródromos, Aeropuertos y Helipuertos). Adicionalmente se encuentra que en Colombia la mayoría de aeródromos existentes son privados (Índice de Aeródromos y Helipuertos, 2016), debido a esto no existe una garantía permanente del buen estado de la infraestructura de los mismos.

También es importante aclarar que una pista se define como un área rectangular en un aeródromo terrestre preparada para el despegue de las aeronaves. En el caso de las pistas preparadas, estas cuentan con una clasificación en dependencia de si prestan operaciones públicas o privadas, sin embargo, el correspondiente operador siempre debe garantizar que se presentes condiciones superficiales óptimas para el desarrollo de operaciones. Por otro lado, las pistas no preparadas, se

definen como aquellas que cuentan con condiciones de superficies no niveladas adecuadamente y con irregularidades protuberantes, que causan que los trenes de aterrizaje sufran esfuerzos frecuentes propiciando sobrecargas. (Unidad Administrativa Especial de Aeronautica Civil, 2004)

A partir de todos los aspectos regulatorios anteriormente expuestos, y teniendo en cuenta los objetivos y requerimientos del proyecto, cabe resaltar la importancia de la selección de una aeronave categoría FAR 23, dado que sus condiciones de diseño se adaptan a las necesidades que puede suplir la implementación de un sistema de amortiguación.

2.1.1 Normativa para aeronaves categoría Normal, Utilitaria, Acrobática y Commuter (FAR 23)

Considerando que la entidad reguladora de aviación civil colombiana UAEAC, en sus reglamentos aeronáuticos, puntualmente en la parte 23 de los RAC, adopta los estándares de Aeronavegabilidad contenidos en la parte FAR 23 del título 14 del Código de los Reglamentos Federales (CFR), donde se establecen los estándares de aeronavegabilidad para aeronaves de categoría normal, utilitaria, acrobática y commuter; se determina que:

Las aeronaves categoría normal, utilitaria y acrobática, están limitadas a una configuración de asientos de nueve o menos; excluyendo los asientos de los pilotos y un peso máximo de despegue de 15000 lb (Maximum Takeoff Weight) o menos. En el caso de la categoría commuter, esta se restringe a aeronaves multimotor, con una configuración de asientos de 19 o menos, excluyendo los asientos de los pilotos y un peso de despegue máximo (MTOW) de 19000lb o menos. (Airworthiness Standards: Normal, Utility, Acrobatic, and Commuter Category Airplanes, (2011)).

Ahora, para el sistema de amortiguación, es necesario determinar las cargas y las condiciones a las cuales éste se verá sometido durante las diferentes etapas de operación de la aeronave, para esto

es necesario remitirse inicialmente al numeral 23.477 de la parte 23, donde se señala que la configuración del tren de aterrizaje puede ser: tren principal y de nariz o tren principal y tren de cola.

Posteriormente, es necesario aclarar las condiciones de aterrizaje que se pueden presentar en el sistema de amortiguación es el aterrizaje. Así, pues, las diferentes formas en las cuales se puede presentar un aterrizaje deben ser analizadas minuciosamente, para tal fin se debe conocer lo establecido en los numerales 23.479 al 23.483 y el apéndice C de la parte 23.

2.2 MARCO TEORICO- CONCEPTUAL

Para comenzar es importante definir los principales conceptos requeridos para el desarrollo del proyecto, así pues; se iniciará por los trenes de aterrizaje y su correspondiente clasificación, seguido de la definición y tipos de sistemas de amortiguación. Por otra parte, para lograr el diseño del sistema dinámico es necesario estudiar sus componentes y correspondiente clasificación. Finalmente se definen los aspectos que se tendrán en cuenta para la implementación del sistema y por último se mencionará el software utilizado.

2.2.1 Tren de Aterrizaje

Éste elemento es el encargado de soportar el peso de la aeronave durante las operaciones en tierra (desplazamientos, giros, remolques, aceleraciones y desaceleraciones en el despegue y el aterrizaje respectivamente), por lo cual generalmente se encuentra unido a una sección primaria de la estructura. Su función principal es absorber la energía cinética producida por el impacto del aterrizaje; evitando que las cargas producidas sean transmitidas en su totalidad hacia el fuselaje y demás componentes de la estructura.

El tipo de tren de aterrizaje utilizado en cada aeronave depende inicialmente de su diseño y función; la FAA (Federal Aviation Administration, 2012), establece que la mayoría de las aeronaves cuentan con una disposición de tren con ruedas (a); también se pueden encontrar trenes de aterrizaje con skis (b), utilizados para operaciones en pistas donde hay hielo o nieve y finalmente se encuentran aeronaves con trenes de tipo floats o pontoons (c) utilizados para operaciones de aterrizaje y despegue en el agua. En la figura 12 se observan las diferentes disposiciones de los trenes anteriormente mencionados.

Figura 12. Configuraciones de los tipos de trenes



Tren con ruedas(a)



Tren con skis (b)



Tren tipo floats o pontoons (c)

Fuente (a): <http://www.airbus.com/aircraftfamilies/passengeraircraft/a380family/>

Fuente (b): <http://www.aero-auktion.com/angebotdetails.php?selectlotid=2671#>

Fuente (c): <http://questaircraft.com/capabilities/float-plane/>

El tren de aterrizaje también cuenta con subsistemas tales como: equipamiento de amortiguación, frenos, mecanismos de retracción, sistemas de alerta, recubrimientos, carenajes entre otros. Para el caso de la configuración de tren con ruedas se cuenta con:

- Tren principal; el cual se constituye por dos o más ruedas cada una a un lado del eje longitudinal del avión, este tren soporta la mayor parte de carga que se disipa.
- Tren secundario; formado por un conjunto de dos o más ruedas, ubicadas en la nariz o en la cola del avión, que permite disipar el resto de la carga.

A continuación, se ahondará sobre las principales configuraciones que se pueden presentar para un tren de aterrizaje con ruedas, estas son:

- Configuración triciclo: Es una de las configuraciones más comúnmente utilizadas, se caracteriza por tener su tren principal atrás del centro de gravedad de la aeronave, lo cual genera beneficios como: darle una mejor visibilidad al piloto y permitir un mejor efecto de freno en el avión.

Figura 13. Configuración de Triciclo- Cessna 172



Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/piston/cessna-skyhawk>

- Configuración de patín de cola: Es también llamada configuración convencional debido a su gran utilización en los inicios de la aviación, el tren principal se encuentra delante del centro de gravedad lo cual hace necesario la implementación de una tercera rueda en la cola. Este tipo de configuración crea un ángulo entre el fuselaje y tierra que permite la utilización de una hélice de tamaño considerable compensando un motor de baja potencia.

Figura 14. Configuración de Patín de Cola -DC-3



Fuente: <http://www.air-and-space.com/Douglas%20DC-3%20History%2090s-present.htm>

- Configuración tándem: Este tipo de configuración no es tan convencional como las anteriores. El tren principal y el tren de cola se encuentran alineados en el eje longitudinal de la aeronave. Es utilizado principalmente en planeadores.

Figura 15. Configuración Tipo Tándem B-52



Fuente: <http://www.airplane-pictures.net/photo/723838/61-0008-usa-air-force-boeing-b-52h-stratofortress/>

A partir de los conceptos ya enunciados se puede establecer que existen dos formas para controlar la disipación de energía producida en el momento del aterrizaje; primero, la energía del impacto es transferida a lo largo de la estructura y segundo, la energía del impacto es disipada a través del amortiguador. Teniendo en cuenta las dos formas existentes para el control de energía en el tren de aterrizaje, se encuentra que la FAA (Federal Aviation Administration, 2012), establece los siguientes sistemas:

- Tren de tipo ballesta: Está compuesto de una barra flexible encargada de recibir la energía del impacto y transmitirla a la estructura de la aeronave. El tren se flexiona en presencia de la fuerza de impacto de manera análoga a un resorte, una vez este se flexiona, absorbe parte de la energía producida en el impacto y logra transmitir las cargas, finalmente retorna a su posición original.

Figura 16. Tren de Tipo Ballesta



Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/piston/cessna-turbo-skyhawk-jt-a>

- Tren Rígido: Este tipo de configuración se remonta a los principios de la aviación, consiste en una estructura rígida que conecta las llantas con el fuselaje; de esta manera el único componente de amortiguación es el fluido contenido dentro de los neumáticos, por lo que la mayor parte de la carga es transferida directamente a la estructura de la aeronave.

Figura 17. Tren Rígido



Fuente: <http://www.boldmethod.com/learn-to-fly/systems/how-the-4-types-of-landing-gear-struts-work/>

- Tren de tipo Bungee Cord: En esta configuración existen cuerdas o elementos sólidos, usualmente de goma, que son ubicados en la unión rígida del tren con la estructura de la

aeronave; permitiendo que las cargas sean entregadas a la estructura de una manera controlada.

Figura 18. Tren tipo Bungee Cord



Fuente: <https://www.hobbyzone.com/eflite/airplanes/arf/EFL4625.html>

- Tren de aterrizaje con amortiguador: Esta configuración es el método más común de tren de aterrizaje actualmente. La absorción del impacto se realiza de manera eficiente, cuando la energía cinética producida por el choque es transformada en un aumento de presión sobre el fluido de trabajo contenido en el amortiguador. Las características, funcionamiento y configuraciones serán expuestas más adelante.

Figura 19. Tren de Aterrizaje con Amortiguador

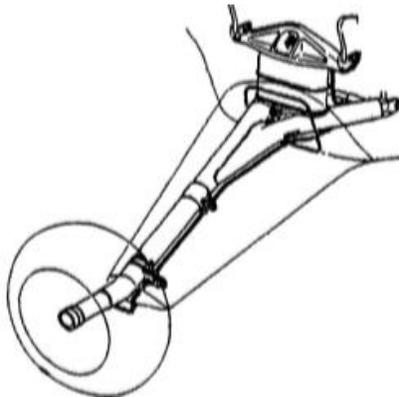


Fuente: <http://www.fearofflyinghelp.com/fofh-lesson5b.html>

Si bien la FAA reconoce únicamente estas cuatro configuraciones, se pueden presentar combinaciones de las mismas, como el tren de aterrizaje tipo triangulado, el cual consiste en una

combinación de los modelos de tren con amortiguador y tren rígido; en este caso una parte de la energía es disipada, mientras que la otra pasa directamente a la estructura del fuselaje. Debe tenerse en cuenta que en esta configuración la suspensión es independiente para cada rueda, lo cual permite que, ante un bache o cualquier perturbación del terreno, la aeronave no pierda su estabilidad lateral. A continuación, se esquematiza un ejemplo de esta configuración en las figuras 20 y 21.

Figura 20. Tren de aterrizaje tipo triangulado de la aeronave Twin Otter



Fuente: Aircraft Landing Gear Desing

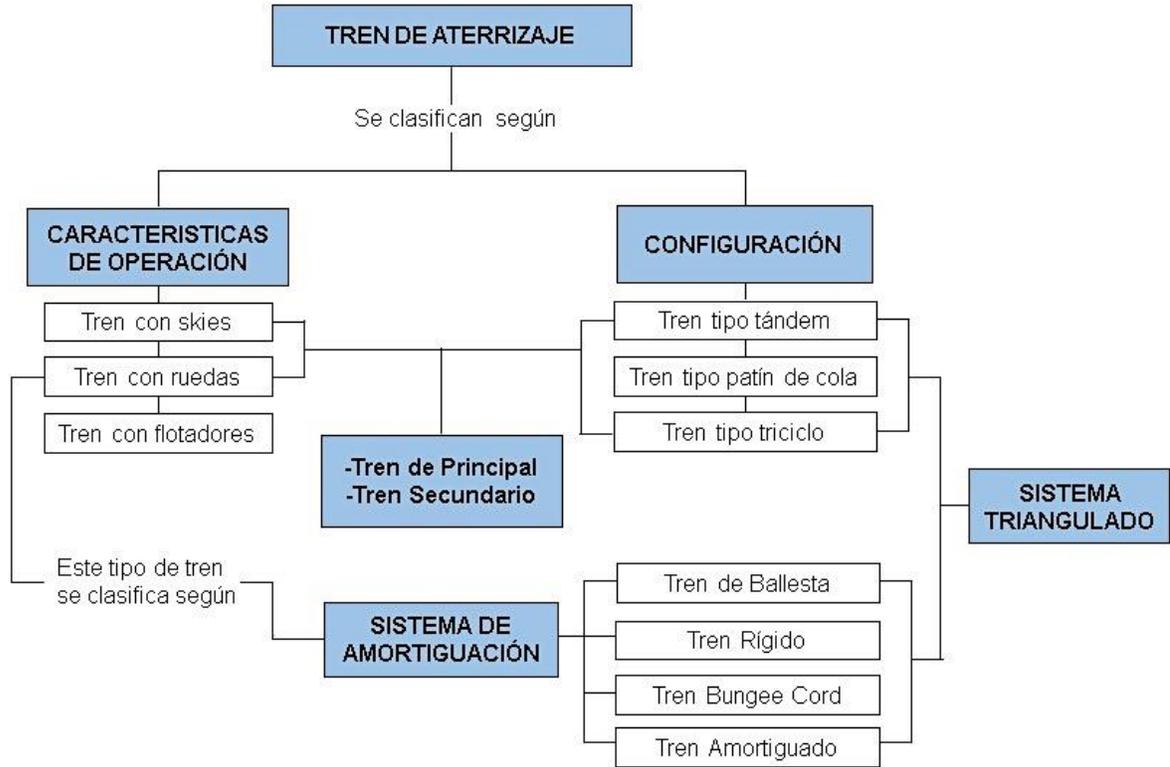
Figura 21. Tren de aterrizaje tipo triangulado de la aeronave Arava IAI 201



Fuente: Fuerza Aérea Colombiana

A manera de resumen se presenta la figura 22, donde se muestran las diferentes configuraciones de los trenes de aterrizaje y su relación entre sí.

Figura 22. Esquema de clasificación de los trenes de aterrizaje



Fuente: Autores

2.2.2 Amortiguador

El amortiguador es un elemento utilizado por la mayoría de los trenes de aterrizaje en la actualidad. Es considerado el componente principal del sistema de amortiguación del tren, ya que permite controlar los impactos que se pueden presentar durante las operaciones en tierra como el despegue, aterrizaje o taxeo. Permite que las aceleraciones disminuyan hasta alcanzar un punto aceptable o tolerable que no afecte la estructura de manera significativa (Currey, 1988).

Su función es transformar la energía cinética del impacto en energía térmica que se disipa. Para los amortiguadores estudiados en este proyecto, la transformación de la energía es el resultado de las fuerzas de fricción viscosas, que surgen al forzar el paso del fluido a través de orificios de diámetro reducido. (Calarasu, Serban, & Scurtu, 2004)

Aunque existen diferentes tipos de amortiguadores, los utilizados en los sistemas de amortiguación para aeronaves son normalmente de tipo telescópico, es decir que cuentan con una configuración cilindro-pistón. Este tipo de amortiguadores pueden clasificarse según su fluido de trabajo o configuración estructural.

Acorde con su fluido de trabajo los amortiguadores telescópicos se clasifican en:

- **Amortiguadores Oleosos:** Fueron desarrollados en la Segunda Guerra Mundial, son muy utilizados en la actualidad; cuentan con una eficiencia del 75% al 80% (teniendo en cuenta que la eficiencia hace referencia a la energía que puede disipar un determinado tipo de amortiguador) y son tan confiables como los amortiguadores oleo-neumáticos. Son pesados debido a la necesidad de contar con un diseño robusto, que logre mantener las altas presiones del fluido. Sus principales ventajas son; la baja fatiga que presentan durante la operación, debido a su construcción robusta y su tamaño, el cual puede ser relativamente pequeño. Referente a sus desventajas, el fluido puede presentar una variación en sus características a bajas temperaturas afectando el rendimiento del amortiguador, por otra parte, el amortiguador solo puede ser presurizado mientras el avión esta soportado por estructuras auxiliares. (Currey, 1988)
- **Amortiguadores Oleo-Neumáticos:** Este tipo de amortiguadores son los más usados en aviación en la actualidad. Cuentan con eficiencias más altas respecto a los amortiguadores oleosos y neumáticos, también tienen una mejor disipación de energía. A diferencia de un amortiguador con resorte, el cual retiene toda la energía y la disipa repentinamente, este amortiguador retorna el aceite a su estado de incompresibilidad en una tasa controlada. (Currey, 1988)

- **Amortiguadores Neumáticos:** Los amortiguadores neumáticos han sido usados a lo largo del desarrollo de la aviación, pero su uso se ha visto discontinuado durante los últimos años. Su diseño es similar al de los amortiguadores oleo-neumáticos, pero son más pesados, menos eficientes y menos confiables. (Currey, 1988)
- **Amortiguadores Reológicos:** Son similares a los amortiguadores hidráulicos, pero para este caso su fluido posee partículas metálicas que en presencia de un campo magnético varían su viscosidad. Esta característica les permite prescindir de válvulas o electroválvulas para controlar la respuesta del amortiguador. El tiempo de respuesta para variar su dureza es mucho más pequeño comparado con el amortiguador hidráulico o neumático.

Acorde con su configuración los amortiguadores telescópicos se clasifican en:

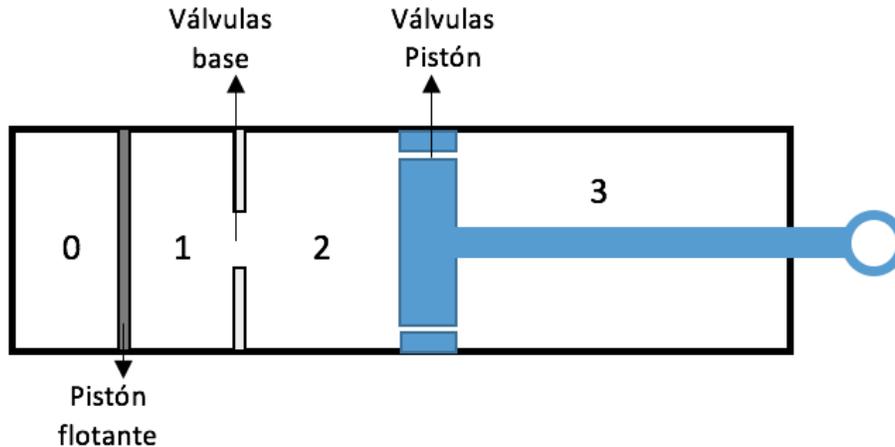
- **Mono tubos:** La figura 23, esquematiza la forma general de un amortiguador mono tubo. Consta de dos reservorios, 0 y 1, el primero con gas presurizado y el segundo con un fluido hidráulico, separados por un pistón flotante. La cámara 2, usualmente llamada de compresión y la cámara 3 denominada de expansión están conectadas por medio de un pistón unido al vástago que posee válvulas para permitir el paso del flujo. El reservorio 0 permite aumentar el coeficiente de amortiguamiento, disminuir el tiempo que tarda el pistón en regresar a su posición inicial. Además de mantener una presión constante al fluido de trabajo. (Dixon, 2007)

Funcionamiento:

Durante la compresión, fluido hidráulico es desplazado de dos maneras; desde las cámaras 2 y 3 hacia el reservorio 1, a través de las válvulas de restricción del reservorio, y desde la cámara 2 hacia la 3 a través de las válvulas del pistón.

Durante la expansión, el proceso se presenta de manera contraria a la compresión; el reservorio 1 entrega fluido al cilindro principal a través de las válvulas de restricción, de la misma manera el flujo de la cámara 3 se dirige a la 2 por medio de las válvulas del pistón.

Figura 23. Diagrama esquemático. Amortiguador Mono Tubo



Fuente: Autores

- **Doble tubo:** Los amortiguadores de doble tubo, constan de dos cámaras, la cámara interna y la cámara de reserva, las cuales están conectadas por medio de válvulas en la base del amortiguador. La cámara exterior o de reserva, contiene aceite y un gas presurizado, que mantiene la presión del fluido. De manera similar al amortiguador mono tubo, La cámara 2, usualmente llamada de compresión y la cámara 3 denominada de expansión están conectadas por medio de un pistón que posee válvulas para permitir el paso del flujo (Dixon, 2007).

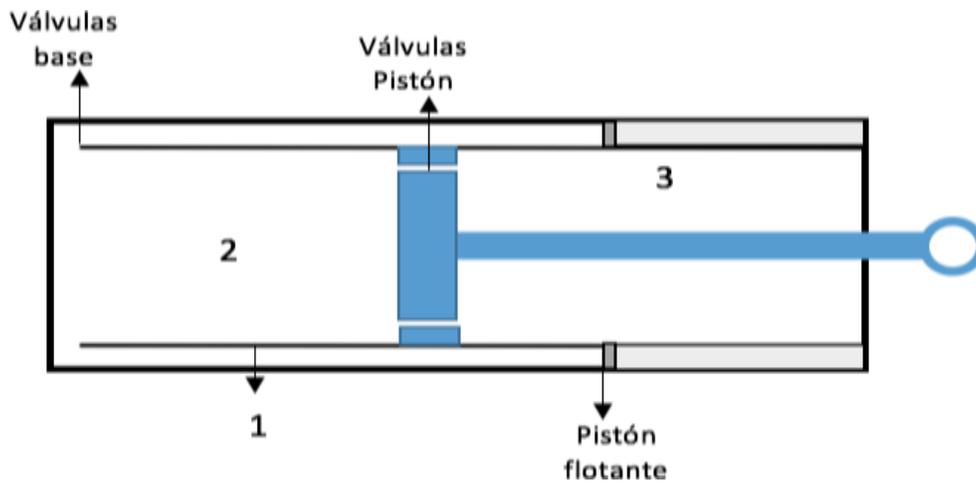
El amortiguador de doble tubo se emplea para mejorar las características de amortiguación del tren durante las operaciones en tierra en pistas no preparadas. Debe tenerse en cuenta que este tipo de configuración es más costosa y pesada.

Funcionamiento:

Durante la compresión, fluido hidráulico es desplazado de dos maneras; desde la cámara 2 hacia la 3 a través de las válvulas del pistón y, desde la cámara 2 a través de las válvulas de la base hacia la cámara de reserva, aumentando la presión del aire contenido. (Amortiguadores y Suspensión, 2003)

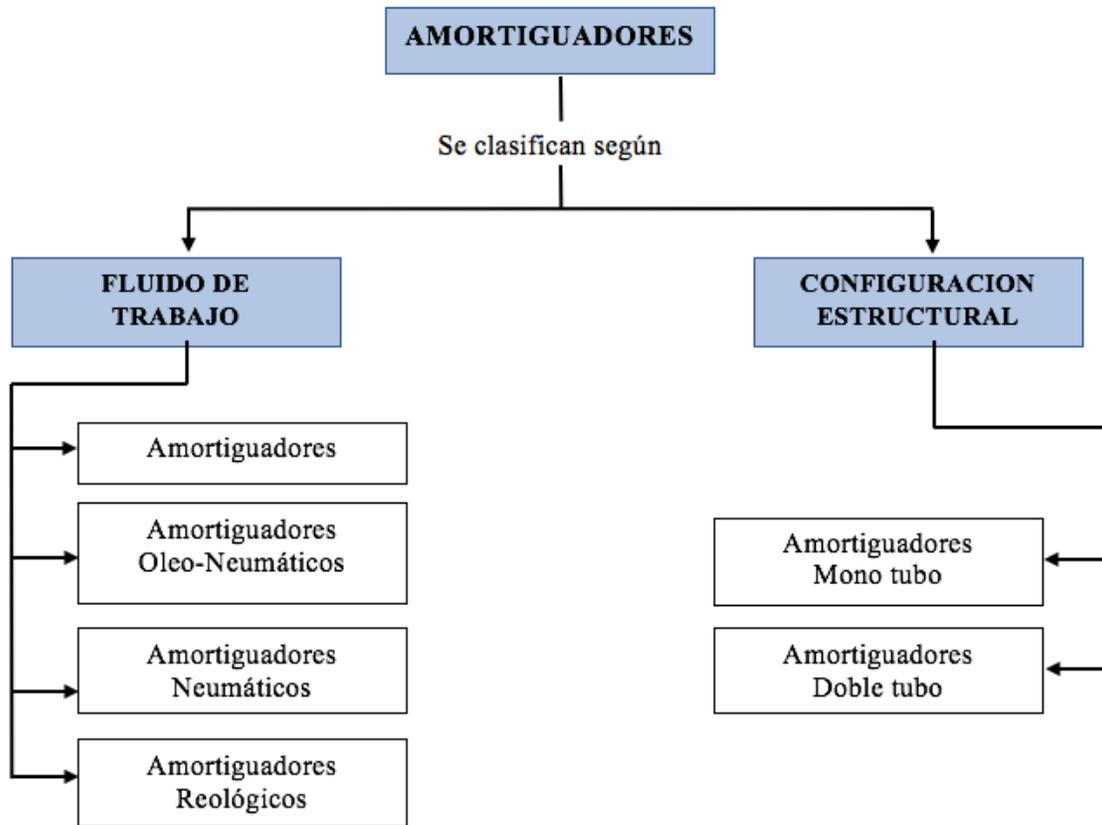
Durante la expansión, el proceso se presenta de manera contraria a la compresión; el gas presurizado empuja el fluido al cilindro principal a través de las válvulas de la base, de la misma manera el flujo de la cámara 3 se dirige a la 2 por medio de las válvulas del pistón. (Amortiguadores y Suspensión, 2003)

Figura 24. Diagrama esquemático amortiguador bitubo.



Fuente: Autores

Figura 25. Esquema de clasificación de los Amortiguadores



Fuente: Autores

2.2.3 Sistema Dinámico

Hace referencia a un conjunto de componentes con interacción entre sí, destinados a la realización de una tarea específica. Para efectos de este trabajo se delimita dicha definición a aquellos sistemas para los cuales sus interacciones son descritas por leyes físicas asociadas a áreas como; mecánica de fluidos, transferencia de calor, mecanismos dinámicos y circuitos eléctricos.

Existen sistemas dinámicos y estáticos; en los primeros se presenta una variación de su salida con respecto al tiempo, es decir su salida evoluciona con el tiempo tras la aplicación de una determinada entrada. Cuando la salida de un sistema está directamente relacionada a la entrada y

no presenta ningún tipo de variación en el tiempo, se habla de un sistema estático (Lewis & Yang, 1999).

En el presente documento se trabajará sobre sistemas dinámicos, por lo tanto, es importante mencionar que, para lograr obtener un sistema funcional, se requiere llevar a cabo un proceso denominado modelado.

El modelado de un sistema es una herramienta que busca pronosticar el comportamiento de éste a partir de una descripción matemática, normalmente asociada a un conjunto de ecuaciones diferenciales. Dichas ecuaciones relacionan las interacciones presentes entre los componentes del sistema, las cuales se obtienen a partir de leyes físicas, por ejemplo: las leyes de Newton para los sistemas mecánicos y las leyes de Kirchhoff para sistemas eléctricos.

Una vez se obtiene el modelo del sistema, es posible plantear una acción de control sobre el mismo, para establecer o definir la respuesta generada por el sistema, con base en los requerimientos de su funcionamiento.

- **Sistemas Mecánicos**

Los sistemas mecánicos son modelados por medio de la segunda ley de Newton; que describe que la aceleración producida por un cuerpo es proporcional a la fuerza neta que se ejerce sobre éste. Las fuerzas que actúan sobre el sistema mecánico, están compuestas por 3 elementos básicos: elementos de inercia, elementos de resorte y elementos amortiguadores. Cabe destacar que los componentes básicos del sistema, pueden aparecer de modo lineal o rotacional y, para efectos de este trabajo se explicara únicamente aquellos que poseen comportamiento lineal.

Elementos de Inercia: Están asociados a los cuerpos que posean masa dentro del sistema (Ogata, System Dynamics, 2004).

Elementos de resorte: La fuerza ejercida sobre un resorte lineal, es proporcional al desplazamiento del mismo. Por lo tanto, la relación entre dicha fuerza y su desplazamiento es una constante de proporcionalidad k (Ogata, System Dynamics, 2004). Cabe destacar que hay varios elementos cuyo comportamiento pueda ser asimilado como un resorte, una viga en voladizo, un fluido gaseoso y finalmente un resorte convencional.

Elementos Amortiguadores: Como se describió anteriormente un amortiguador es un elemento que disipa la energía. De manera similar a la constante de proporcionalidad k de un resorte, la constante de proporcionalidad b en un amortiguador es la relación entre la fuerza ejercida sobre él y la diferencia de velocidades entre sus extremos.

A diferencia del resorte, la constante de proporcionalidad b es obtenida por medios empíricos y varía en función del diseño del amortiguador. Sin embargo, se obtendrá una aproximación a ésta por medio del modelo matemático de sistemas hidráulicos que se expone más adelante.

- **Sistemas Eléctricos**

Este tipo de sistemas son modelados matemáticamente mediante las leyes fundamentales de los circuitos eléctricos conocidas como la ley de Ohm y las leyes de Kirchhoff, las cuales se encargan de asociar el voltaje, la carga, la corriente y las fuentes tanto de corriente como de voltaje. Al igual que en los sistemas descritos anteriormente, los elementos resistivos, capacitivos e inductivos, son los elementos básicos para el modelamiento de estos sistemas.

De esta manera se establece el concepto de cada uno de los elementos básicos de los sistemas eléctricos, para entender de manera precisa su correspondiente aplicación dentro del sistema.

Elementos resistivos: En este caso la resistividad es definida como el cambio en el voltaje requerido para lograr un cambio unitario en la corriente. Este concepto esta dado en la siguiente expresión:

$$R = \frac{e_R}{i} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde e_R es el voltaje a través del resistor e i es la corriente que fluye por éste.

Elementos Capacitivos: Estos elementos se definen a partir de su característica principal, la capacitancia, la cual representa el cambio en la cantidad de carga eléctrica requerida para producir un cambio unitario en el voltaje, la capacitancia de un capacitor se expresa mediante la siguiente expresión:

$$C = \frac{q}{e_C} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde q representa la carga almacenada y e_C , es el voltaje a través del capacitor.

Elementos inductivos: Estos elementos funcionan con base a la relación entre el voltaje inducido y la razón de cambio de la corriente, lo cual se define como inductancia.

$$L = \frac{e_L}{di/dt} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde e_L , es el voltaje inducido y di/dt representa la variación de la corriente.

- **Sistemas Hidráulicos**

Los sistemas hidráulicos son modelados por medio de la mecánica de fluidos. Al igual que los sistemas mecánicos, está compuesto de 3 elementos básicos: elementos resistivos, elementos capacitivos y elementos de inercia. Cabe destacar que los elementos de inercia, no juegan un papel predominante en el modelo matemático de sistemas hidráulicos (Ogata, System

Dynamics, 2004), por lo que únicamente se tendrán en cuenta los elementos resistivos y capacitivos.

Elementos de resistencia: La resistencia es un elemento físico el cual puede definirse como una obstrucción al paso de flujo, es decir es análogo a una resistencia en sistemas eléctricos, es la relación entre el cambio en la presión o altura diferencial y la razón de flujo, como expone la ecuación 4.

$$R = \frac{dH}{dQ} = \frac{dP}{dQ} \quad \text{Ecuación 4}$$

Elementos de Capacitancia: Al igual que los sistemas eléctricos, la capacitancia hidráulica refleja un almacenamiento de energía, puede definirse como la relación entre el cambio en la cantidad de líquido y el cambio en la presión o altura diferencial en unidad de tiempo. Como describe la ecuación 5.

$$C = \frac{dQ}{dH/dt} = \frac{dQ}{dP/dt} \quad \text{Ecuación 5}$$

2.2.3.1 Función de transferencia

La función de transferencia de un sistema descrito mediante una ecuación diferencial lineal e invariante en el tiempo, es la relación entre la transformada de Laplace de la salida del sistema y la transformada de Laplace de la entrada de referencia, bajo la suposición de que todas las condiciones iniciales son cero.

$$\text{Funcion de Transferencia} = G(s) = \frac{\mathfrak{L}(\text{salida})}{\mathfrak{L}(\text{entrada})} \Big|_{\text{condiciones iniciales cero}}$$

Teniendo una mayor claridad sobre su definición, es posible enunciar algunas características importantes de la función de transferencia (Ogata, System Dynamics, 2004):

- La función de transferencia de un sistema es un modelo matemático que implica un método operacional de expresar la ecuación diferencial que relaciona la variable de salida con la variable de entrada.
- La función de transferencia es una propiedad del sistema en sí mismo, independiente de la magnitud y naturaleza de la función de entrada o excitación
- La función de transferencia incluye las unidades necesarias para relacionar la entrada con la salida; sin embargo, no proporciona información alguna concerniente a la estructura física del sistema (Las funciones de transferencia de muchos sistemas físicamente diferentes pueden ser idénticas)
- Si la función de transferencia de un sistema se conoce, puede estudiarse la salida o respuesta para varias formas de entrada teniendo presente la comprensión de la naturaleza del sistema.
- Si no se conoce la función de transferencia de un sistema, esta puede establecerse experimentalmente introduciendo entradas conocidas y estudiando la salida del sistema. Una vez establecida, una función de transferencia da una descripción completa de las características dinámicas del sistema, sin recurrir a su descripción física.

2.2.3.2 Transformada de Laplace

Es un método operacional usado en la solución de ecuaciones diferenciales lineales e invariantes en el tiempo. Su ventaja principal es que la diferenciación de la función del tiempo corresponde a la multiplicación de la transformada por una variable compleja s , y así las ecuaciones diferenciales en el tiempo se hacen ecuaciones algebraicas en s .

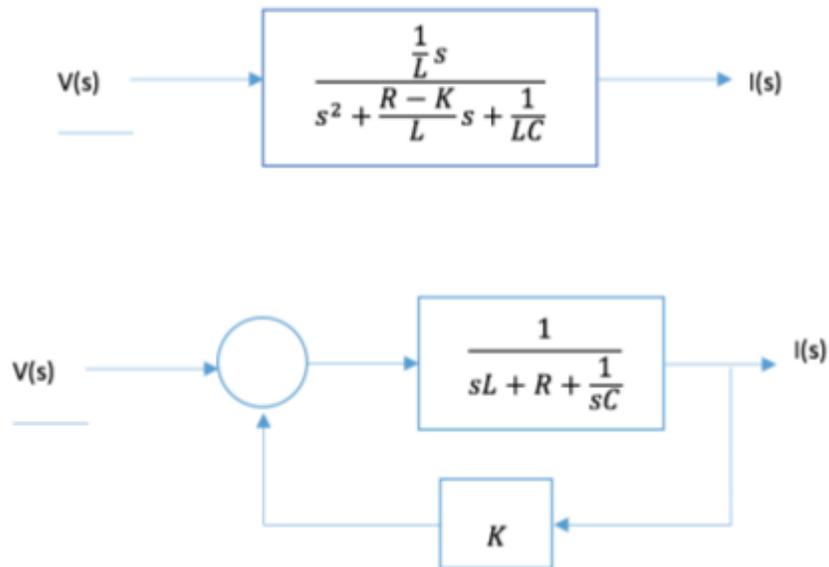
El procedimiento para obtener la transformada se expone a continuación: Inicialmente se lleva una ecuación diferencial (en el dominio del tiempo t) que describe el comportamiento del sistema en a una ecuación algebraica (en el dominio s), con el objetivo de realizar las manipulaciones

algebraicas necesarias. Posteriormente se usa una transformada inversa con el fin de obtener una solución que describa como la señal varía con el tiempo.

2.2.3.3 Diagrama de bloques

El diagrama de bloques es una representación equivalente del modelo algebraico de un sistema, muestra gráficamente los componentes de éste conectados mediante un flujo de señales. A diferencia de la representación matemática, proporciona un conocimiento rápido de las características del sistema; permite mostrar todas las variables enlazadas mediante bloques funcionales que representan operaciones matemáticas como funciones de transferencia, éstos bloques en respuesta a una señal de entrada producen una señal de salida. Un ejemplo de la disposición de los diagramas de bloques se presenta en la figura 26, donde se muestra la representación en diagramas de bloques de una función de transferencia. (Ogata, Ingeniería de Control Moderna, 2003)

Figura 26. Representación del diagrama de bloques



Fuente: Autores

2.2.3.4 Respuesta en el tiempo

Una vez realizadas las manipulaciones algebraicas a la función de transferencia del sistema, la ecuación resultante debe llevarse al dominio del tiempo para obtener la respuesta del sistema ante una entrada específica. Dependiendo del grado de la función de transferencia del sistema la respuesta del mismo tiene determinadas características, en el presente trabajo se utilizarán únicamente funciones de transferencia de segundo grado por lo que se describe más adelante los 3 tipos de respuesta que se pueden obtener.

La respuesta en el tiempo de un sistema consta de dos partes, una respuesta transitoria y una forzada: la respuesta transitoria hace referencia a la respuesta que tiene el sistema desde un estado inicial hasta que logra estabilizarse, es decir su estado final. La respuesta forzada es aquella que tiene el sistema cuando el tiempo tiende a infinito. Cabe destacar que las dimensiones de la variable dependiente están en función de las dimensiones de los factores involucrados en la función de transferencia (Newton, metro, voltios), mientras que las dimensiones de la variable independiente siempre serán unidades de tiempo (segundo, minuto, hora); como se muestra en la figura 27.

Al considerar un sistema cuya función de transferencia se describe por medio de la ecuación 6, la respuesta en el tiempo puede presentarse de manera subamortiguada, sobre amortiguada o críticamente amortiguada; que depende de los factores ω_n y ξ .

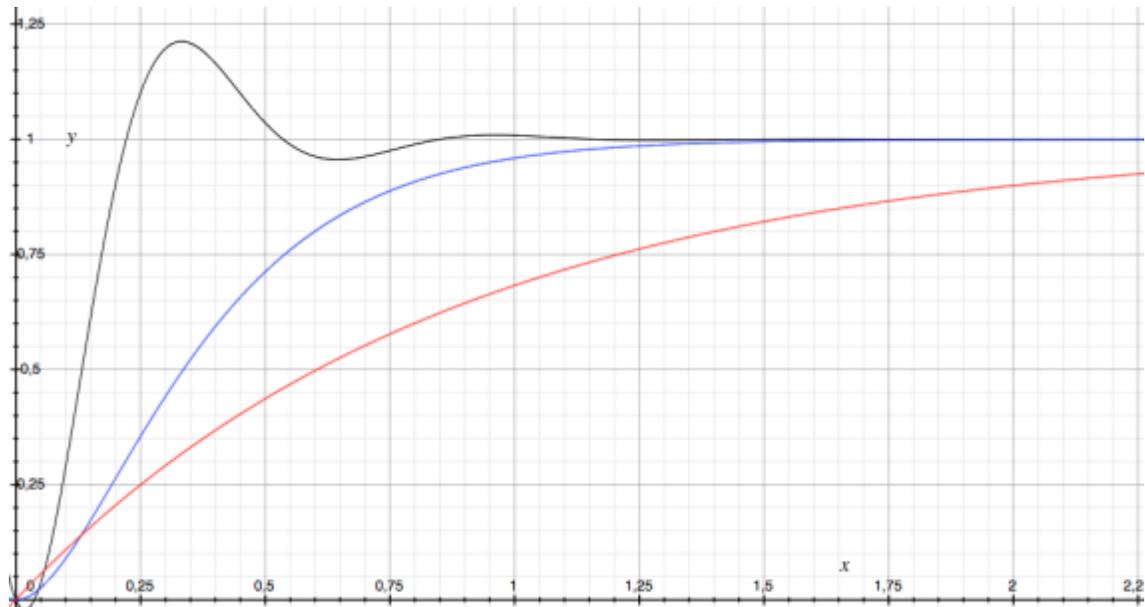
$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad \text{Ecuación 6}$$

Caso subamortiguado: Se produce cuando $0 < \xi < 1$ y se caracteriza como muestra la línea negra de la figura 27 por presentar un sobrepaso respecto a la respuesta forzada del sistema.

Caso críticamente amortiguado: Se produce cuando $\xi \cong 1$ y se caracteriza como muestra la línea azul de la figura 27, por no presentar un sobrepaso respecto a la respuesta forzada del sistema, aunque logra estabilizarse luego de un tiempo determinado.

Caso sobre amortiguado: Se produce cuando $\xi > 1$ y como ilustra la línea roja de la figura 27 no presenta un sobrepaso, además, a diferencia del caso críticamente amortiguado, la respuesta del sistema no logra estabilizarse en el valor de la respuesta forzada.

Figura 27. Comparación entre el comportamiento sobre amortiguado, sub amortiguado y críticamente amortiguado



Fuente: Autores

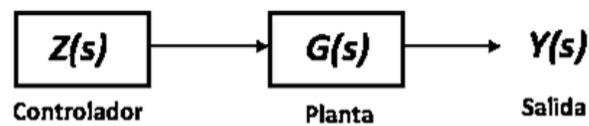
2.2.4 Sistema de control

Los sistemas de control pueden clasificarse de diferentes maneras, dependiendo de su objetivo o función dentro de un sistema dinámico. Para el desarrollo de este trabajo, se propone realizar una clasificación como muestra la figura 30, donde inicialmente se describen los sistemas de control en lazo abierto y en lazo cerrado; de este último se desprende la clasificación clásica y moderna. A partir de lo anteriormente mencionado, es importante aclarar que el enfoque de este proyecto se basa en el desarrollo de un sistema de control clásico, por lo que posterior a esto se realiza una subdivisión acorde con su acción de control.

2.2.4.1 Sistemas de control en lazo abierto

En este tipo de sistemas, la señal de entrada y salida, no presentan una relación directa. Es decir, no se realiza ningún tipo de retroalimentación, por lo cual la salida no es comparada con la entrada, de esta manera a cada entrada de referencia le corresponde una condición de operación fija, mientras que, para el caso de la salida, esta se ve modificada por el cambio de los parámetros externos, que afecten el sistema.

Figura 28. Diagrama esquemático sistema de control sin retroalimentación

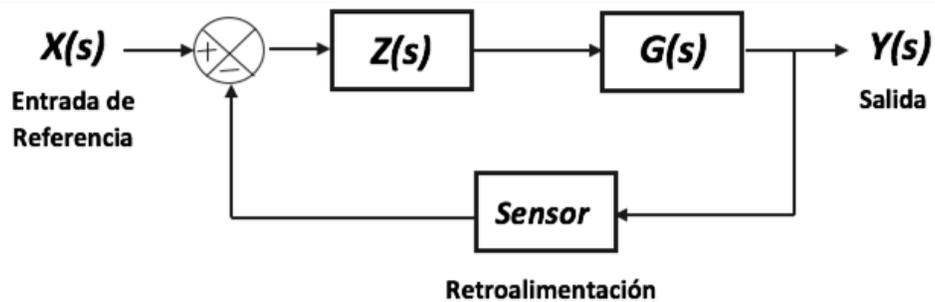


Fuente: Autores

2.2.4.2 Sistemas de control en lazo cerrado

Los sistemas de control retroalimentados se denominan también sistemas de control de lazo cerrado. En este tipo de sistemas se presenta una señal de la retroalimentación al controlador, la cual resulta de la variación entre la señal de entrada y salida, esta variación dentro del sistema se asume como un error, el cual posteriormente se busca disminuir, de manera que la señal de salida sea la que se requiere sin que la señal de entrada pueda presentar una afectación mayor sobre la misma. Por otra parte, si no se realiza un buen mecanismo de control, es posible que se presenten una gran cantidad de errores, lo cual puede conducir al sistema a un comportamiento variable indeseado (Ogata, Ingeniería de Control Moderna, 2003).

Figura 29. Diagrama esquemático sistema de control retroalimentado

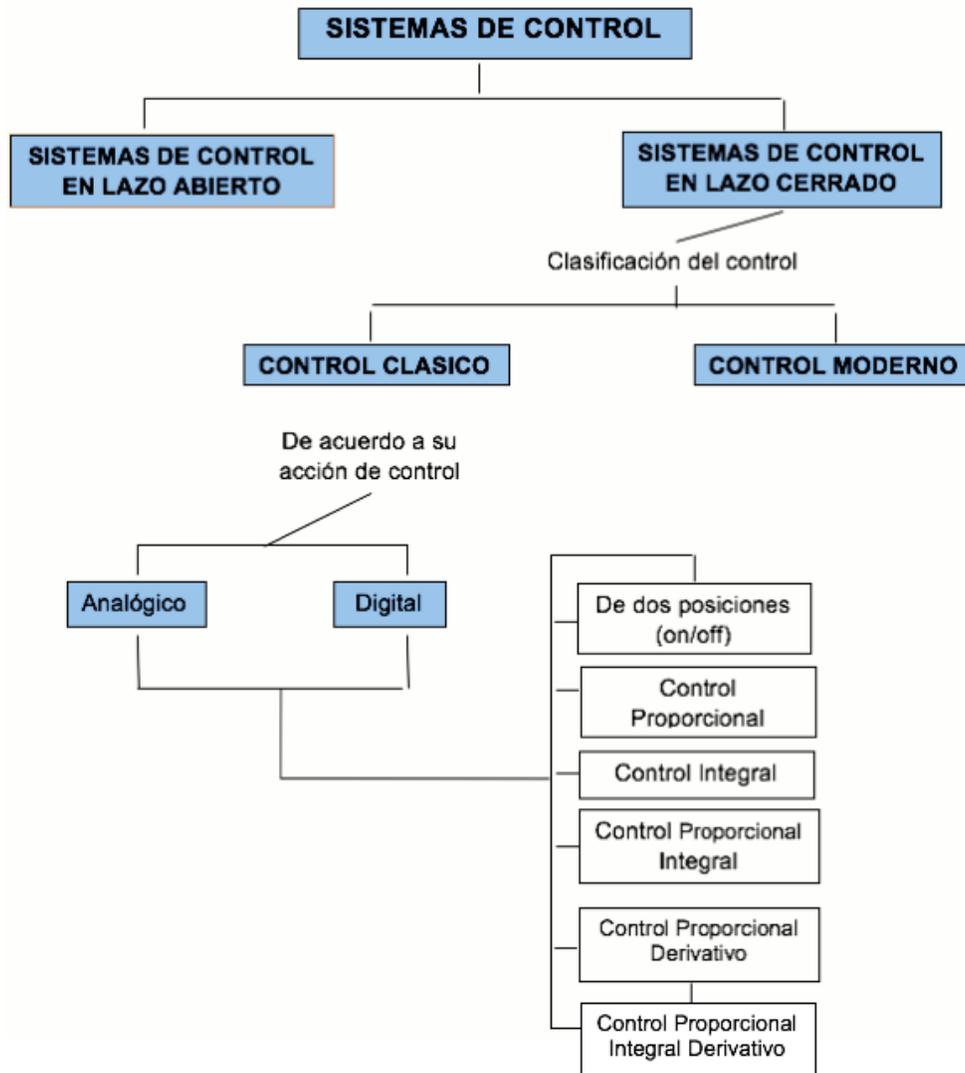


Fuente: Autores

2.2.4.2.1 Macro clasificación de los sistemas de control

- **Control Moderno**, el cual hace referencia a control adaptativo, robusto, lógica difusa y redes neuronales, sin embargo, este tipo de control no será implementado en el desarrollo de proyecto.
- **Control Clásico**, Este tipo de control se subdivide en dos categorías principales, las cuales son; control analógico y control digital. Esta clasificación da lugar a los conceptos aplicados al desarrollo del control para el sistema de amortiguación, ya que permite realizar una subdivisión, con base en la acción de control, que será expuesta a continuación;

Figura 30. Esquema de Sistemas de Control



Fuente: Autores

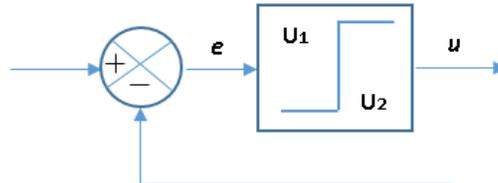
2.2.4.2.1.1 Clasificación de los sistemas de control de acuerdo con su acción de control

- De dos posiciones o de encendido y apagado (on-off)

Este sistema de control, cuenta con dos posiciones fijas, generalmente se ven representadas por un switch, este control es simple y económico, por esta razón se implementa tanto en sistemas domésticos como industriales.

Se tiene una señal del controlador $u(t)$ y una señal de error denominada $e(t)$. En el control de dos posiciones, la señal $u(t)$ permanece en un valor ya sea máximo o mínimo, dependiendo si la señal de error es positiva o negativa.

Figura 31. Diagrama de bloques control de dos posiciones



Fuente: Autores

- **Controladores proporcionales**

Para el caso de un control proporcional, la relación entre la salida $u(t)$ y la señal de error $e(t)$ es:

$$u(t) = K_p e(t) \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde K_p se considera la ganancia proporcional. Independientemente del mecanismo en el cual este control se implemente, es básicamente un amplificador con una ganancia ajustable.

- **Controladores integrales**

Para un control integral, el valor de la señal de salida $u(t)$ cambia proporcionalmente a la señal de error $e(t)$. De tal manera que se presenta lo siguiente:

$$\frac{du(t)}{dt} = K_i e(t) \quad \text{ó} \quad u(t) = k_i \int_0^t e(t) dt \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde K_i es una constante ajustable.

- **Controladores proporcionales integrales**

Este tipo de controlador proporcional integral (PI) se define mediante la siguiente expresión:

$$u(t) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i S} \right) \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde T_i , se denomina como el tiempo integral.

- **Controladores proporcionales- derivativos**

El control proporcional derivativo (PD) se representa mediante la siguiente expresión:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_p \frac{de(t)}{dt} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde T_p es el tiempo derivativo.

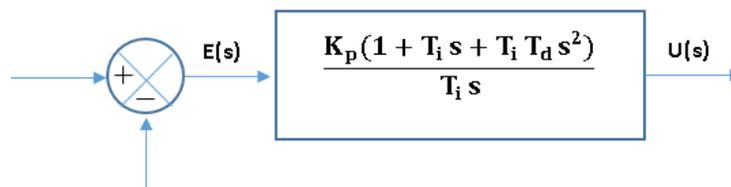
- **Controles proporcionales-integrales-derivativos**

Este control proporcional-integral- derivativo (PID) se caracteriza por tener todos los beneficios de los controles anteriormente mencionados. Se representan por la siguiente expresión:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_p \frac{de(t)}{dt} \quad \text{Ecuación 11}$$

El diagrama de bloque de un PID se presenta en la siguiente figura:

Figura 32. Diagrama de bloques de un control proporcional- integral-derivativo



Fuente: Autores

2.2.5 Software Simulink

Simulink se define como un software para simulación, análisis y modelado de sistemas dinámicos, el cual está incorporado en Matlab, mediante una barra de herramientas; cuenta con una interface gráfica que permite visualizar el comportamiento de un sistema dinámico, mediante su modelamiento. Logra la interpretación de sistemas lineales y no lineales, continuos, discretos e híbridos.

Emplea diagramas de bloques, los cuales utilizan la transformada de Laplace, y de esta manera se conforma la estructura de un sistema determinado. A partir de esto es importante mencionar otros elementos fundamentales que integran el modelamiento, algunos de estos son; la función de transferencia, elementos de Matlab y señales predefinidas de todo tipo. Finalmente, Simulink se puede describir como una herramienta fundamental y eficiente dentro del desarrollo de la ingeniería de control

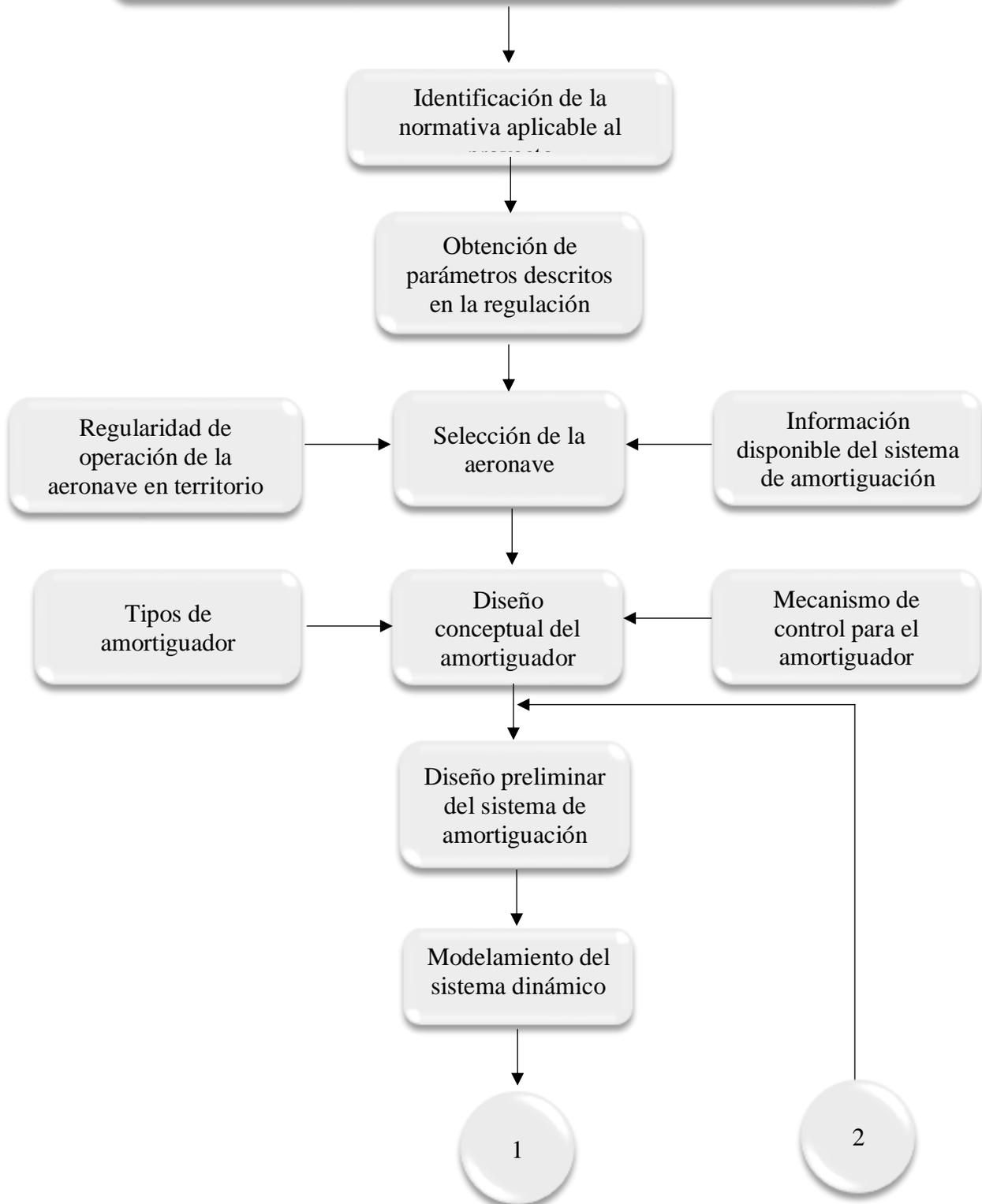
3 METODOLOGIA

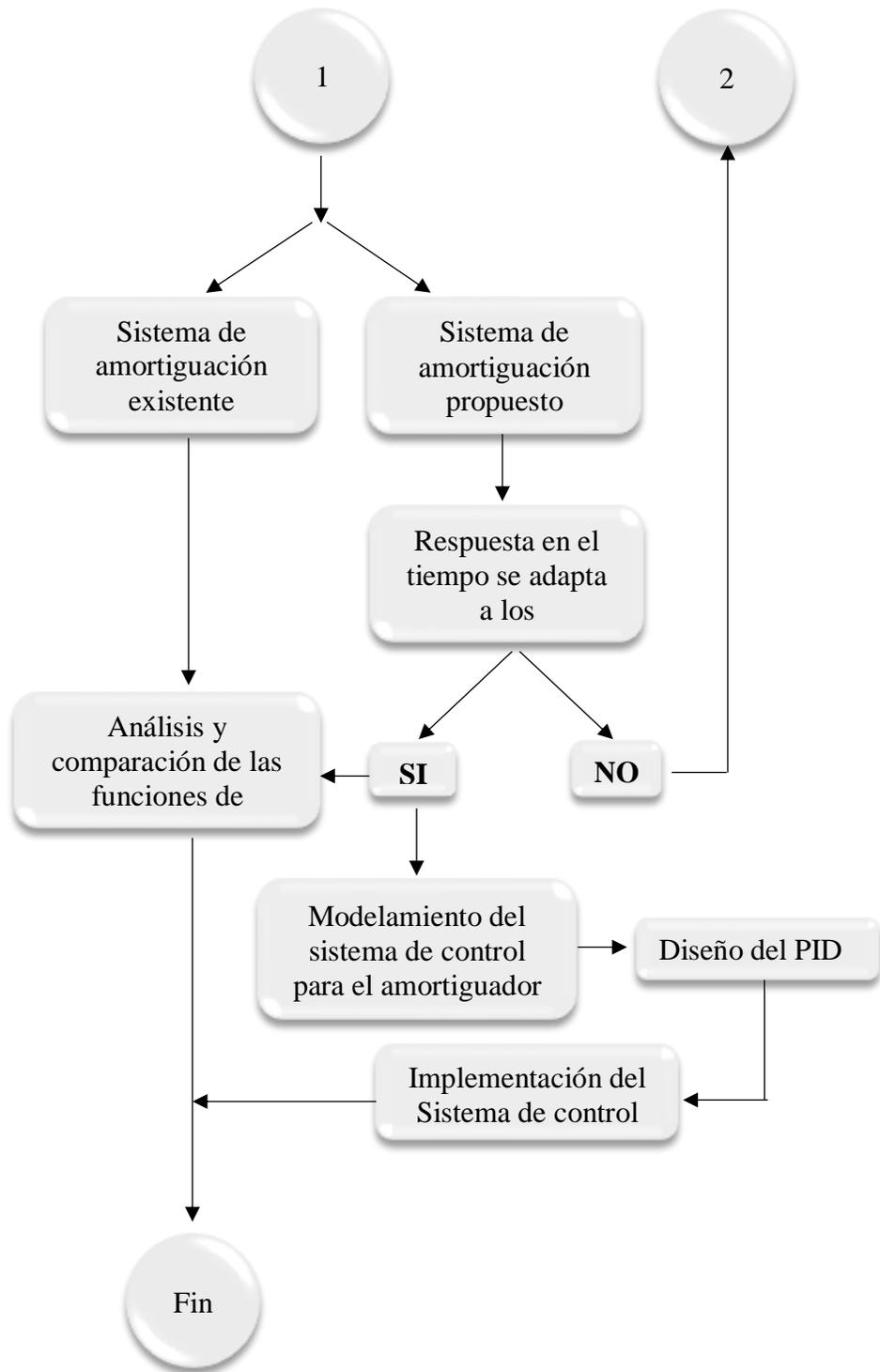
Con base en los objetivos propuestos, se establece inicialmente identificar los diferentes tipos de aeronaves pertenecientes a la categoría FAR 23, sus principales funciones y limitaciones. De igual manera, se determina cuáles son los requerimientos de diseño para un sistema de amortiguación dados por esta normativa. Una vez recopilados estos datos se procede a seleccionar una aeronave y seguidamente presentar sus características.

Por otra parte, es necesario reconocer los tipos de amortiguadores existentes para poder realizar una adecuada selección del mismo, teniendo en cuenta cuales son los pros y contras de cada uno. Dicho esto, se presentan las posibles soluciones para el control del amortiguador y se da lugar al diseño conceptual. Así, pues, se diseña el sistema de amortiguación de la aeronave seleccionada y se desarrolla el diseño preliminar del sistema de amortiguación.

Con esto se llega al siguiente proceso a realizar, el cual consisten en determinar la función de transferencia del sistema de amortiguación presente en la aeronave seleccionada y el sistema de amortiguación propuesto, para esto se requiere establecer una señal de entrada que represente la variación del terreno seleccionado. Finalmente se realiza el análisis comparativo de las respuestas en el tiempo de los sistemas de amortiguación ante la señal de entrada.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AMORTIGUACION TRIANGULADO Y ELECTROMECHANICO, CON SELECTOR MANUAL PARA AERONAVES CATEGORIAS FAR 23





4 DESARROLLO DE INGENIERIA

4.1 REGULACIÓN

Una vez identificada la regulación FAR 23, bajo la cual se basará el diseño del sistema de amortiguación, se procede a describir en detalle las subpartes aplicables.

4.1.1 Límites establecidos por la regulación FAR 23

La regulación en su parte 23.471, introduce las cargas externas y fuerzas de inercia, que se presentan en la aeronave al momento de aterrizar, estas cargas corresponden a las que se presenta en el tren. Sin embargo, como el numeral 23.471, está relacionado con otros numerales de esta misma sección, es importante mencionarlos y explicarlos; ya que estos también tendrán un lugar en el desarrollo del proceso.

Se expondrán a continuación los numerales de la regulación, ligados a las condiciones más críticas de aterrizaje, y aquellos que hacen referencia a las condiciones establecidas en el proyecto.

4.1.1.1 Condiciones y suposiciones de las cargas en tierra 23.473

- Los requerimientos de cargas en tierra deben ser cumplidos con el peso de aterrizaje de diseño; es decir, el peso más alto para las condiciones de aterrizaje en la máxima velocidad de descenso.
- El peso de aterrizaje de diseño puede ser tan bajo como:
 - i) El 95 % del peso máximo, sí la capacidad del combustible es suficiente para una hora y media de operación a máxima potencia, además de una capacidad igual al peso del combustible, el cual es la diferencia entre el peso máximo de diseño y el peso de aterrizaje de diseño.

- ii) El peso máximo de diseño menos el peso de una cuarta parte de la capacidad total del combustible.
- El factor de carga vertical en el centro de gravedad de la aeronave para las operaciones en tierra no puede ser menor que el obtenido en un aterrizaje con una velocidad de descenso en pies sobre segundo, igual al que se muestra en la ecuación 12, teniendo en cuenta que esta velocidad no puede ser mayor a 10 ft/ s ni puede ser menor a 7 ft/ s. Donde W es el peso y S_a la superficie alar de la aeronave.

$$V_c = 4.4 \left(\frac{W}{S_a} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 12}$$

- La carga de sustentación no debe exceder 2/3 del peso de la aeronave, puede asumirse que actúa a lo largo del centro de gravedad, durante todo el aterrizaje. El factor de carga de la reacción de tierra puede ser igual a la carga de inercia menos la relación de la sustentación asumida y el peso de la aeronave.
- El factor de carga dado por la normativa usado para propósitos de diseño no puede ser menor que **2.67**, además el factor de carga de la reacción no puede ser menor a **2** en el máximo peso de diseño.

4.1.1.2 Arreglo o configuración de tren de aterrizaje 23.477

Describe que las secciones **23.479** al **23.483** son aplicables a aeronaves con configuración tipo triciclo y tipo patín de cola.

4.1.1.3 Condiciones de aterrizaje niveladas 23.479

- Se asume que la aeronave contacta el suelo con el tren de aterrizaje principal y secundario simultáneamente, o el tren principal contacta el suelo mientras el tren de nariz tiene una pequeña tolerancia con el mismo.
- Las componentes de resistencia que simulan las fuerzas requeridas para acelerar las llantas hasta la velocidad de aterrizaje (girar), deben ser combinadas de una manera adecuada con las reacciones en tierra verticales instantáneas correspondientes y las cargas actuando horizontalmente que resultan de la reducción rápida de las cargas de arrastre de giro (*spring-back*), deben ser combinadas con las reacciones verticales en tierra en el instante en que la carga hacia delante es máxima, asumiendo un coeficiente de fricción de 0.8 de la llanta. No obstante, las cargas de resistencia no pueden ser menores que el 25% de las reacciones verticales máximas en tierra (ignorando la sustentación del ala).

4.1.1.4 Condiciones de aterrizaje en una rueda 23.483

Se asume que la aeronave se encuentra en actitud nivelada y contacta con el suelo con un lado del tren de aterrizaje principal. Las reacciones con el suelo deben ser las mismas que las obtenidas en el numeral **23.479**.

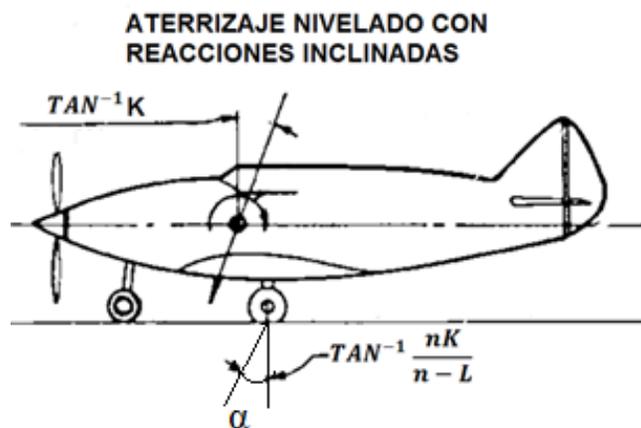
4.1.1.5 Descripción de la regulación aplicable al proyecto

Teniendo en cuenta que el objetivo principal del proyecto, es realizar el diseño de un sistema de amortiguación, es necesario reconocer las condiciones más críticas que se pueden presentar en un aterrizaje, según los establecido por la regulación. A partir de esto se identifica el numeral 23.473, el cual indica el peso máximo de descenso, la velocidad de descenso, la carga de sustentación que se presenta y finalmente el factor de carga que se utiliza para el diseño del sistema; adicionalmente se encuentra el Apéndice C de la normativa FAR 23 y el numeral 23.479, donde se describen de

forma detallada cada una de las condiciones de aterrizaje y las cargas que se generan para las mismas, finalmente, se muestra la figura 33, la cual muestra las reacciones verticales que se tienen al momento del aterrizaje.

Una vez son analizadas las condiciones de aterrizaje se establece que la condición más crítica, hace referencia al aterrizaje en una sola rueda, el cual es descrito en el numeral 23.483.

Figura 33. Apéndice C-Aterrizaje nivelado con reacciones inclinadas



Fuente: <https://www.ecfr.gov/graphics/pdfs/ec28se91.029.pdf>

A continuación, se exponen las ecuaciones de la regulación aplicables al proyecto, dadas en el numeral 23.473 y bajo las cuales se fundamentan los parámetros para el proceso del diseño.

- **Peso máximo de aterrizaje (MLW):** Por sus siglas en inglés Maximum Landing Weight, es proporcionado directamente por el fabricante.
- **Carga de sustentación aplicable**

$$Lift = \frac{2}{3} W$$

Ecuación 13

Donde W, es igual al máximo peso de aterrizaje.

- **Velocidad de descenso**

$$V_C = 4.4 \left(\frac{W}{S_a} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde, S_a es la superficie alar. Es importante recordar que según lo establecido en el numeral 23.473, la velocidad de descenso no puede ser mayor a 10 ft/s, ni menor a 7 ft/s.

- **Factor de carga**

$$n=2.67$$

- **Reacción Vertical:** Este parámetro es determinado teniendo en cuenta el Apéndice C; en la figura 33 se observa que la reacción tiene un ángulo de inclinación igual a:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{nK}{n - L}$$

Donde n es el factor de carga, K es igual a 0.33 y L igual a 0.667. Al reemplazar estos valores se obtiene que la reacción vertical es:

$$R_a = (n - 0.667)(W) \quad \text{Ecuación 15}$$

4.2 SELECCIÓN DE LA AERONAVE

Para el proceso de selección de la aeronave; se debe delimitar la población a consultar. Es decir, de acuerdo con la misión principal del proyecto, se debe seleccionar una aeronave que cumpla con los siguientes requisitos:

- Sea una aeronave de pasajeros, dentro de la categoría FAR 23 como lo expresa el marco legal del presente documento.

- Que cuente con un sistema de tren de aterrizaje con ruedas y de tipo triangulado (suspensión independiente).
- Sea una aeronave con aceptación en el mercado colombiano y tenga una proyección internacional.

Con base en la búsqueda de información realizada, es posible establecer que la Unidad Administrativa Especial de Aeronáutica Civil (UAEAC), no cuenta con una base de datos actualizada en la cual se muestren las empresas actualmente vigentes y sus correspondientes flotas. Sin embargo, se recurre a una base de datos publicada en 2014, la cual cuenta con un listado de empresas clasificadas según su actividad comercial a nivel nacional, la cual puede observarse en el anexo 1. (Unidad Administrativa Especial de Aeronáutica Civil, 2015)

Teniendo en cuenta la fecha de publicación citada para esta base de datos se encuentra necesario validar esta información; por lo tanto, se efectúa una búsqueda del estado de las empresas encontradas, para establecer si se encuentran activas o canceladas, esto se realiza por medio de la Cámara de comercio de Bogotá. A partir del estado de las empresas se establece que estas se encuentran clasificadas según su actividad, la cual puede ser:

- Aviación comercial de vuelos regulares que poseen aeronaves por encima de las 19000 libras de peso
- Empresas de carga
- Aviación agrícola.
- Ambulancias aéreas.
- Trabajos especiales y fotografía.
- Aerotaxis.

De esta manera según los requerimientos establecidos, se descartan algunas empresas por su actividad y se seleccionan únicamente:

- Ambulancias aéreas.
- Aerotaxis.
- Trabajos especiales y fotografía.

Con base en la información suministrada en el anexo 1, se procede a recopilar la información de las empresas que realizan alguna de las actividades seleccionadas, para poder establecer que aeronaves se encuentran dentro de su flota y así lograr determinar mediante un conteo cuales son las aeronaves más utilizadas en Colombia en las categorías normal, utilitaria y commuter; el resultado obtenido se muestra en la tabla 1. (Unidad Administrativa Especial de Aeronáutica Civil, 2015)

Tabla 1 Unidades activas de aeronaves más populares en Colombia

Modelo de aeronave	Número de aeronaves
Beechcraft Super King Air 200	9
Piper Navajo PA31-350	9
Cessna U206	8
Piper Seneca II PA34-200T	6
Beechcraft King Air B300	5
Jetstream 32EP	5
Cessna 208B Grand Caravan	4
Beechcraft King Air C90GTX	4
Cessna 182T	3
Cessna 402B	3

Fuente: Autores

El siguiente paso fue filtrar de nuevo las aeronaves de acuerdo a sus características, teniendo en cuenta que tipo de misiones tienen y la cantidad de pasajeros que pueden transportar.

Como se había descrito anteriormente el tren de aterrizaje de la aeronave debe ser de tipo triangulado, es decir, que constituye un triángulo formado por dos secciones con un punto de

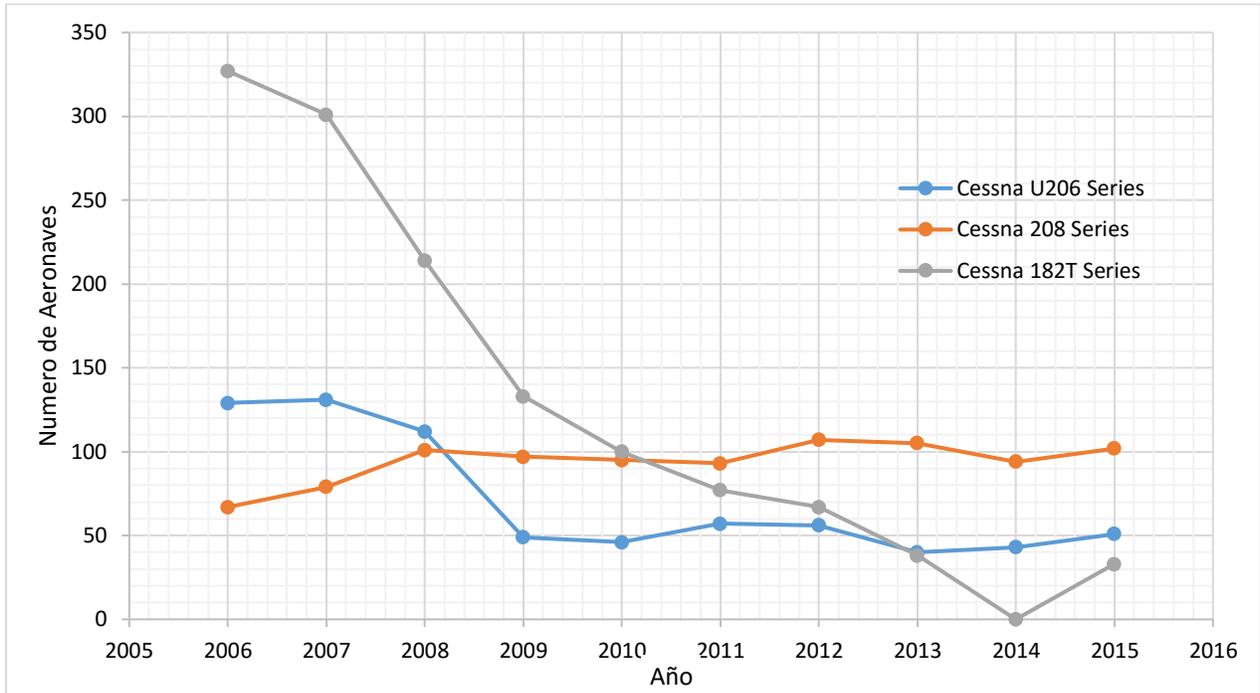
anclaje al fuselaje: la primera, un bastidor que se conecta a la rueda y la segunda, un amortiguador que se une al bastidor. Acorde con esta definición y basados en la búsqueda realizada, ninguna aeronave de las seleccionadas en la tabla 1 cuenta con un tren de aterrizaje de tipo triangulado, sin embargo, se realiza una preselección de aeronaves que cuenten con un tren de aterrizaje tipo ballesta. Desde este punto de vista las únicas aeronaves que cumplen con esta característica son las aeronaves Cessna modelo U 206, 208B Grand Caravan y 182T.

Otro aspecto que se tuvo en cuenta fue la cantidad de aeronaves compradas a nivel mundial a partir de las estadísticas generadas por GAMA (General Aviation Manufacturers Association) en su GAMA's 2015 General Aviation Statistical Databook & 2016 Industry Outlook.

La figura 34 muestra una comparación entre las aeronaves vendidas a nivel internacional de cada modelo preseleccionado en todas sus series desde 2005 a 2015. Puede observarse que los modelos Cessna U206 y Cessna 182T han presentado una disminución en sus ventas desde el año 2006, con incrementos no significativos en las mismas; mientras que el modelo Cessna Grand Caravan ha mantenido un promedio de 100 aeronaves por año desde el año 2008, dejando así a este último modelo con una proyección internacional mayor respecto a los otros dos modelos.

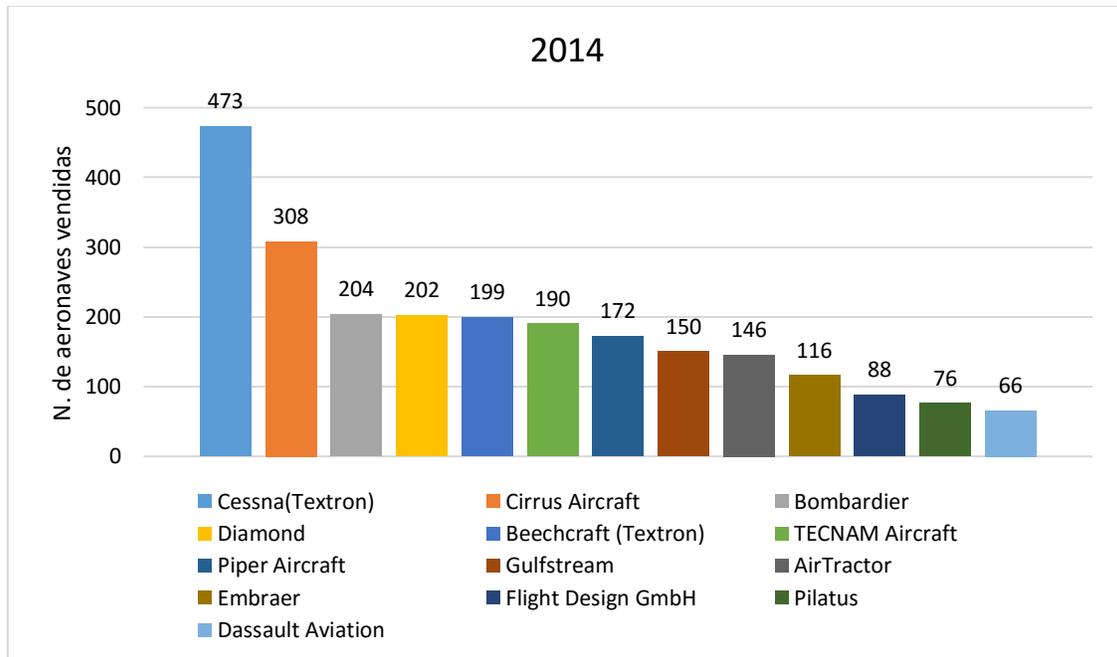
Además, se debe tener en cuenta la cantidad de aeronaves que vende el fabricante Cessna comparado con otros fabricantes en su país de origen. Este análisis sirve para determinar una proyección futura para el mercado del producto. Con datos de ventas para los años 2014 y 2015 en aviación general, Cessna por dos años consecutivos ha sido la empresa líder en el mercado americano.

Figura 34. Unidades entregadas Cessna



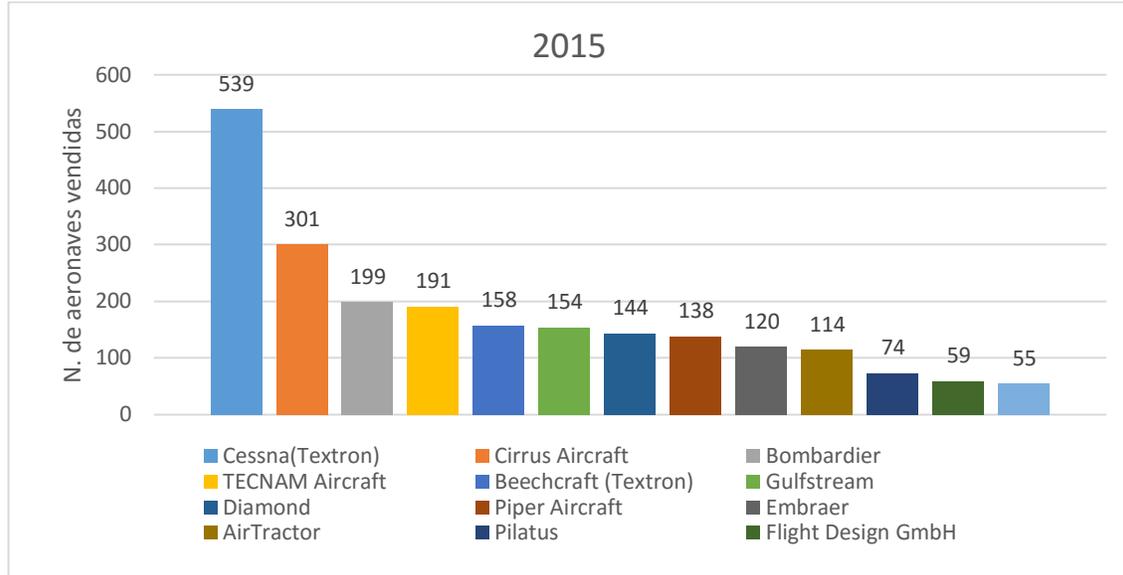
Fuente: General Aviation Manufacturers Association

Figura 35. Número de aeronaves vendidas por fabricante 2014



Fuente: General Aviation Manufacturers Association

Figura 36. Número de aeronaves vendidas por fabricante 2015



Fuente: General Aviation Manufacturers Association

Con base en la información anterior se realiza la tabla 2, donde se presenta una matriz de decisión con las principales ventajas y desventajas de los modelos preseleccionados teniendo en cuenta los requisitos del proyecto y las características que se muestran a continuación:

- Cessna 182T

Figura 37. Cessna 182T



Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/piston/cessna-skyhawk>

- Cessna U206

Figura 38. Cessna U206



Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/piston/cessna-skylane>

- Cessna 208B Grand Caravan

Figura 39. Cessna 208B Grand Caravan



Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/turboprop/grand-caravan-ex>

Tabla 2. Características de aeronaves

CARACTERÍSTICAS	MODELO		
	Cessna 182T	Cessna U206	Cessna 208B Grand Caravan
Número de Pasajeros	3	5	14
Peso Máximo de Despegue	1405 Kg	1630 Kg	3995 Kg
Numero de Aeronaves Disponibles en Colombia	8	3	4

Fuente: <http://cessna.txtav.com> y Unidad Administrativa de Aeronáutica Civil

Una vez establecidos los requerimientos de las aeronaves, se procede a sintetizar la información obtenida y realizar la matriz de decisión de la tabla 3.

Tabla 3. Matriz de decisión Selección de la aeronave

CARACTERÍSTICAS	%	MODELO		
		Cessna 182T	Cessna U206	Cessna 208B Grand Caravan
Número de Pasajeros	20	3	4	5
		60	80	100
Peso Máximo de Despegue	10	4	4	5
		40	40	50
Proyección Internacional de Ventas	40	3	3	4
		120	120	160
Numero de Aeronaves Disponibles en Colombia	30	2	5	4
		60	150	120
TOTAL		280	390	430

Dónde: Excelente 5 / Bueno 4 / Aceptable 3 / Inaceptable 2 / No considerable 1.

Fuente: Autores

Teniendo en cuenta los valores obtenidos a partir de la matriz de decisión, la aeronave sobre la cual se realizará el proyecto será la aeronave Cessna 208B Grand Caravan, cuyas características se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Características de la Aeronave Cessna Grand Caravan 208B

DIMENSIONES	
Longitud	12,67 m
Altura	4,60 m
Envergadura	15,87 m
Superficie alar	25,96 m ²
Distancia entre ruedas	3,56 m
PESO	
Máximo peso de rampa	4011 kg
Máximo peso al despegue	3995 kg
Máximo peso de aterrizaje	3856 kg
Máximo peso de vacío	2336 kg
Máxima carga paga	1520 kg

RENDIMIENTO	
Velocidad máxima de crucero	361 km/h
Máximo rango	1785 km
Distancia de despegue	658 m
Distancia de aterrizaje	570 m
Altitud máxima de funcionamiento	7620 m
MOTOR	
Fabricante	Pratt & Whitney
Modelo	PT6A-140
Potencia nominal	867 hp
Fabricante de la hélice	Hartzell

Fuente: <http://cessna.txtav.com/en/turboprop/grand-caravan-ex>

4.3 REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

Una vez seleccionada la aeronave y establecidos los requerimientos de diseño descritos por la regulación; se estudia el tipo de configuración que será establecida para el amortiguador, de modo que se logre adquirir una respuesta optima del sistema

4.3.1 Selección del amortiguador

La selección del tipo de amortiguador está basada en dos parámetros fundamentales; la eficiencia y la facilidad para emplear un mecanismo de control sobre el mismo. Como se mencionó anteriormente, los amortiguadores usados en aeronaves son de tipo telescópico, principalmente clasificados de acuerdo con su fluido de trabajo y su configuración estructural.

Para establecer el tipo de fluido de trabajo, se debe tener presente la eficiencia que puede ser alcanzada por el amortiguador. En este aspecto, los amortiguadores Oleo neumáticos poseen la mayor eficiencia, ésta varía desde 80 hasta 100% con respecto a su peso; por lo tanto, es la mejor opción a emplear (Currey, 1988).

La configuración estructural; está basada en la facilidad para emplear un mecanismo de control sobre el amortiguador, es decir, las áreas del orificio principal o de los orificios del pistón, puedan ser modificadas remotamente, generando un cambio en la dinámica del sistema.

Existen diferentes soluciones al problema de control del amortiguador, este proyecto emplea un elemento obturador de forma cónica, conocido como 'metering pin' como muestra la figura 42, con el objetivo de disminuir la sección transversal del orificio principal. Emplear este elemento permite que logre graduarse el área del orificio en función de las condiciones del terreno de operación, entregando una extensa gama de configuraciones dinámicas para el mismo amortiguador.

Utilizar el metering pin como mecanismo de control, conlleva a que la dinámica del amortiguador deba ser controlada casi en su totalidad por este elemento; debido a que emplear válvulas en la base, puede generar que las restricciones al flujo en esta sección sean demasiado grandes y gobiernen la dinámica del amortiguador (Dixon, 2007). Por esta razón se opta por emplear un amortiguador mono tubo, con esto se obtiene que el fluido deba atravesar la restricción del orificio principal.

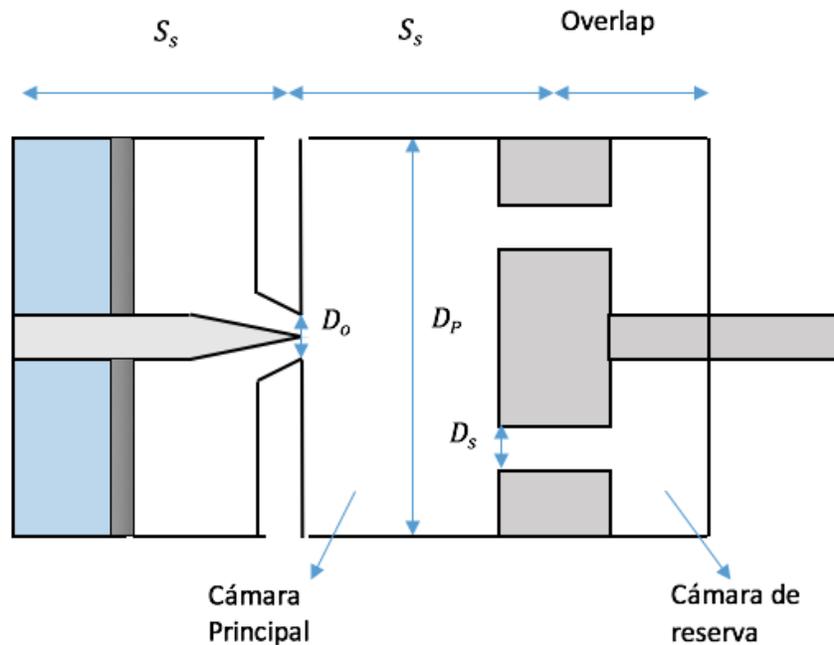
Como se describió en la sección 3 de este documento, el diseño conceptual del amortiguador surge de la selección del amortiguador y el mecanismo empleado para realizar la acción de control; consecuentemente, con base en lo expuesto con anterioridad, se describe a continuación la descripción inicial del amortiguador y en la siguiente sección, se describen los cálculos empleados para obtener sus parámetros geométricos.

Se emplea un amortiguador de tipo telescópico, mono tubo y oleo neumático, el cual cuenta con dos cámaras (principal y de reserva) como indica la figura 40, las cuales están conectadas por un pistón con agujeros en su superficie llamados en adelante agujeros del pistón D_s ; en la cámara

principal se tiene una restricción de forma circular con un agujero central, denominado agujero principal D_o , para el cual, su área transversal se verá reducida por el metering pin. Finalmente, se cuenta con un pistón flotante, el cual es encargado de separar el fluido de trabajo del gas a presión que actúa de manera análoga a un resorte.

La longitud global del cilindro, se divide en 3 secciones; la primera y segunda hacen referencia a la carrera del amortiguador, mientras que la tercera, denominada Overlap es determinada de acuerdo a los requerimientos descritos en el MIL-L-8552, el cual es una guía para especificar materiales, fluido hidráulico, pruebas, métodos de inspección entre otros; esta investigación lo empleara para determinar la longitud global del cilindro y el fluido hidráulico a utilizar.

Figura 40. Diagrama conceptual del amortiguador



Fuente: Autores

- Energía cinética: La energía cinética, depende de la velocidad de descenso, así como, el máximo peso de aterrizaje de la aeronave, dichos valores son obtenidos por las ecuaciones descritas en la sección 4.1 y mostrados en la tabla 5.

$$K = \frac{WV_c^2}{2g} \quad \text{Ecuación 16}$$

- Energía potencial: La energía potencial durante el aterrizaje, depende del desplazamiento que obtiene la aeronave durante éste. Es decir, de las deflexiones de la barra elástica, el neumático y el amortiguador; cabe aclarar que la deflexión debida al amortiguador se presenta en su componente vertical, como muestra la figura 41 (Currey, 1988).

$$P = (W - Lift)(S_s \sin \theta + S_t + S_l) \quad \text{Ecuación 17}$$

El trabajo realizado por una fuerza, depende de la distancia bajo la cual ésta se aplica, por lo tanto, la energía absorbida por cada uno de los componentes del sistema, está en función de la fuerza que se ejerce sobre estos y de su deflexión.

- Energía absorbida por los neumáticos: La fuerza que se aplica sobre los neumáticos es la reacción vertical definida en la sección 4.1.1.5 y su deflexión (S_t) viene descrita de acuerdo al catálogo de Michelin y η_t es la eficiencia del neumático

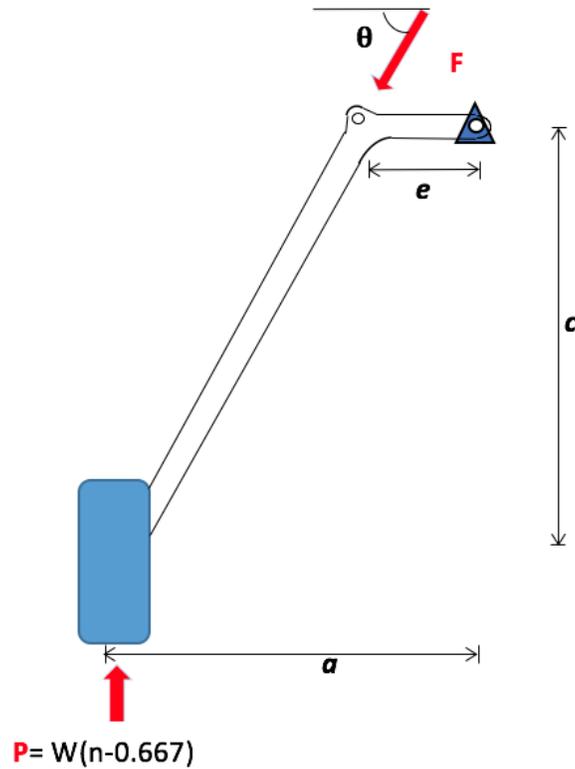
$$E_t = S_t \eta_t (W(n - 0.667)) \quad \text{Ecuación 18}$$

- Energía absorbida por la barra: De igual manera la fuerza aplicada sobre la barra elástica es la reacción vertical en el momento del aterrizaje, la deflexión de la barra elástica viene descrita conforme la ecuación 41, y η_l es la eficiencia de la barra elástica.

$$E_l = S_l \eta_l (W(n - 0.667)) \quad \text{Ecuación 19}$$

- Energía absorbida por los amortiguadores: Finalmente, la fuerza que se ejerce sobre el amortiguador, esta multiplicada por un factor que depende de los parámetros geométricos donde sea instalado, realizando el análisis estático acorde con la figura 42 y empleando la nomenclatura de los parámetros geométricos utilizados en la figura 41 se obtiene:

Figura 42. Fuerzas aplicadas en el sistema de amortiguación



Fuente: Autores

$$F = \left[\sqrt{1 + \left(\frac{b}{c+e}\right)^2} * \frac{a(c+e)}{be} \right] (W(n - 0.667)) \quad \text{Ecuación 20}$$

Reemplazando los valores constantes en la ecuación 18, se obtiene que la energía disipada por el amortiguador es igual a:

$$E_s = S_s \eta_s [3.637(W(n - 0.667))] \quad \text{Ecuación 21}$$

Por lo tanto, el balance energético está representado como:

$$S_l \eta_l (W(n - 0.667)) + S_t \eta_t (W(n - 0.667)) + S_s \eta_s [3.637 (W(n - 0.667))] = \frac{W V_c^2}{2g} + (W - L)(S_l + S_t + S_s \sin \theta)$$

Ecuación 22

Debido a que el proyecto está limitado al diseño del amortiguador, se procede a encontrar la carrera de éste, mediante la siguiente expresión:

$$S_s = \frac{\frac{V_c^2}{2g(n - 0.667)} + S_t \left(\frac{1}{(n - 0.667)} \left(1 - \frac{Lift}{W} \right) - \eta_t \right) + S_l \left(\frac{1}{(n - 0.667)} \left(1 - \frac{Lift}{W} \right) - \eta_l \right)}{3.637 \eta_s - \frac{1}{(n - 0.667)} \left(1 - \frac{Lift}{W} \right) \sin \theta}$$

Los valores del factor de carga, peso y sustentación de la aeronave, así como velocidad de descenso fueron descritos en el marco regulatorio del presente documento, a su vez, los valores de eficiencias son asumidos acorde con la metodología de (Currey, 1988). Se presentan los valores correspondientes en la tabla 5, con ellos se determina que la carrera del amortiguador debe ser igual a:

$$S_s = 0.1 \text{ m}$$

Tabla 5. Valores constantes para determinación de la carrera

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Factor de Carga	n	2.67	-
Peso de la Aeronave	W	37822.5	N
Sustentación de la Aeronave	$Lift$	25215	N
Velocidad de Descenso	V_c	3.048	m/s
Deflexión del Neumático	S_t	0.039	m
Deflexión de la Barra Elástica	S_l	0.0567	m
Eficiencia del Neumático	η_t	0.47	-
Eficiencia de la Barra Elástica	η_l	0.5	-
Eficiencia del Amortiguador	η_s	0.8	-

Fuente: Autores

4.4.2 Diámetro y área del pistón

El área del pistón, depende de la presión estática a la cual está sometido el gas en el cilindro. Esta presión se asume como 1500 psi o 10.342 MPa acorde con (Currey, 1988). Por lo tanto, la el área del pistón es igual a:

$$A_p = \frac{3.637(W)}{10.342 \text{ MPa}}$$

Ecuación 23

$$A_p = 0.00665 \text{ m}^2 = 66.5 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto, el diámetro del pistón es igual

$$D_p = \sqrt{\frac{4A_p}{\pi}} = 0.092 \text{ m}$$

Ecuación 24

$$D_p = 10 \text{ cm}$$

La metodología a seguir para el desarrollo de la investigación, establece que el diseño del amortiguador se basa fundamentalmente en el modelo dinámico que se puede obtener a partir de éste; es decir, la ecuación 102, cuya demostración se muestra más adelante relaciona los diferentes parámetros del amortiguador, los cuales son función del coeficiente de amortiguación b_a , fundamental en las características de la respuesta en el tiempo. Anteriormente, se obtuvieron los parámetros diámetro y la carrera del pistón los cuales se utilizan como constantes en la ecuación mencionada; mientras que el diámetro del orificio principal, cámara secundaria y diámetro de los orificios del pistón se modifican hasta que la respuesta en el tiempo del sistema de amortiguación propuesto tenga un comportamiento deseado como muestra la sección 5.1, siguiendo este concepto, se seleccionan los diámetros del orificio principal y los orificios del pistón, así como, el diámetro de la cámara secundaria.

4.4.3 Diámetro y Área del Orificio Principal

Para el caso del orificio principal se elige un diámetro del orificio $D_o = 10 \text{ mm}$. Por lo que su área es igual

$$A_o = \frac{\pi}{4} D_o^2 = 7.854 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

4.4.4 Diámetro y Área de los Orificios del Pistón

Se proponen 8 orificios en la cabeza del pistón (NASA, 1996), con un diámetro $D_s = 10 \text{ mm}$ cada uno.

$$A_s = 8 \left(\frac{\pi}{4} D_s^2 \right) = 6.283 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

4.4.5 Diámetro y Área de la Cámara Secundaria.

El diámetro de la cámara secundaria seleccionado $D_R = 7 \text{ cm}$

$$A_R = \left(\frac{\pi}{4} D_R^2 \right) = 0.00385 \text{ m}^2$$

4.4.6 Overlap

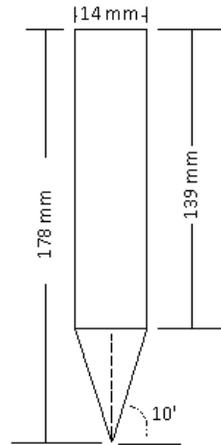
La norma MIL-L-8552, describe que el overlap no puede ser menor a 2.75 veces el diámetro del piston, por lo tanto, el overlap es igual a **27.5 cm**. (Military Specification [MIL]-L-8552C, 1963)

4.4.7 Dimensiones generales del metering pin

Como se mencionó en la sección 4.3.1, el metering pin es el mecanismo que permite modificar el comportamiento dinámico del amortiguador, gracias a la variación del área transversal del agujero principal. La descripción de su mecanismo se explica detalladamente en la sección 4.6 ACCIÓN DE CONTROL DEL AMORTIGUADOR.

Para lograr obtener el comportamiento dinámico deseado, el área del orificio principal debe modificarse desde $7.854 * 10^{-5} m^2$ hasta $5.3 * 10^{-5} m^2$, lo cual es obtenido usando la geometría mostrada en la figura 43.

Figura 43. Esquema del metering pin



Fuente: Autores

4.4.8 Curva Carga-Carrera

Como se vio con anterioridad, la energía absorbida por el amortiguador es una función de la carrera del mismo, por lo tanto, se hace necesario encontrar una manera de representar este comportamiento. La curva Carga vs Carrera, permite mostrar de manera sencilla la carga necesaria para conseguir un movimiento del pistón determinado, a su vez, es necesario para dimensionar el volumen de gas en la cámara.

Para iniciar, es necesario asumir las relaciones de compresión para el gas, es decir, definir la presión mínima y máxima de operación en el amortiguador: (Currey, 1988)

Relación de presión estática a compresión: 3.17

Relación de presión estática a expansión: 3.13

Basado en los valores de carrera y área del pistón, se conoce cuál es el volumen de fluido desplazado por el pistón. Asumiendo que el volumen de aire cuando se está en compresión (V_3) es del 10% del desplazamiento se obtiene (Currey, 1988):

$$V_3 = 0.1(A_p S_s) = 78.54 \text{ cm}^3 \quad \text{Ecuación 25}$$

Mientras que el volumen de aire cuando se está en expansión (V_1)

$$V_1 = V_3 + A_p S_s = 864 \text{ cm}^3 \quad \text{Ecuación 26}$$

Consecuentemente se emplean las relaciones de presión, así como, la presión estática de operación del amortiguador descrita en la sección 4.4.2 a manera de determinar la presión máxima (P_3) y presión mínima (P_1) que se pueden obtener en el amortiguador.

$$P_1 = \frac{10.342 \text{ MPa}}{3.17} = 3.29 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$P_3 = 10.342 \text{ MPa} * 3.13 = 32.37 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 28}$$

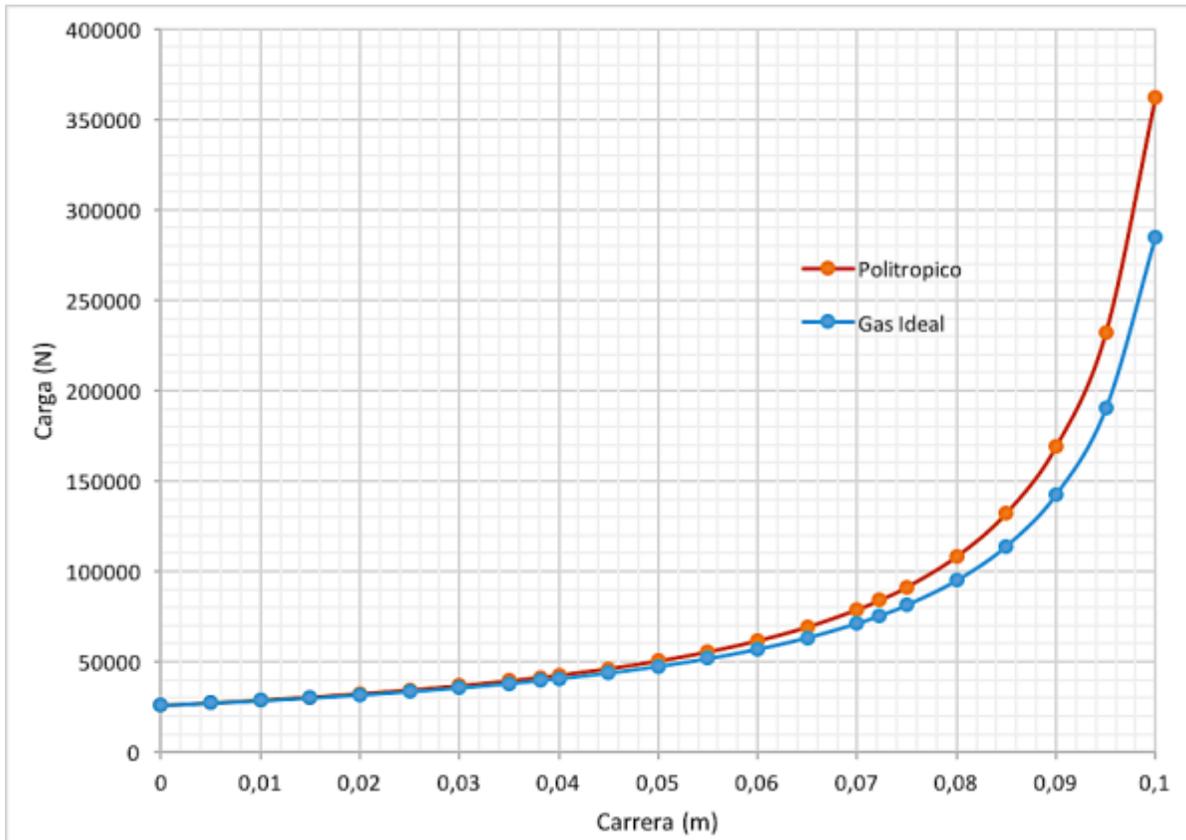
Una vez se han determinado los valores máximo y mínimo de operación, se emplea la ecuación de gases ideales, como muestra la ecuación 29, a fin de obtener la curva que se presenta en la figura 44, donde la presión es una función del desplazamiento del pistón, y del coeficiente politropico de los gases.

$$P_x = \frac{P_1 V_1}{V_x} = \frac{P_1 V_1}{(A_p S_s)^y} \quad \text{Ecuación 29}$$

Por lo tanto, la curva Carga-Carrera viene representada por la siguiente ecuación:

$$F_x = \frac{P_1 V_1}{(A_p S_s)^y} A_p \quad \text{Ecuación 30}$$

Figura 44. Carga vs Carrera



Fuente: Autores

Cabe destacar que el comportamiento de la curva cambia en función del exponente politrópico de los gases: la primera aproximación (curva azul), representa una actividad en tierra normal; mientras que asumiendo un coeficiente de expansión politrópica de 1.1 (curva naranja), representa una compresión dinámica como es el caso del aterrizaje.

Al examinar con detenimiento la gráfica de la figura 44, puede determinarse que no es probable que se alcancen los 0.1 m de carrera; esto es debido a que la fuerza necesaria para desplazar el pistón hasta esa posición requiere un aterrizaje de 2.67g asumiendo un coeficiente politrópico de 1.1 y 2g en el caso de un gas ideal.

4.4.9 Selección del fluido hidráulico

La selección del fluido de trabajo para el amortiguador, debe tener en cuenta el rango de temperatura bajo el cual éste va a operar, de modo que no se presenten cambios significativos en la viscosidad de dicho fluido. Como se observa más adelante, el modelo dinámico del amortiguador tuvo suposiciones de densidad y viscosidad constantes, por lo que un cambio muy grande en estos parámetros hace que el modelamiento dinámico propuesto para el amortiguador deje de ser válido.

Inicialmente, es necesario describir el proceso mediante el cual aumenta la temperatura del fluido cuando es forzado a pasar por agujeros de diámetro reducido. Se emplea el documento ‘*Effect of viscous heating in fluid damper on the vibration isolation performance*’ (Ling & Zhengtu, 2007) a fin de determinar si existe un cambio apreciable del coeficiente de amortiguamiento en función de la temperatura.

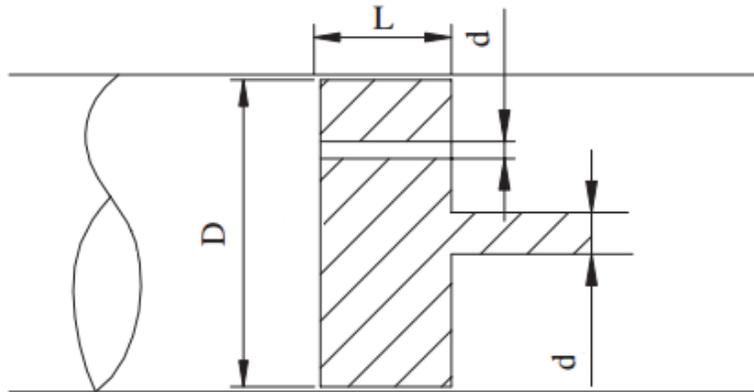
Con el objetivo de determinar la variación del coeficiente en función de la temperatura, es necesario emplear la ecuación de transferencia de calor, la cual depende de la fuerza ejercida por el amortiguador.

$$m_f C_v \frac{dT}{dt} = F_c v - \lambda A(T - T_w) \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde m_f es la masa de aceite, C_v es el Coeficiente de calor a presión constante, λ es el coeficiente de transferencia de calor a través de las paredes del amortiguador. A es el área exterior de la carcasa del amortiguador. T es la temperatura promedio dependiente del tiempo y T_w es la temperatura de la carcasa exterior del amortiguador.

Ahora bien, la figura 45, esquematiza la sección transversal del pistón del amortiguador, y es empleada a manera de determinar la fuerza ejercida por éste como muestra la ecuación 32. Cabe destacar que la viscosidad es una función de la temperatura.

Figura 45. Sección transversal del pistón del amortiguador



Fuente: 'Effect of viscous heating in fluid damper on the vibration isolation performance' (Ling & Zhengtu, 2007)

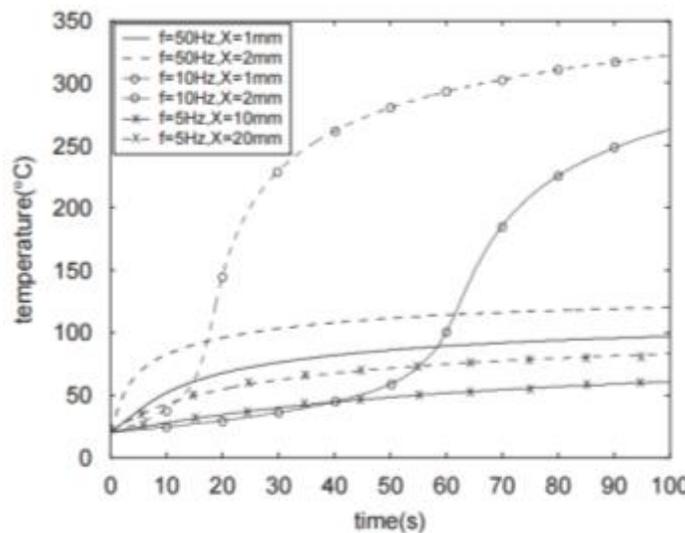
$$F_c = \frac{8 \pi \mu L (D^2 - d_g^2)^2}{d_R^2} v \quad \text{Ecuación 32}$$

Finalmente se emplea el modelamiento de sistemas dinámicos en un sistema mecánico del tipo masa, resorte amortiguador y se reemplaza la fuerza del amortiguador como se describe en la ecuación 32. El documento de referencia obtiene las gráficas presentes en la figura 46.

Las gráficas relacionan como es la variación de la temperatura en función del tiempo, para diferentes amplitudes de oscilación. Puede observarse que para lograr un cambio apreciable en la temperatura se requiere una amplitud del orden de 1 mm hasta 20mm con frecuencias del orden de 1Hz hasta 50 Hz. El caso de estudio tratado en esta investigación posee una amplitud de oscilación de 10 cm, en comparación con las estudiadas en el documento citado; por consiguiente, se puede afirmar que los cambios en la viscosidad del fluido de trabajo debido al incremento de su energía interna como resultado de la interacción dinámica se pueden despreciar y asignar un valor

fijo, es decir, emplear la viscosidad como variable no modifica de manera significativa el modelo dinámico del amortiguador.

Figura 46. Variación de la temperatura del fluido en función del tiempo



Fuente: 'Effect of viscous heating in fluid damper on the vibration isolation performance' (Ling & Zhengtu, 2007)

Una vez establecido que no se requiere tener en cuenta el cambio de la viscosidad como parámetro dinámico, se procede a seleccionar el fluido con base en lo establecido en el Military Standard MIL-L8552C, donde se sugieren los siguientes:

- MIL-PRF-6083F: es un fluido súper limpio, de origen mineral, su principal propósito es preservar los equipos hidráulicos dentro del rango de temperatura $-54^{\circ}\text{C} - 120^{\circ}\text{C}$ (MIL-PRF-6083F), tiene baja corrosión y se puede utilizar con anillos de sello de caucho sintético.
- MIL-PRF-5606H: fue desarrollado para tener buena fluencia a bajas temperaturas, posee un alto nivel de limpieza, inhibidores de espuma, inhibidor de corrosión por oxidación y un alto índice de viscosidad. También es de origen mineral.

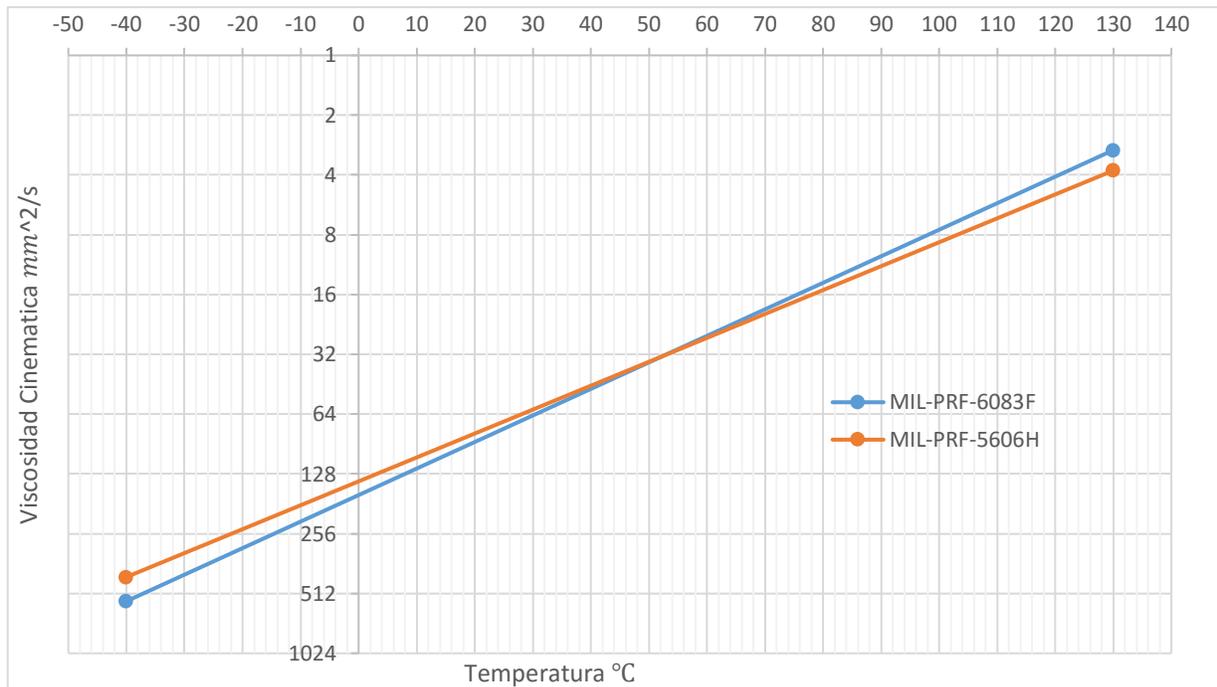
Tabla 6. Propiedades de los fluidos hidraulicos

Propiedad	Fluido		Unidades
	MIL-PRF-6083F	MIL-PRF-5606H	
Viscosidad @ 40°C	14,5	14,5	mm ² /s
Viscosidad @ -40°C	560	423	mm ² /s
Densidad relativa @ 15,6°C	0,882	0,874	-

Fuente: Autores.

El parámetro más importante para seleccionar el fluido es la viscosidad cinemática; como se describió anteriormente, el modelo dinámico del amortiguador utiliza este parámetro como una constante, por lo tanto, es necesario que su variación de con respecto a la temperatura no sea significativa. La figura 47 relaciona los dos fluidos preseleccionados; como se observa, los comportamientos son bastante similares y por lo tanto puede seleccionarse cualquiera de los dos. Sin embargo, el fluido MIL-PRF-5606H tiene un valor de pendiente menor y por ende el cambio de la viscosidad es menos apreciable.

Figura 47. Variación de la viscosidad en función de la temperatura



Fuente: Autores

4.5 ANALISIS DINÁMICO

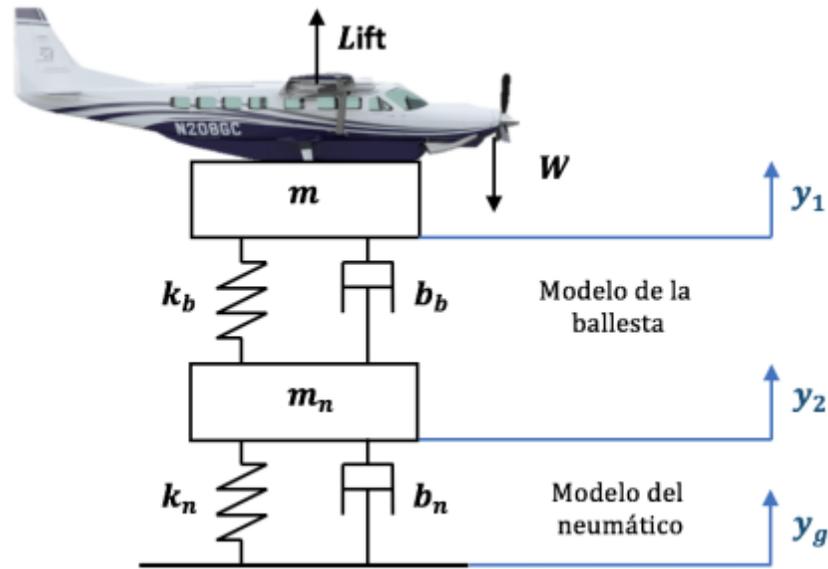
El modelo dinámico del sistema de amortiguación, está descrito por una serie de ecuaciones diferenciales de segundo orden que relacionan las condiciones mecánicas, neumáticas y viscosas que integran su principio de funcionamiento.

4.5.1 Análisis dinámico del sistema de amortiguación existente

Para establecer el modelo matemático que describe el sistema de amortiguación, se asume como un sistema masa, resorte, amortiguador de dos grados de libertad, como se observa en la figura 48, donde la aeronave es simplificada por una masa concentrada m , en la cual la carga aerodinámica *Lift* está aplicada. La masa del neumático, así como la ballesta, son modelados por m_n , estas dos masas están conectadas por medio un resorte k_b , y un elemento amortiguador b_b ; los cuales simulan las condiciones elásticas y viscosas de la ballesta. Los elementos k_n y b_n , representan las condiciones elásticas y viscosas del neumático. Finalmente, las coordenadas y_1 y y_g , hacen referencia al movimiento del centro de gravedad de la aeronave y la perturbación de entrada debido al contacto con el suelo, respectivamente.

Con base en lo anteriormente expuesto, se determinan las ecuaciones diferenciales que modelan el sistema dinámico, por medio de la aplicación de la segunda ley de Newton para cada masa.

Figura 48. Sistema Dinámico Existente



Fuente: Autores

$$m \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + k_b (y_1 - y_2) = W - Lift \quad \text{Ecuación 33}$$

$$m_n \frac{d^2 y_2}{dt^2} + b_n \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) + k_n (y_2 - y_g) - b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \quad \text{Ecuación 34}$$

$$-k_b (y_1 - y_2) = m_n g$$

El diagrama de bloques que se muestra en la figura 49, es la representación en el software Simulink de las ecuaciones 33 y 34, el cual es utilizado a manera de dar solución a las ecuaciones diferenciales del sistema dinámico.

Para aclarar su significado, se empieza por describir sus componentes principales:

- Los nodos de suma A y B, que se muestran en la figura 49, relacionan las partes izquierda y derecha de las ecuaciones diferenciales 35 y 36 respectivamente.
- Los bloques $\frac{1}{s}$ permiten derivar la señal de entrada, es decir, al tener una aceleración como entrada, se obtendrá una velocidad a la salida.

- La señal tipo step, hace referencia al desplazamiento de entrada al sistema debido a una irregularidad en el camino.
- El bloque $\frac{\Delta u}{\Delta t}$, permite integrar la señal de entrada, es decir, al tener una posición como entrada, se obtiene una velocidad a la salida

Ahora bien, para entender mejor su representación, se modifican las ecuaciones anteriores y se presentan las ecuaciones 35 y 36.

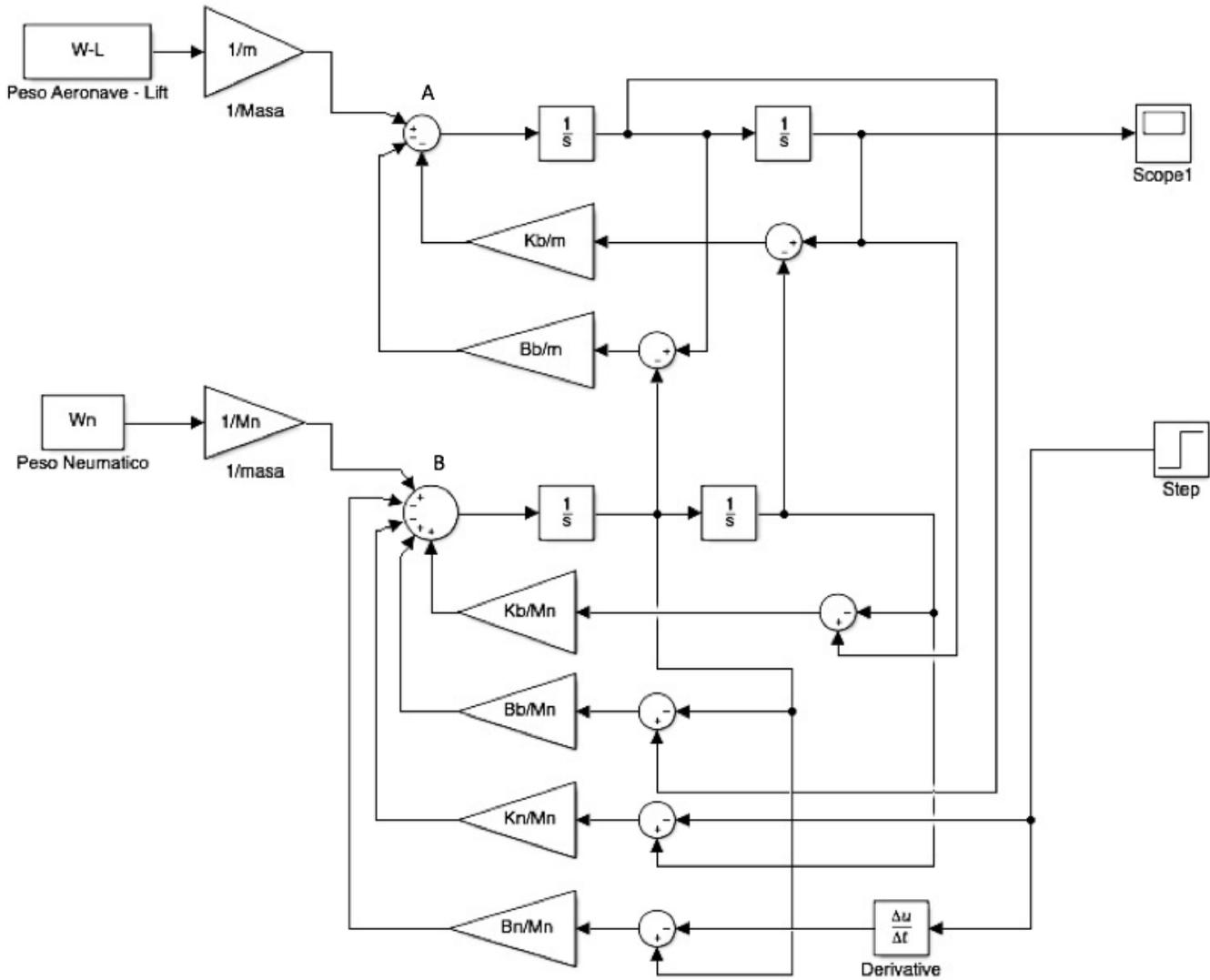
$$\frac{d^2 y_1}{dt^2} = \frac{W - Lift}{m} - \frac{b_b}{m} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - \frac{k_b}{m} (y_1 - y_2) \quad \text{Ecuación 35}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_2}{dt^2} = & \frac{W_n}{m_n} - \frac{b_n}{m_n} \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) - \frac{k_n}{m_n} (y_2 - y_g) + \frac{b_b}{m_n} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \\ & + \frac{k_b}{m_n} (y_1 - y_2) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 36}$$

Observe la ecuación 35 y el nodo de suma A simultáneamente; la parte izquierda de la ecuación, hace referencia a la aceleración de la aeronave y la salida del nodo A, la parte derecha de la ecuación relaciona 3 términos; el bloque constante $\frac{W-Lift}{m}$, el factor de amortiguación del sistema b_b multiplicado por la velocidad y finalmente la constante de resorte k_b multiplicada por la posición, las cuales son las entradas al nodo A.

Este mismo proceso, se lleva a cabo para la representación de la ecuación 36, mostrado en la figura 49 como el nodo B.

Figura 49. Diagrama de bloques, modelo dinámico existente en Simulink



Fuente: Autores

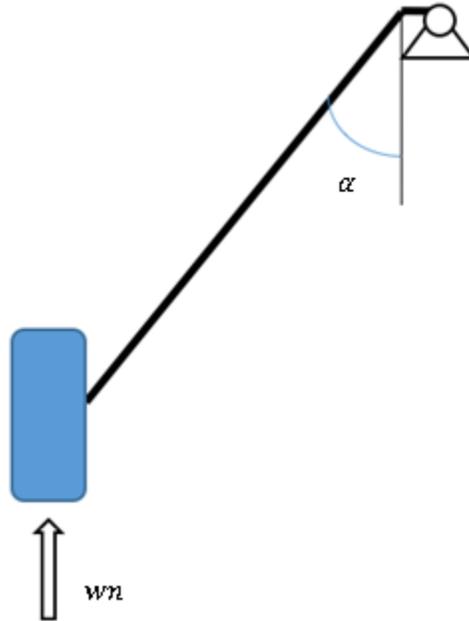
Una vez determinado el modelo dinámico del amortiguador, se procede a encontrar los valores constantes para cada una de las condiciones que lo constituyen.

4.5.1.1 Características Dinámicas de la Barra Elástica

- **Acción Elástica de la Barra**

La figura 50, esquematiza de manera simplificada la geometría y fuerzas aplicadas en la barra.

Figura 50. Esquematación de la Barra Elástica



Fuente: Autores

Si se considera una viga en voladizo es posible encontrar los diagramas de la carga cortante (ecuación 37) y el momento flector (ecuación 38) para la carga puntual P representada por la reacción.

$$V(x) = Wn \sin \alpha \quad \text{Ecuación 37}$$

$$M(x) = Wn \sin \alpha * x \quad \text{Ecuación 38}$$

La deflexión de la barra acorde con la teoría de resistencia de materiales se presenta en la ecuación 39. (Hibbeler, 2011)

$$S_l = \frac{\int_0^L \frac{M(x)}{E_b I_b} * x \, dx}{\int_0^L \frac{M(x)}{E_b I_b} \, dx} = \frac{\int_0^L \left[\frac{Wn \sin \alpha * x}{E_b I_b} * x \, dx \right]}{\int_0^L \left[\frac{Wn \sin \alpha * x}{E_b I_b} \, dx \right]} \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde; I_b es la inercia de la sección transversal de la barra, E_b es el módulo de elasticidad del material de la misma, α es el ángulo de inclinación y L es la longitud. Se debe tener en cuenta, que

la sección transversal disminuye hacia el extremo, sin embargo, debido a la complejidad para obtener las ecuaciones de la deflexión utilizando una inercia variable, se opta por tomar un promedio del área a lo largo de su longitud. Si se considera que la inercia de la barra no cambia, se puede establecer, que la deflexión está representada por la ecuación 40.

$$S_l = \frac{L_b^3 Wn \sin \alpha}{3E_b I_b} \quad \text{Ecuación 40}$$

Reescribiendo la ecuación de manera similar a $F = kx$, se obtiene:

$$Wn = S_l \frac{3E_b I_b}{L_b^3 \sin \alpha} \quad \text{Ecuación 41}$$

Por lo que la constante de resorte k , asociada a la deflexión de la barra esta descrita por la ecuación 42

$$k_b = \frac{3\pi}{4} \left[\frac{E_b (R_{ex}^4 - R_{in}^4)}{L_b^3 \sin \alpha} \right] \quad \text{Ecuación 42}$$

Utilizando el IPC, así como las mediciones que se tomaron en visitas de campo, fue posible establecer los valores que se muestran en la tabla 7, los cuales corresponden a los parámetros necesarios para determinar la constante de resorte de la ballesta.

Tabla 7. Propiedades de la ballesta

Parámetro	Valor
Radio exterior inicial	36.25 mm
Radio exterior final	23.7 mm
Radio exterior promedio	29.25 mm
Radio interior inicial	16.65 mm
Radio interior final	13.725 mm
Radio interior promedio	15.2 mm
Longitud	0.95 m

Ángulo	35 °
Módulo de Elasticidad E_b^*	$2.05 * 10^{11} \text{Pa}$

Fuente: (Cessna Aircraft Company, 2010) (Matweb, 2017)

Con los valores constantes reemplazados en la ecuación 42, la constante de resorte generada por la deflexión de la barra es:

$$k_b = 666.500 \frac{N}{mm}$$

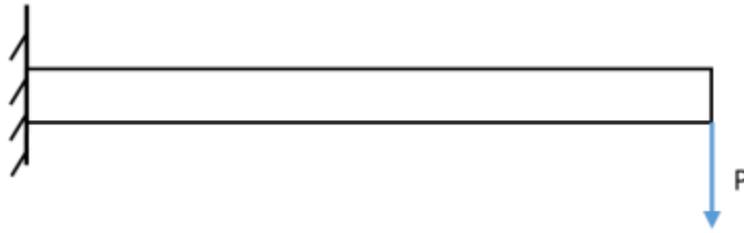
- **Acción viscosa de la Barra**

En primer lugar, es importante aclarar que todos los elementos absorben cierta cantidad de energía en un sistema. La acción viscosa concerniente a la ballesta es uno de los modelamientos dinámicos más difíciles de obtener, dicha acción hace referencia a dos parámetros fundamentales; la absorción de energía internamente en el material y la energía perdida debida a la fricción entre los elementos (Orban, 2011).

Con el objetivo de obtener una caracterización aproximada del comportamiento dinámico del sistema, solo se tendrá en cuenta la energía absorbida internamente por el material; esto es debido a que la energía perdida por fricción depende de todas las características de sujeción entre los elementos del sistema de amortiguación y se hace inviable representarlo.

Cuando un elemento de material se somete a una carga P, se genera una deformación en el mismo, sin embargo, cuando se asemeja de forma más real su comportamiento; se presentan deslizamientos en su estructura micro granular, causando una conversión de la energía de deformación, a energía térmica interna (Graham, 2000).

Figura 51. Esquematación de viga en cantiléver



Fuente: Autores

Asúmase una viga en cantiléver como muestra la figura 51, la cual puede ser modelada como un sistema masa, resorte, amortiguador; de ésta forma puede describirse su comportamiento por medio de la ecuación 6, presentada en el marco teórico del documento.

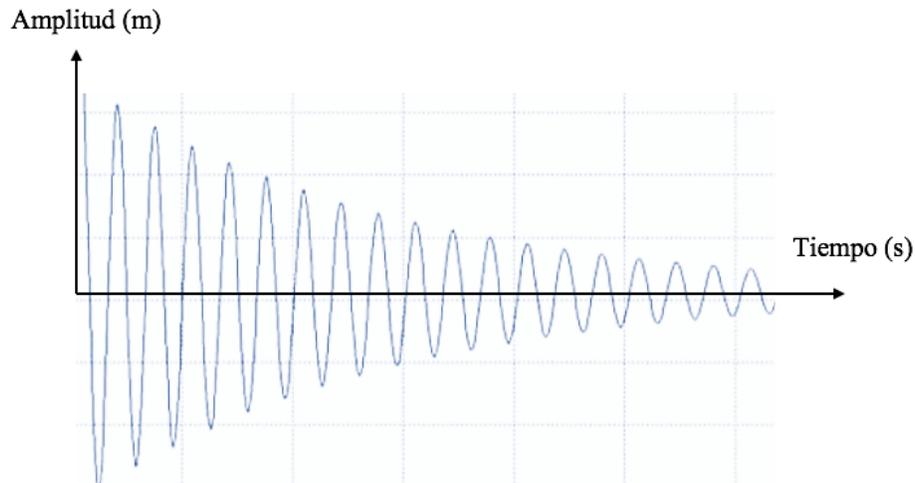
Donde ξ es la relación de amortiguamiento y ω_n es la frecuencia natural del sistema. Estos parámetros pueden describirse a partir de sus componentes elásticas, viscosas y de inercia descritos en la sección anterior como:

$$\omega_n = 3.52 \sqrt{\frac{E_b I_b}{m_b L_b^4 \sin \alpha}} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\xi = \frac{b_b}{2m_b \omega_n} = \frac{b_b}{2 \left(3.52 \sqrt{\frac{E_b I_b m_b}{L_b^4 \sin \alpha}} \right)} \quad \text{Ecuación 44}$$

Observando la ecuación anterior, se establece que la acción viscosa de la barra b_b , únicamente depende del factor de amortiguamiento el cual es valor es obtenido normalmente, realizando pruebas experimentales. En caso de no tener en cuenta la acción viscosa de la barra, esta tiende a oscilar infinitamente con la misma amplitud ante la acción de la carga P, por esta razón se hace necesario buscar una aproximación al valor del coeficiente de amortiguación, mediante el cual se logre una disminución de la amplitud de la oscilación como se muestra a continuación en la figura 52. (Thomson William, 1998).

Figura 52. Comportamiento dinámico viga en cantiléver



Fuente: Autores

$$\xi = \frac{\beta}{2} \qquad \text{Ecuación 45}$$

Ahora bien, el parámetro β , se conoce como la capacidad específica de amortiguamiento y únicamente depende de las características del material; sin embargo, no es posible plantear un valor específico, ya que cada prueba que se realice puede presentar resultados diferentes; esto conlleva a que sea necesario realizar ensayos experimentales para determinar el comportamiento real de un elemento. Considerando que esta investigación no está enfocada a la realización de estos ensayos, se optará por tomar un promedio entre diferentes valores publicados en investigaciones como se relaciona a continuación:

Tabla 8. Valores de la capacidad específica de amortiguamiento

Fuente	Valor de β
Damping of materials and members in structures. (Orban, 2011)	0.0015
Structure Borne Sound. (Cremer, Heckl, Petersson, & Björn , 1988)	0.001-0.004
Damping Capacity of Materials. (Maringer, 1966)	0.001-0.006
Documentation of Damping Capacities of Metallic and Metal Matrix (Zhang, Hang, Perez, & Lavernia, 1993)	0.0016
Damping Properties of Selected Steels and Cast Irons (Visnappu, Nash, & Turner, 1987)	0.003

Fuente: Autores

Teniendo en cuenta los valores encontrados con anterioridad, se estima un valor de ξ igual a 0.00121 con el cual se obtiene un valor de la acción viscosa de la ballesta acorde con la ecuación 46:

$$b_b = 2 \left(3.52 \sqrt{\frac{E_b I_b m_b}{L_b^4 \sin \alpha}} \right) \xi = 20 \frac{Ns}{m} \quad \text{Ecuación 46}$$

4.5.1.2 Características Dinámicas del Neumático

- **Acción elástica del neumático**

Teniendo en cuenta el manual de operaciones del piloto y dimensiones de los neumáticos utilizadas se obtienen las medidas correspondientes a los centros de masa de la aeronave. Con el fin de establecer la carga que se le aplica a cada una de las ruedas de la aeronave y de esa manera calcular la deflexión presente en cada neumático del tren principal.

La aeronave Cessna 208B puede utilizar diferentes tipos de neumáticos en su tren principal de acuerdo con el tipo de misión a desarrollar:

- El neumático 6.50-10 es utilizada para misiones en la cuales se garantiza pistas pavimentadas y una carga estática inferior a 4750 lbs. Con una presión de inflado de 100 psi. Este neumático genera un comportamiento de suspensión dura, es decir, la absorción de impactos es inferior a las demás.
- El neumático 8.50-10, soporta hasta 5500 lbs de carga estática a una presión de 70 psi. Permite ser utilizada en pistas no pavimentadas, pero no es la mejor opción para la absorción de impactos. (Michelin)

- Finalmente, el neumático 29x11.00-10 es un BIAS tipo VII, soporta cargas estáticas hasta de 7070 lbs, con una presión de inflado de 60 psi. El ancho del neumático es mayor; además, posee un diámetro exterior mayor comparado con los otros modelos. Para un operador esta sería la opción más recomendada ya que posibilita que la aeronave haga uso de cualquier tipo de aeródromo.

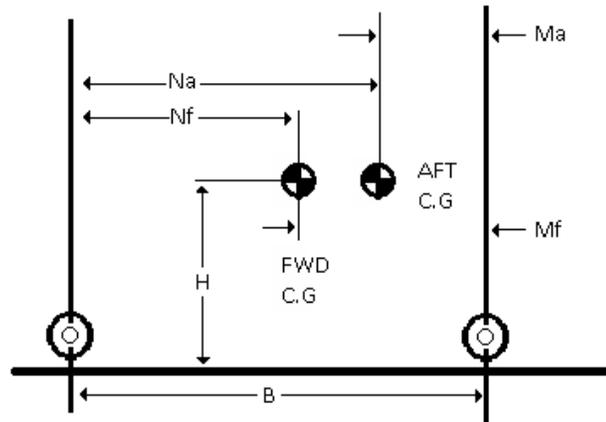
Para calcular la deflexión de los neumáticos de forma correcta se requiere conocer las dimensiones de la aeronave y la carga que soporta cada tren, estos parámetros son obtenidos mediante los manuales de operación. Adicionalmente debe conocerse la presión de inflado, diámetro y ancho de cada tipo de neumático, los cuales se obtienen por medio del catálogo de Michelin.

Es necesario determinar la deformación en cada uno de los neumáticos descritos con anterioridad, puesto que la aeronave puede utilizar cualquiera de los 3 tipos; variando el coeficiente de resorte en el modelo dinámico, además la diferencia de alturas genera una variación de la tolerancia de la hélice con el suelo. El sistema dinámico debe tener en cuenta este cambio de tolerancia para evitar un posible incidente involucrado con alturas incorrectas.

Con el centro de masa delantero y trasero se puede calcular la carga máxima y mínima que soporta el tren principal. Se toma el valor del peso total de la aeronave y luego se divide en el número de llantas que posee el tren principal. (Raymer)

Donde W es el peso de la aeronave en Kg, N_a es la distancia del centro masa más trasero hasta el eje del tren de nariz. B Es la distancia entre los Ejes del tren de nariz y el principal. N_f es la distancia del centro de masa más delantero hasta el tren delantero.

Figura 53. Esquema de la distribución del centro de masa de la aeronave

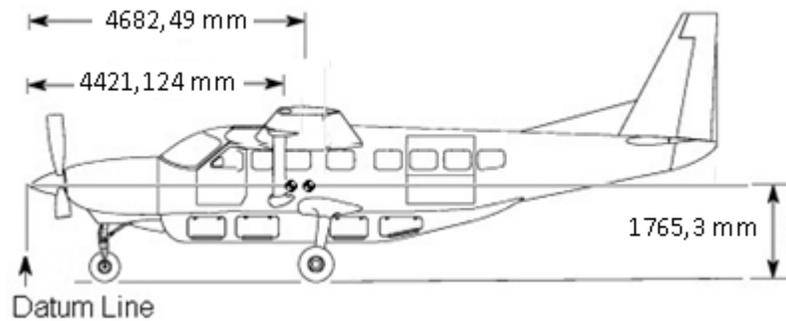


Fuente: (Currey, 1988)

$$\text{Carga estatica maxima} = W \frac{N_a}{B} = 31465,43 \text{ N} \quad \text{Ecuación 47}$$

$$\text{Carga estatica minima} = W \frac{N_f}{B} = 28738,98 \text{ N} \quad \text{Ecuación 48}$$

Figura 54. Línea de referencia medida aeronave



Fuente: Pilot Operating Handbook. Cessna Aircraft Company Model 208B (2004)

El tren principal va a soportar una carga máxima de 31465,43 N, que se utiliza para determinar el máximo radio de ruedo. Luego se utiliza la carga mínima presente en el tren principal. Se procede a dividir la carga en el número de llantas presentes en el tren.

$$W_{max} = 15732,47 \text{ N}$$

$$W_{min} = 14369,5 \text{ N}$$

El siguiente paso con los datos obtenidos es calcular el área de contacto de la llanta, por lo que se requiere peso de la aeronave y la presión interna.

$$W = P_n A_c \quad \text{Ecuación 49}$$

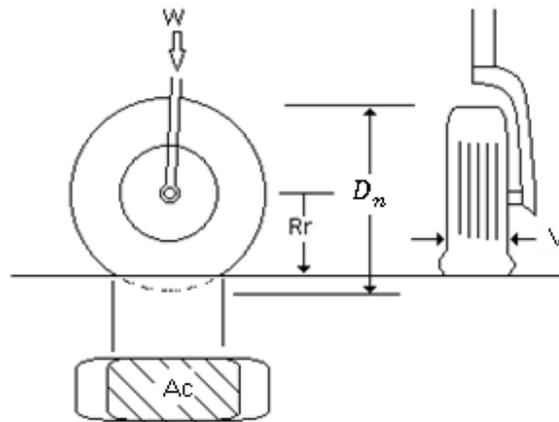
$$A_c = 2.3 \sqrt{v D_n} \left(\frac{D_n}{2} - R_r \right) \quad \text{Ecuación 50}$$

$$A_{pmax} = 0,045 \text{ m}^2$$

$$A_{pmin} = 0,042 \text{ m}^2$$

Con las áreas de contacto determinadas se puede despejar el Radio de ruedo. El radio de ruedo indica que tanto se flexiona la rueda de una aeronave cuando se encuentra cargada.

Figura 55. Esquema de la nomenclatura del Neumático



Fuente: (Currey, 1988)

$$R_{rmax} = 0,325 \text{ m}$$

$$R_{rmin} = 0,315 \text{ m}$$

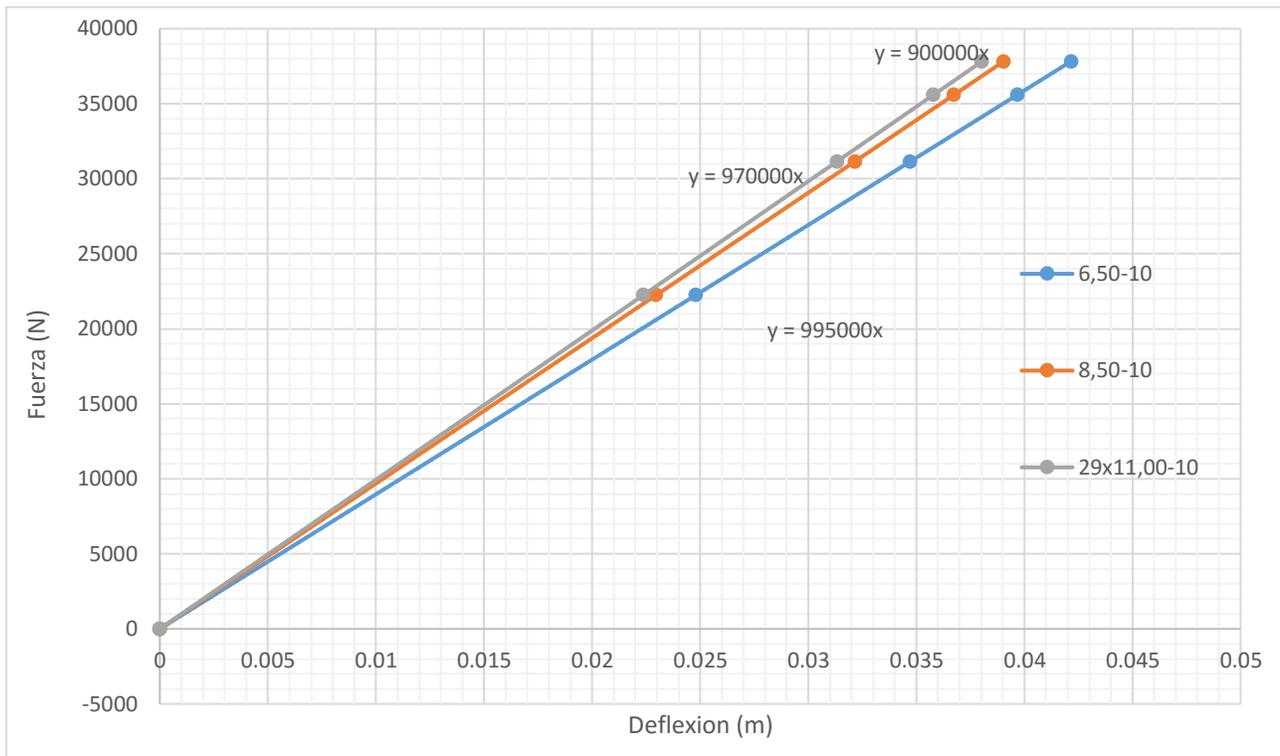
Con estos valores de radio de ruedo, se puede calcular cuál es la distancia que se deforma la rueda cuando se le aplica una carga. Los valores $D_{o max}$ y $D_{o min}$ se obtienen mediante el catálogo de Michelin

$$S_t = \frac{D_m - (R_{rmax} - R_{rmin})}{2} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$D_m = \frac{(D_o max + D_o min)}{2} \quad \text{Ecuación 52}$$

Una vez determinada la deflexión del neumático en función de la carga aplicada, se presenta la figura 56, la cual presenta un gráfico de este comportamiento para las diferentes llantas utilizadas.

Figura 56. Gráfica carga vs deflexión del neumático.



Fuente: Autores

La pendiente de cada una de las gráficas hace referencia a la constante de resorte usada en el modelo dinámico del sistema de amortiguación, utilizando la fórmula de la pendiente se encuentra este valor para los neumáticos 6,50-10 (a), 8,50-10 (b), y 29x11-10 (c).

$$k_{n(a)} = 900 \frac{N}{mm}$$

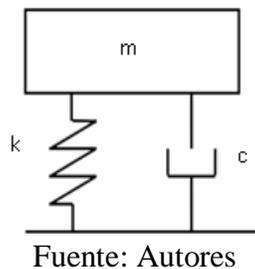
$$k_{n(b)} = 970 \frac{N}{mm}$$

$$k_{n(c)} = 995 \frac{N}{mm}$$

- **Acción viscosa del neumático**

Para obtener el coeficiente de amortiguación relacionado con el neumático, se debe modelar un sistema masa, resorte y amortiguador en paralelo, como se ilustra en la siguiente figura.

Figura 57. Esquema básico de un sistema masa, resorte amortiguador



Donde m representa la masa, k el coeficiente de resorte y c el coeficiente de amortiguamiento del neumático. De manera similar a la acción viscosa de la barra, esta depende de la absorción de energía interna en el material del neumático y de la acción viscosa del fluido en el interior. Para la obtención de este parámetro, se contó con resultados obtenidos en las pruebas experimentales realizadas en *Quasi-Static and Dynamic Response Characteristics of F-4 Bias-Ply and Radial-Belted Main Gear Tires* (National Aeronautics and Space Administration, 1997), las cuales fueron realizadas a un neumático de tamaño y características similares al neumático de la aeronave Cessna 208B Grand Caravan.

Dichas pruebas constaron de la determinación del factor de amortiguamiento, así como, acciones elásticas para diferentes condiciones de carga en este neumático. Las cuales concluyeron un factor de amortiguamiento de 0.047, empleando la ecuación 8, es posible determinar la relación:

$$b_n = 2\xi \sqrt{k_n m_{n\text{eff}}}$$

Ecuación 53

Donde el coeficiente de amortiguación (b_n), es una función de la constante de resorte encontrada con anterioridad (k_n), la masa efectiva del neumático descrita en las pruebas experimentales ($m_{n\text{eff}}$) y finalmente el factor de amortiguamiento (ξ)

Al reemplazar los valores constantes en la ecuación 53 se obtiene:

$$b_{n(a)} = 2125 \frac{Ns}{m}$$

$$b_{n(b)} = 2205 \frac{Ns}{m}$$

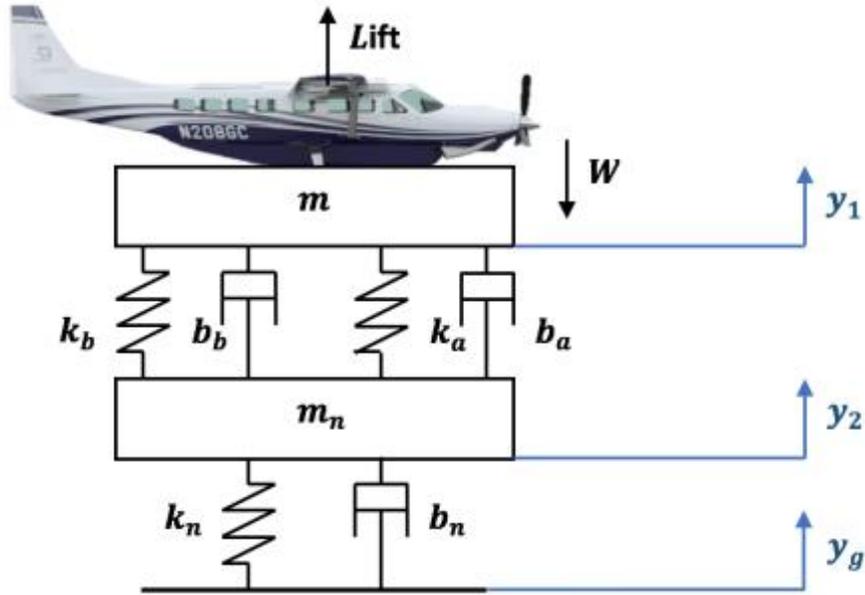
$$b_{n(c)} = 2235 \frac{Ns}{m}$$

4.5.2 Análisis dinámico del sistema de amortiguación propuesto

El modelo dinámico del sistema de amortiguación propuesto, está estrechamente relacionado con el modelo descrito anteriormente. La figura 58 esquematiza el nuevo modelo, donde se observa que la implementación del amortiguador genera la aparición de los elementos k_a y b_a , los cuales hacen referencia al comportamiento elástico y viscoso del amortiguador.

De la misma manera que se realizó en la sección anterior, se procede a determinar las ecuaciones diferenciales que modelan el sistema dinámico.

Figura 58. Sistema dinámico propuesto



Fuente: Autores

$$m \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + k_b (y_1 - y_2) + b_a \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \sin \theta + k_a (y_1 - y_2) \sin \theta = W - Lift$$

Ecuación 54

$$m_n \frac{d^2 y_2}{dt^2} + b_n \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) + k_n (y_2 - y_g) - b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - k_b (y_1 - y_2) - b_a \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \sin \theta - k_a (y_1 - y_2) \sin \theta = m_n g$$

Ecuación 55

Se debe tener en cuenta, que el $\sin \theta$ que se presenta en las ecuaciones anteriores, surge a partir de la inclinación que se presenta en la configuración del amortiguador como se ilustró en las figuras 41 y 42.

De manera similar al proceso seguido en la sección 4.5.1, el diagrama de bloques que se muestra en la figura 58, es la representación en el software Simulink de las ecuaciones 54 y 55.

Ahora bien, para entender mejor su representación, se modifican las ecuaciones anteriores y se presentan las ecuaciones 56 y 57.

$$\frac{d^2y_1}{dt^2} = \frac{W - Lift}{m} - \frac{b_b}{m} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - \frac{k_b}{m} (y_1 - y_2) - \dots$$

Ecuación 56

$$\frac{b_a}{m} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \sin \theta - \frac{k_a}{m} (y_1 - y_2) \sin \theta$$

$$\frac{d^2y_2}{dt^2} = \frac{W_n}{m_n} - \frac{b_n}{m_n} \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) - \frac{k_n}{m_n} (y_2 - y_g) + \frac{b_b}{m_n} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + \dots$$

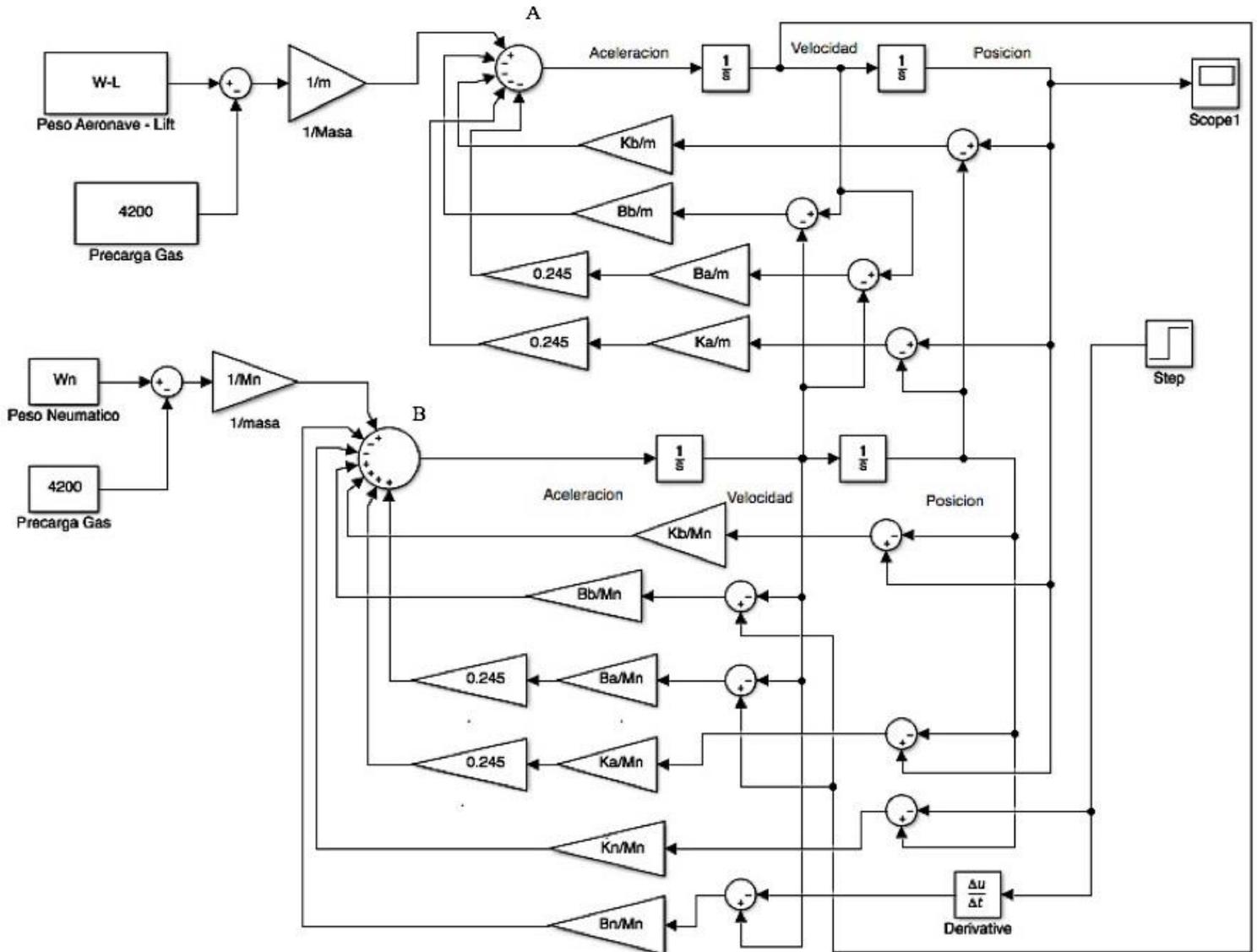
Ecuación 57

$$\frac{k_b}{m_n} (y_1 - y_2) + \frac{b_a}{m_n} \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \sin \theta + \frac{k_a}{m_n} (y_1 - y_2) \sin \theta$$

Observe la ecuación 56 y el nodo de suma A simultáneamente; la parte izquierda de la ecuación, hace referencia a la aceleración de la aeronave y la salida del nodo A, la parte derecha de la ecuación relaciona 5 términos; el bloque constante $\frac{W-Lift}{m}$, el factor de amortiguación de la barra b_b y del amortiguador b_a multiplicados por la velocidad y finalmente las constantes de resorte k_b y k_a multiplicadas por la posición, las cuales son las entradas al nodo A.

Este mismo proceso, se lleva a cabo para la representación de la ecuación 57, mostrado en la figura 59 como el nodo B. Finalmente, es importante aclarar que los valores de la precarga del gas serán descritos en la sección 4.5.2.1.

Figura 59. Diagrama de bloques sistema de amortiguación propuesto



Fuente: Autores

Los valores constantes fueron descritos en la sección anterior, sin embargo, la acción elástica de la barra es diferente; al acoplarse el amortiguador a la ballesta como lo muestra la figura 41, cambian el radio exterior, longitud de la ballesta y el ángulo con la vertical como lo describe la tabla 9, ya que el punto sobre el cual esta empotrada la ballesta se modifica.

Tabla 9 .Propiedades de la ballesta al acoplar el amortiguador

Parámetro	Valor	Unidades
Radio exterior inicial	30.1	mm
Radio exterior final	23.7	mm
Radio exterior promedio	26.9	mm
Radio interior inicial	16.65	mm
Radio interior final	13.725	mm
Radio interior promedio	15.2	mm
Longitud	0.9	m
Ángulo	45	°
Módulo de Elasticidad E_b	$2.05 * 10^{11}$	Pa

Fuente: (Cessna Aircraft Company, 2010) (Matweb, 2017)

Reemplazando los valores de la tabla 9 en la ecuación 42 se encuentra que el coeficiente elástico de la barra $k_b = 345000 \text{ N/m}$.

4.5.2.1 Comportamiento Dinámico del amortiguador

- **Acción elástica del amortiguador**

La acción elástica del amortiguador, es producida por la compresión y expansión del gas en la cámara superior. En primer lugar, se describe la fuerza ejercida por el gas:

$$F_{gas} = P_x A_p \quad \text{Ecuación 58}$$

P_x hace referencia al cambio de la presión conforme aumenta la carrera del pistón, por lo tanto, puede ser expresado de acuerdo con la ecuación 60. Donde P_3 , V_3 y S_s representan la presión y volumen cuando se encuentra en condiciones de compresión; y la carrera del amortiguador respectivamente.

$$\frac{P_x}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_x}\right)^{1.1} = \left(\frac{V_3}{V_3 - A_p S_s}\right)^{1.1} \quad \text{Ecuación 59}$$

Reemplazando en la ecuación 58 se obtiene

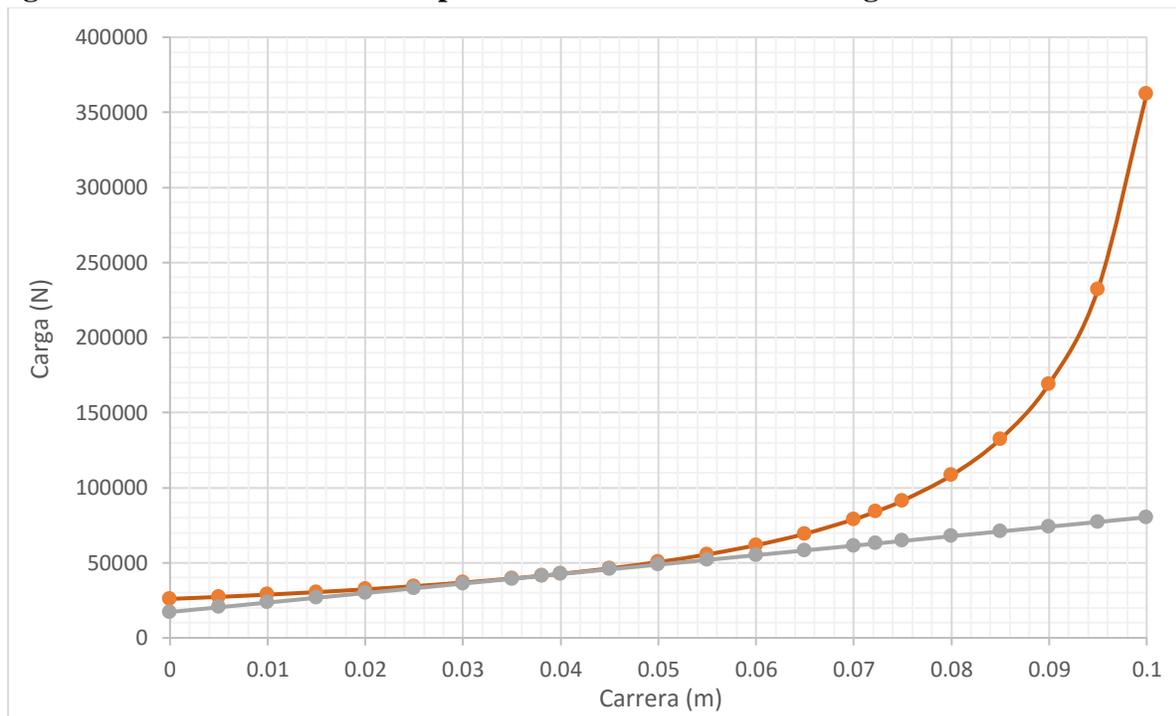
$$F_{gas} = P_3 A_p \left(\frac{V_3}{V_3 - A_p S_s}\right)^{1.1} \quad \text{Ecuación 60}$$

La ecuación anterior, da como resultado la gráfica de carga vs carrera vista con anterioridad en la figura 56. Como se ilustra en la gráfica, el comportamiento no es lineal, por lo que es necesario linealizar la ecuación en el punto de operación descrito en su condición estática. La ecuación linealizada del comportamiento elástico del gas es:

$$F_{gas} = 17200 + 630000 S_s \quad \text{Ecuación 61}$$

Por lo tanto, la constante de resorte $K_a = 630000 \text{ Ns/m}$, además, existe una precarga en el amortiguador igual a 17200 N, que es representada como una constante de manera similar al peso de la aeronave o el Lift.

Figura 60. Linealización del comportamiento elástico del amortiguador.



Fuente: Autores

La figura anterior, ilustra el comportamiento de la función linealizada respecto a la función original, cabe destacar que el punto de operación es 0.038 m. Por lo tanto, es válida únicamente para valores cercanos éste.

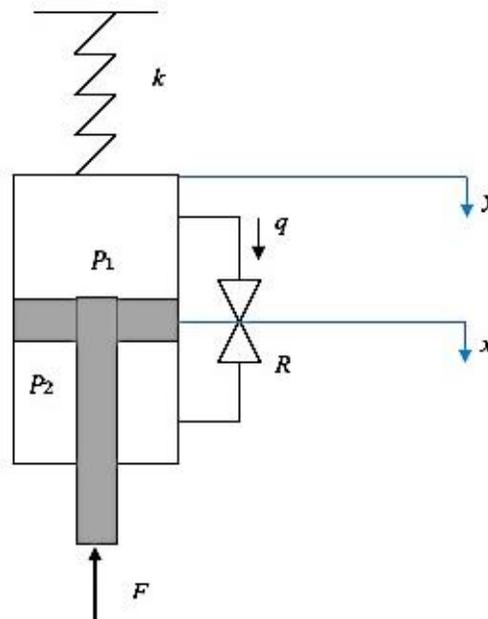
- **Acción viscosa del amortiguador**

En primer lugar, es importante resaltar que el comportamiento dinámico durante la compresión y la expansión del amortiguador es diferente; por lo que el coeficiente de amortiguación b_a , es un promedio del que se presenta durante estas dos etapas, como muestra la ecuación 63.

$$b_a = \frac{1}{2}(b_C + b_E) \quad \text{Ecuación 62}$$

Supóngase que se tiene un amortiguador como lo muestra la figura 61, con dos coordenadas X e Y bajo las cuales se realiza el modelo dinámico; donde la fuerza exterior genera un diferencial de presiones en las cámaras superior e inferior, que están conectadas por medio de un pistón con sección transversal de área A. Conforme el pistón avanza, el fluido se ve forzado a pasar por una resistencia R que conecta las 2 cámaras.

Figura 61. Diagrama dinámico del amortiguador



Fuente: Autores

Realizando sumatoria de fuerzas sobre el amortiguador, despreciando los efectos de la fricción e inercia se obtiene la relación descrita por la ecuación 63, donde la fuerza F genera una diferencia de presiones P_2 y P_1 entre las cámaras del cilindro y k representa la acción elástica generada por un componente tipo resorte.

$$F = A_p(P_2 - P_1) = ky \quad \text{Ecuación 63}$$

A partir del modelamiento de sistemas hidráulicos se reescriben las ecuaciones 64 y 65 en función de los parámetros establecidos para el amortiguador:

$$q = \frac{P_2 - P_1}{R} \quad \text{Ecuación 64}$$

$$q = C \frac{dP}{dt} = A_p \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) \quad \text{Ecuación 65}$$

Igualando las ecuaciones anteriormente descritas se obtiene:

$$\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} = \frac{ky}{RA_p^2} \quad \text{Ecuación 66}$$

Al llevar la ecuación 67 al espacio de Laplace, se determina la función de transferencia $Y(s)/X(s)$ del amortiguador

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{s}{s + \frac{k}{RA_p^2}} \quad \text{Ecuación 67}$$

Utilizando el modelado de sistemas mecánicos para el mismo amortiguador, asumiendo que los efectos de la fricción y la inercia son despreciables, se obtiene la ecuación 68.

$$ky = b_a \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) \quad \text{Ecuación 68}$$

Obteniendo la función de transferencia $Y(s)/X(s)$ como en el caso anterior de la forma:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{s}{s + \frac{k}{b_a}} \quad \text{Ecuación 69}$$

Observando las ecuaciones 68 y 69, se evidencia que su comportamiento es análogo, debido a que sus funciones de transferencia son iguales, por lo tanto, puede deducirse que el coeficiente de amortiguamiento se describe de acuerdo con la ecuación 70, donde únicamente depende de la resistencia hidráulica y el área del pistón.

$$b_a = RA_p^2 \quad \text{Ecuación 70}$$

- **Determinación del coeficiente de resistencia hidráulico.**

A partir de la ecuación 70 establecida para el coeficiente de amortiguación, se busca determinar una expresión matemática adecuada para definir R, y de esta manera involucrar todos los parámetros geométricos, asociados a dicha resistencia. (NASA, 1996)

Es importante mencionar que esta expresión involucra varias suposiciones, tales como: viscosidad y densidad constantes, el proceso es isotérmico (no hay aumento en la temperatura del fluido), velocidad del pistón y fuerza que se ejerce sobre el amortiguador constantes.

La figura 62 que se muestra a continuación muestra la configuración de amortiguador utilizada para el proyecto, donde:

P_{gas} y A_{gas} : Representan la presión ejercida por el gas y área transversal en el que ejerce dicha presión

P_p : Presión en la cámara principal

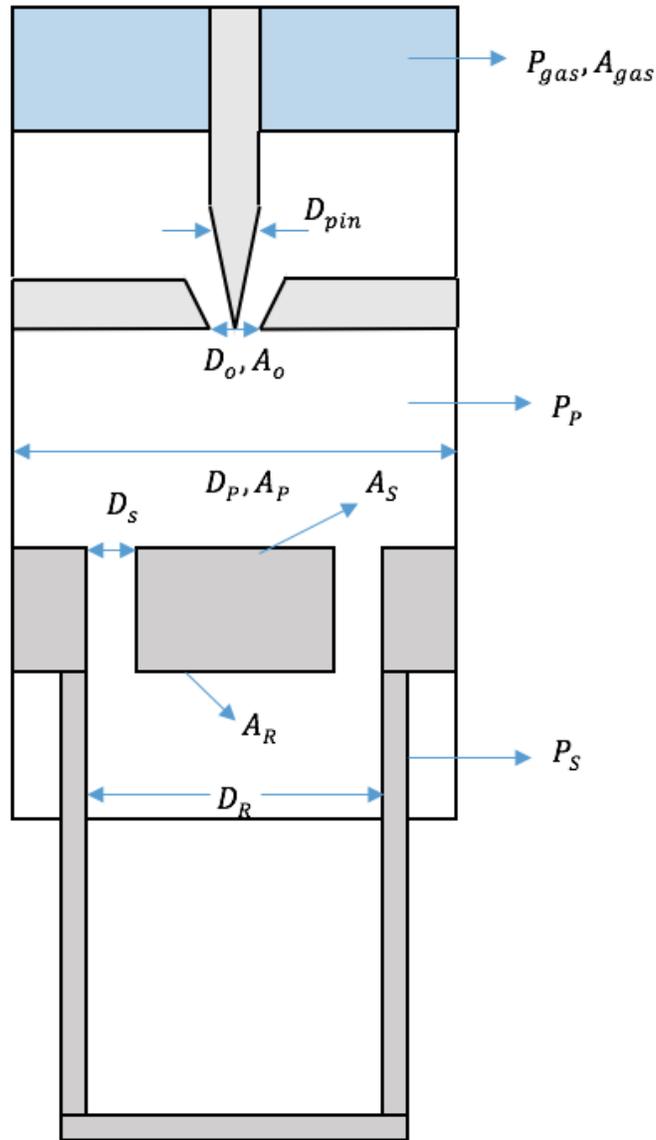
D_p y A_p : Diámetro y área de la cámara principal respectivamente.

D_s y A_s : Diámetro y área de las válvulas del pistón

D_R y A_R : Diámetro y área de la cámara secundaria

P_s : Presión en la cámara secundaria

Figura 62. Esquematzación del amortiguador empleado.



Fuente: Autores

Acorde con la teoría de la mecánica de fluidos, específicamente las ecuaciones de Bernoulli y de continuidad, se establece una relación entre dos puntos de un fluido:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{1}{2}gV_1^2 + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{1}{2}gV_2^2 + z_2 \quad \text{Ecuación 71}$$

$$V_1 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 V_2 \quad \text{Ecuación 72}$$

Así, igualando las ecuaciones 71 y 72 y despreciando los efectos de la altura (z_1 y z_2), con el objetivo de obtener una relación de la velocidad de salida del flujo que pasa por la restricción, en función de la velocidad 1 y la caída de presiones debida a dicha restricción, se encuentra lo siguiente:

$$V_2 = \frac{\sqrt{2(P_1 - P_2)}}{\sqrt{\rho \left(1 - \frac{D_2^4}{D_1^4}\right)}} \quad \text{Ecuación 73}$$

Conociendo que el caudal es, $Q=VA$ y teniendo en cuenta la teoría de Vena contracta; existe una pérdida de presión debida al estrechamiento abrupto, relacionada con el coeficiente de descarga C_d . Considerando estos factores se reescribe la ecuación 73 como se muestra a continuación:

$$Q_2 = AC_d \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_2^4}{D_1^4}\right)}} \sqrt{(P_1 - P_2)} \quad \text{Ecuación 74}$$

La ecuación anterior, describe el flujo primario y secundario en el amortiguador, bajo condiciones de compresión y expansión. Considerando las áreas y flujos en cada punto, se obtienen las ecuaciones 75,76,77 y 78.

$$Q_{PC} = -A_o C_{do} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_o^4}{D_P^4}\right)}} \sqrt{(P_P - P_{gas})} \quad \text{Ecuación 75}$$

$$Q_{PE} = A_o C_{do} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_o^4}{D_P^4}\right)}} \sqrt{(P_{gas} - P_P)} \quad \text{Ecuación 76}$$

$$Q_{SC} = -A_{sc} C_{dsc} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_S^4}{D_P^4}\right)}} \sqrt{(P_P - P_S)} \quad \text{Ecuación 77}$$

$$Q_{SE} = A_{SE} C_{dSE} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_S^4}{D_R^4}\right)}} \sqrt{(P_S - P_P)} \quad \text{Ecuación 78}$$

Describiendo un parámetro geométrico como muestra la ecuación 79

$$E = \frac{Q}{\sqrt{P_1 - P_2}} \quad \text{Ecuación 79}$$

$$E_1 = \frac{Q_{PC}}{\sqrt{P_P - P_{gas}}} = A_o C_{do} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_o^4}{D_P^4}\right)}} \quad \text{Ecuación 80}$$

$$E_2 = \frac{Q_{SC}}{\sqrt{P_P - P_S}} = A_{SC} C_{dSC} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_S^4}{D_P^4}\right)}} \quad \text{Ecuación 81}$$

$$E_3 = \frac{Q_{PC}}{\sqrt{P_{gas} - P_P}} = A_o C_{do} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_o^4}{D_P^4}\right)}} \quad \text{Ecuación 82}$$

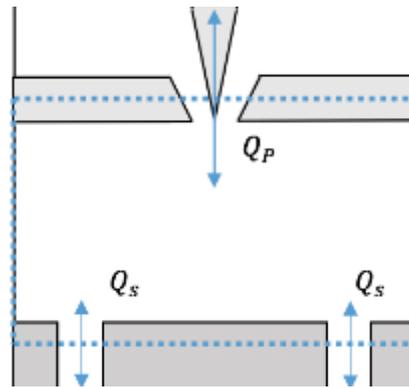
$$E_4 = \frac{Q_{SE}}{\sqrt{P_S - P_P}} = A_{SE} C_{dSE} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_o^4}{D_R^4}\right)}} \quad \text{Ecuación 83}$$

La carrera del pistón es entonces definida como:

$$\frac{dX_s}{dt} = \frac{dX_{wg}}{dt} - \frac{dX_a}{dt} \quad \text{Ecuación 84}$$

Al analizar un volumen de control en la cámara principal como lo muestra la figura 63, se deduce la ecuación 85.

Figura 63. Volumen de control de la cámara principal.



Fuente: Autores

$$Q_P + Q_{SC} + A_P \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 85}$$

$$Q_{PE} + Q_{SE} + A_P \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 86}$$

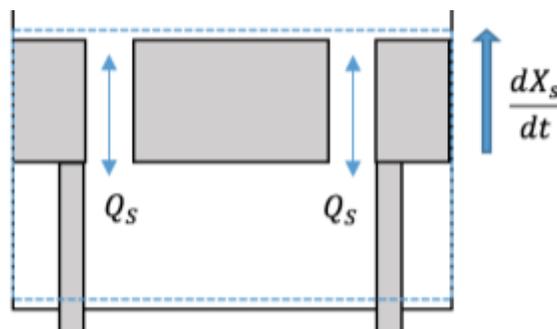
Reemplazando las ecuaciones 75 y 76 en las ecuaciones 86 y 87 se obtiene

$$-E_1 \sqrt{P_P - P_{gas}} - E_2 \sqrt{P_P - P_S} + A_P \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 87}$$

$$E_3 \sqrt{P_{gas} - P_P} + E_4 \sqrt{P_S - P_P} + A_P \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 88}$$

Tomando nuevamente un volumen de control, esta vez sobre la cámara inferior, se obtiene la ecuación 89, con la cual se determinarán las presiones que se ejercen sobre el amortiguador en la etapa de compresión. Donde el flujo que entra o sale de la cámara inferior depende únicamente del desplazamiento del pistón.

Figura 64. Volumen de control de la cámara de reserva



Fuente: Autores

$$Q_{SC} + A_R \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 89}$$

Al reemplazar la ecuación 77 en 89

$$-A_{SC} C_{asc} \sqrt{\frac{2}{\rho \left(1 - \frac{D_S^4}{D_P^4}\right)}} \sqrt{(P_P - P_S)} + A_R \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 90}$$

$$\sqrt{(P_P - P_S)} = \frac{A_R}{E_2} \frac{dX_S}{dt} \quad \text{Ecuación 91}$$

al reemplazar la ecuación 91 dentro de 87 y solucionando

$$-E_1 \sqrt{P_P - P_{gas}} - E_2 \left(\frac{A_R}{E_2} \frac{dX_S}{dt} \right) + A_P \frac{dX_S}{dt} = 0 \quad \text{Ecuación 92}$$

$$\sqrt{(P_P - P_{gas})} = \frac{A_P - A_R}{E_1} \frac{dX_S}{dt} \quad \text{Ecuación 93}$$

Finalmente tomando las ecuaciones 92 y 93, y despejando las presiones correspondientes, puede observarse que éstas dependen únicamente de la geometría del amortiguador y la velocidad de desplazamiento de la carrera

$$P_{SC} = P_{PC} - \left(\frac{A_R}{E_2} \right)^2 \left(\frac{dX_S}{dt} \right)^2 \quad \text{Ecuación 94}$$

$$P_{PC} = P_{gas} - \left(\frac{A_P - A_R}{E_1} \right)^2 \left(\frac{dX_S}{dt} \right)^2 \quad \text{Ecuación 95}$$

Realizando el mismo procedimiento, esta vez en la etapa de expansión, se obtienen las presiones:

$$P_{SE} = P_{PE} - \left(\frac{A_R}{E_4} \right)^2 \left(\frac{dX_S}{dt} \right)^2 \quad \text{Ecuación 96}$$

$$P_{PE} = P_{gas} - \left(\frac{A_P - A_R}{E_3} \right)^2 \left(\frac{dX_S}{dt} \right)^2 \quad \text{Ecuación 97}$$

Como se describió en el marco teórico del documento, la resistencia hidráulica que opone el fluido a pasar por una restricción, está determinada por la ecuación 4. A manera de determinar la resistencia hidráulica; en condiciones de expansión y compresión para los flujos primarios y secundarios, se soluciona matemáticamente esta expresión con los parámetros establecidos anteriormente.

$$R_{PC} = R_{PE} = \frac{P_P - P_{gas}}{Q_P} = \frac{(D_P^4 - D_o^4)(A_P - A_R)^2 \rho}{2A_o^2 C_{dP}^2 D_o^2 D_P^2} * \frac{dX_s}{dt} \quad \text{Ecuación 98}$$

$$R_{SC} = \frac{P_S - P_P}{Q_{SC}} = \frac{(D_P^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSC}^2 D_S^2 D_P^2} * \frac{dX_s}{dt} \quad \text{Ecuación 99}$$

$$R_{SE} = \frac{P_P - P_S}{Q_{SE}} = \frac{(D_R^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSE}^2 D_S^2 D_R^2} * \frac{dX_s}{dt} \quad \text{Ecuación 100}$$

Una vez determinadas las ecuaciones de las resistencias hidráulicas se procede a reemplazarlas en la ecuación 70, con el objetivo de encontrar la relación entre el coeficiente de amortiguación y los parámetros geométricos del amortiguador.

$$b_a = \frac{1}{2} [A_p^2] [(R_{PC} + R_{SC}) + (R_{PE} + R_{SE})] \quad \text{Ecuación 101}$$

$$b_a = \frac{A_p^2}{2} \left[2 \left(\frac{(D_P^4 - D_o^4)(A_P - A_R)^2 \rho}{2A_o^2 C_{dP}^2 D_o^2 D_P^2} \right) + \frac{(D_P^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSC}^2 D_S^2 D_P^2} + \frac{(D_R^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSE}^2 D_S^2 D_R^2} \right] \frac{dX_s}{dt} \quad \text{Ecuación 102}$$

La ecuación anterior relaciona todos los parámetros geométricos que están descritos en la sección 4.4, los cuales son resumidos en la tabla 10; es importante señalar que los factores que más influyen la magnitud del coeficiente de amortiguación son aquellos cuyo comportamiento es exponencial.

El coeficiente de descarga es igual se muestra a continuación, donde es la relación entre el diámetro del orificio y el diámetro de la cámara.

$$C_d = 0.8\beta^2 - 0.4813\beta + 0.8448$$

Ecuación 103

Tabla 10. Parámetros del amortiguador

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Diámetro Pistón	D_p	10	cm
Diámetro Agujero Principal	D_o	10	mm
Diámetro Agujeros Pistón	D_s	10	mm
Diámetro Cámara Secundaria	D_R	7	cm
Área Pistón	A_p	0.007854	m^2
Área Agujero Principal en la posición 1	A_{o1}	$7.854 \cdot 10^{-5}$	m^2
Área Agujero Principal en la posición 2	A_{o2}	$5.03 \cdot 10^{-5}$	m^2
Área Agujeros Pistón	A_s	$6.2832 \cdot 10^{-5}$	m^2
Área Cámara Secundaria	A_R	0.00385	m^2
Coeficiente de Descarga Agujero Principal	C_{dp}	0.805	-
Coeficiente de Descarga Agujeros del Pistón en compresión	C_{dsc}	0.805	-
Coeficiente de Descarga Agujeros del Pistón en expansión	C_{dSE}	0.79	-
Densidad del fluido	ρ	874	Kg/m^3
Velocidad del pistón	$\frac{dX_s}{dt}$	2	m/s

Fuente: Autores

Teniendo en cuenta lo anterior, el metering pin es el elemento encargado de disminuir la sección transversal del orificio principal, es decir modifica el área agujero principal (A_o), por lo tanto, los demás parámetros considerados en la ecuación 102, son considerados constantes; como se observa en la tabla 10, la variación en el área del agujero principal desde una posición 1 hasta una posición 2, no es un cambio considerable; sin embargo, genera una modificación significativa en los valores del coeficiente de amortiguación del amortiguador. Al reemplazar los valores constantes en la

ecuación 102, se obtienen los valores b_{a1} y b_{a2} , los cuales son los coeficientes de amortiguación usados para pistas no preparadas y preparadas respectivamente.

$$b_{a1} = 82000 \text{ Ns/m}$$

$$b_{a2} = 200000 \text{ Ns/m}$$

4.6 ACCIÓN DE CONTROL DEL AMORTIGUADOR

El sistema de control del amortiguador se compone por varios elementos como lo son; metering pin, motor eléctrico, conjunto de engranajes y finalmente el controlador PID. Para lograr efectuar un control sobre el amortiguador, inicialmente se cuenta con el movimiento del metering pin, el cual se traslada desde una posición 1 (Pistas no preparadas) hasta una posición 2 (Pistas preparadas); mediante el accionamiento del motor eléctrico, que está conectado a un conjunto de engranajes que generan la rotación de tornillo de potencia, de esta manera se transforma el movimiento rotacional en lineal, desplazando el metering pin.

En este caso emplear un control PID, tiene como finalidad controlar la posición del motor, que a su vez permita mantener la selección establecida para el metering pin (posición 1 o 2), ante las variaciones que se puedan presentar durante la operación del sistema de amortiguación, es decir, que esté en la capacidad de comparar y corregir las diferencias entre la posición seleccionada y la posición actual del metering pin, y de esta forma se ejerza una acción de control.

4.6.1 Selección del servomotor

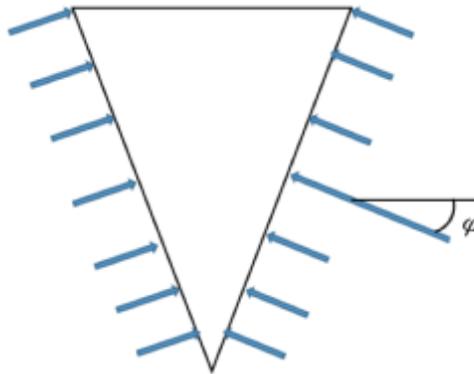
En primer lugar, se debe estimar el valor de la carga axial que deberá desplazar el metering pin. El mayor aporte de carga es debido a la presión del amortiguador, la figura 65 esquematiza la fuerza de presión que se ejerce sobre el elemento, la cual es normal a la superficie; si se utilizara un elemento cuyo ángulo φ es pequeño (10°) la fuerza axial será menor, pero requiere un avance muy

alto para lograr la variación descrita en el agujero principal, mientras que en un ángulo φ grande (40°) requiere un avance pequeño, sin embargo, la fuerza axial aumenta. Por lo tanto, se decide usar un ángulo de 20 grados, para el cual la fuerza axial que soporta el metering pin es igual a:

$$F_{pin} = A_{pin} P_{gas} \sin 20 = \left[(\pi * 7mm * \sqrt{7mm^2 + 19.23mm^2}) (10.342MPa) \right] \sin 20$$

$$F_{pin} = 1600N$$

Figura 65. Presión que actúa sobre el metering pin



Fuente: Autores

Adicionalmente a la fuerza del pin, se tienen cargas de fricción y es posible encontrar condiciones de operación que aumenten la presión del fluido en el amortiguador, por lo tanto, se opta por emplear un factor de seguridad de 2 y utilizar carga fuerza axial de 3200 N.

A continuación, es necesario establecer el tipo de rosca, así como, el conjunto de engranajes a utilizar; se selecciona una rosca cuadrada, ya que es ideal para utilizarlas en tornillos de avance. Además, se elige una cuerda doble debido al avance requerido. Las especificaciones se muestran a continuación.

Tabla 11. Geometría de la rosca

Parámetro	Valor
Diámetro mayor	12.7 mm
Paso	2.54 mm
Diámetro de Paso	11.43
Avance	5.08 mm

Fuente: Autores

Donde el diámetro mayor es el mismo diámetro del metering pin, el paso y diámetro de paso dependen del diámetro mayor, acorde con tablas estándar y finalmente el avance es dos veces el paso. (Norton, 2011)

(Norton, 2011) Establece el torque necesario para el desplazar una carga axial en función del tipo de rosca, la ecuación 104 es empleada para conocer el torque necesario para mover el metering pin.

$$T = \frac{F_{pin} d_p (\mu \pi d_p - L)}{2 (\pi d_p + \mu L)} \quad \text{Ecuación 104}$$

Donde d_p es el diámetro de paso, L es el avance de la rosca y μ es el coeficiente de fricción asumido como 0.15. Al reemplazar los valores constantes de la tabla 10, se obtiene:

$$T = 5.45 Nm$$

Ahora bien, es necesario establecer la relación entre el movimiento del motor y el movimiento axial del pin. El avance de la rosca, se define como el desplazamiento axial del tornillo con cada revolución, por lo tanto, una vuelta del tornillo desplaza 5.08 mm el metering pin. El desplazamiento desde la posición 1 (Pistas no preparadas) hasta la posición 2 (Pistas preparadas) es de 8.3 mm, por consiguiente, se requieren 1.634 revoluciones del tornillo para conseguir el desplazamiento necesario.

Con base en lo anteriormente expuesto, es necesario emplear un conjunto de engranajes con una ganancia de 1.634 para que una revolución del motor desplace los 8.3 mm del pin. Debido a esto el torque del motor debe ser mayor a 8.9 Nm.

El motor seleccionado es obtenido por 2 parámetros fundamentales; el primero es el torque que fue descrito con anterioridad y el segundo está relacionado con la información suministrada por el fabricante, debido a que se requieren varios datos técnicos para el modelamiento dinámico del motor, lo anterior conlleva a que el motor seleccionado sea el PMA-14A del fabricante Harmonic

Drive AG que muestra la figura 66. Los parámetros de utilización, así como, las características geométricas son obtenidas del Datasheet del producto y presentadas en la tabla 11.

Es importante señalar que, para la selección del servomotor, se indaga sobre distintos motores y la información suministrada por su respectivo fabricante. Sin embargo, no se encontró ningún servomotor de características similares al seleccionado, ya que los demás tenían un torque inferior al requerido o los fabricantes no aportaban los parámetros necesarios, para el desarrollo del modelamiento dinámico del servomotor. Por tal razón, Se selecciona el motor PMA-14A, el cual cubre de manera correcta todos los requerimientos dentro del proyecto y mediante la información encontrada por el fabricante, se lleva a cabo el modelamiento dinámico del mismo, para su posterior integración al sistema de amortiguación.

Tabla 12. Parámetros del Motor

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Torque Nominal	T_n	9	Nm
Corriente Nominal	I_n	2.2	A
Torque Maximo	T_{max}	1100	Nm
Corriente Maxima	I_{max}	4.8	A
Resistencia de la Armadura	R	2.1	Ω
Inductancia de la Armadura	I	0.6	mH
Momento de Inercia	J	$1026 * 10^{-3}$	Kgm ²
Constante de Tiempo Mecanico	t_m	5	ms
Constante de Tiempo Electrico	t_e	0.3	ms
Constante de Fuerza Electromotriz	K_b	0.053	Vs/rad
Coefficiente de Amortiguacion	B	$3.18 * 10^{-4}$	Nms/rad

Fuente: (Harmonic Drive AG)

Figura 66. Motor PMA-14A

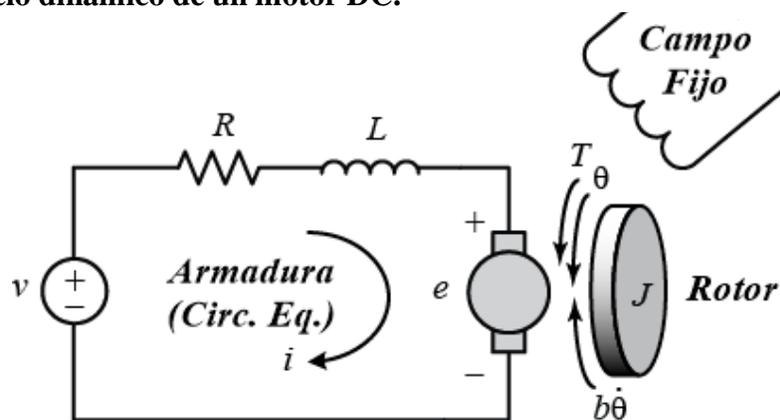


Fuente: (Harmonic Drive AG)

4.6.2 Modelo dinámico del servomotor

El modelo dinámico del motor, consiste en 2 ecuaciones diferenciales acopladas; una hace referencia al modelo eléctrico y otra al modelo mecánico. La figura 67 muestra esquemáticamente la relación entre los dos modelos. (Lewis & Yang, 1999) (Ogata, System Dynamics, 2004) En esta figura, el circuito eléctrico es representado por una fuente de voltaje v , un resistor R y una bobina L , esta última es la encargada de generar un campo magnético para el movimiento del motor; este movimiento, está limitado por las fuerzas mecánicas relacionadas con el momento de inercia J y coeficiente de amortiguación viscosa

Figura 67. Modelo dinámico de un motor DC.



Fuente: <http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=MotorPosition§ion=System>

Para obtener la función de transferencia global del sistema, la cual relaciona la posición del motor (θ) y el voltaje de entrada (V); es necesario describir el comportamiento del modelo eléctrico y mecánico individualmente.

El modelo eléctrico esta descrito acorde con las leyes de Kirchhoff como muestra la ecuación 105. Donde L es la inductancia de la armadura, R es la resistencia de la armadura y K_b es la constante de fuerza electromotriz

$$L \frac{di}{dt} + Ri = V - e \quad \text{Ecuación 105}$$

$$e = K_b \dot{\theta} \quad \text{Ecuación 106}$$

Para obtener el modelo mecánico, se procede a emplear la segunda ley de newton con lo cual se obtiene la ecuación 107. Donde J es el momento de inercia, B es el coeficiente de amortiguación viscosa y K_t está relacionado al torque del motor.

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} = K_t i \quad \text{Ecuación 107}$$

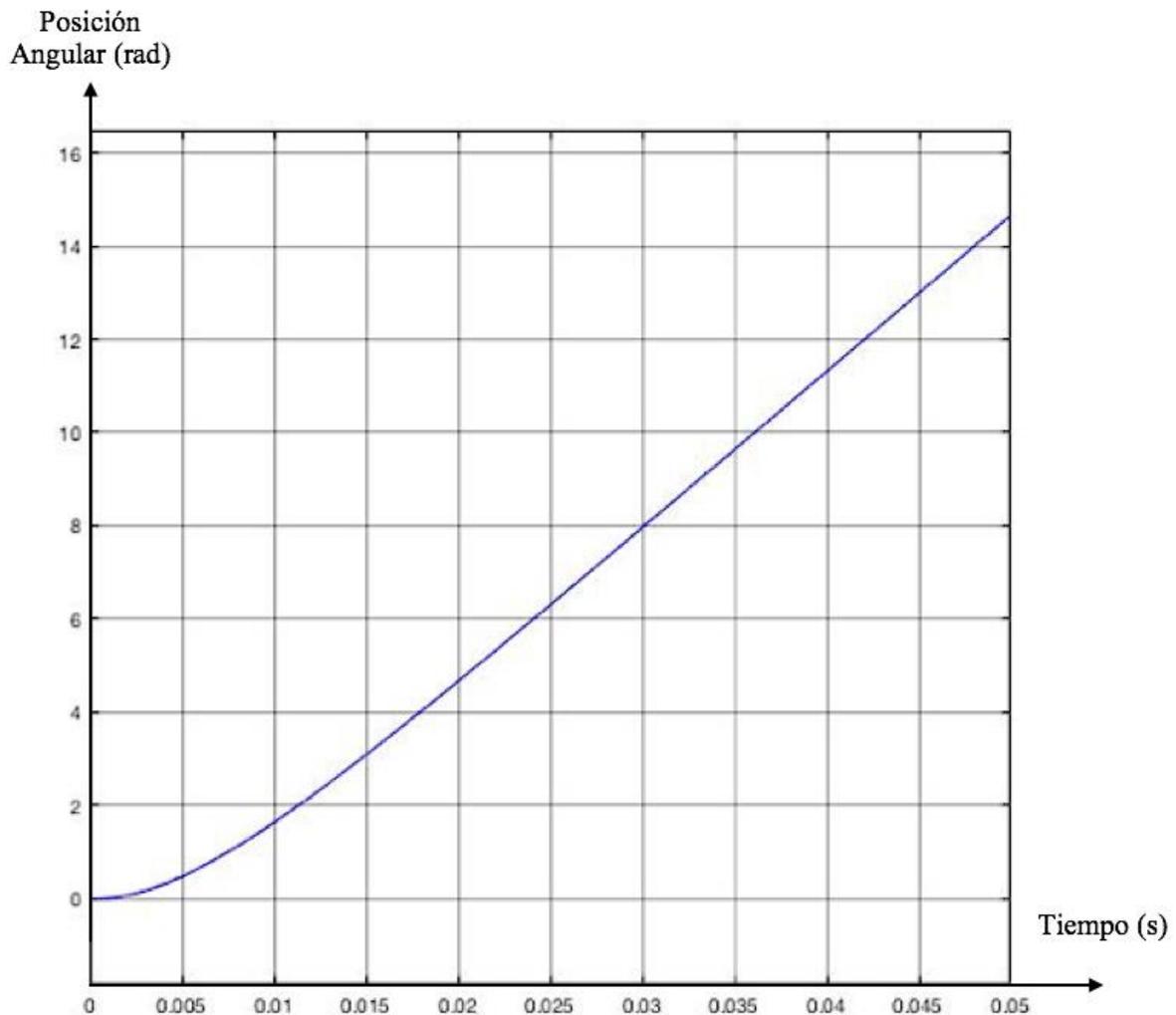
Si se asume que K_b y K_t son iguales, es posible igualar las ecuaciones 105 y 107.

$$\frac{\theta(s)}{V(s)} = \frac{K_t}{s((Js + B)(Ls + R) + K_t K_b)} \quad \text{Ecuación 108}$$

Los valores del momento de inercia, resistencia e Inductancia de la armadura, así como, la constante de fuerza electromotriz y el coeficiente de amortiguación; son entregados por el fabricante Harmonic Drive AG y sintetizados en la tabla 12, por lo que la función de transferencia se reduce a la expresion:

$$\frac{\theta(s)}{V(s)} = \frac{8576050}{s(s^2 + 3530s + 562590)}$$

Figura 68. Respuesta del motor-posición



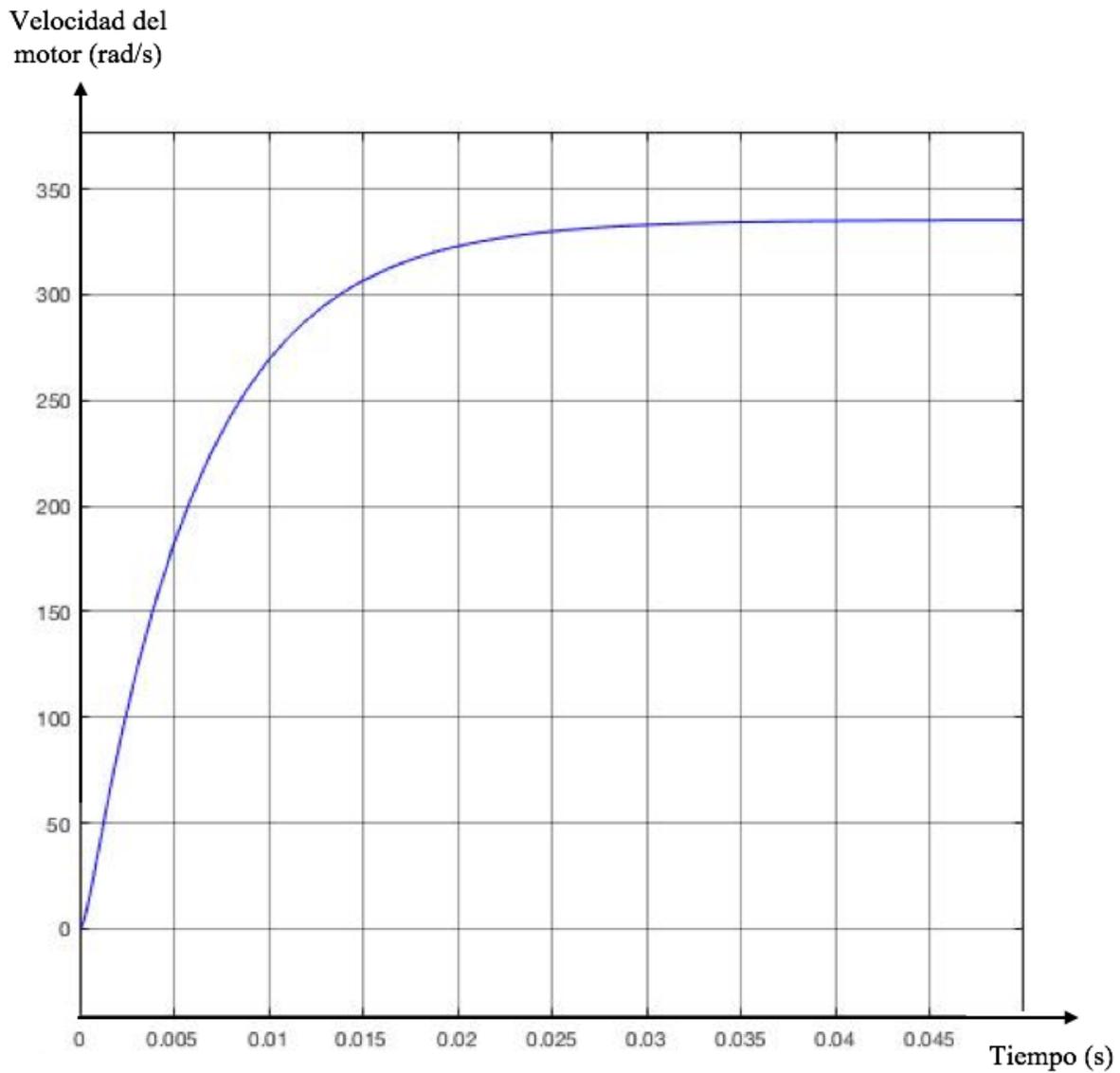
Fuente: Autores

Al graficar la función de transferencia en un sistema en lazo abierto, con un voltaje de entrada de 22 voltios por medio del software Matlab - Simulink se obtiene la figura 68, en la cual se observa que la respuesta del sistema no es estable, esto es debido a que la posición del motor no tiende a estabilizarse en un valor determinado como si ocurre con la velocidad; por otro lado, no se tiene seguridad en la veracidad de los datos obtenidos, y en consecuencia, se emplea la función de transferencia de la ecuación 109, a manera de verificar los datos obtenidos. Graficando la respuesta en el tiempo de la ecuación 109 como se aprecia en la figura 69, con un voltaje nominal se alcanza

la velocidad determinada por el fabricante, 336 rad/s o 3500 rpm; por lo que los valores obtenidos de la función de transferencia se acercan de manera razonable a los reales.

$$\frac{\dot{\theta}(s)}{V(s)} = \frac{8576050}{(s^2 + 3530s + 562590)} \quad \text{Ecuación 109}$$

Figura 69. Respuesta del motor-velocidad

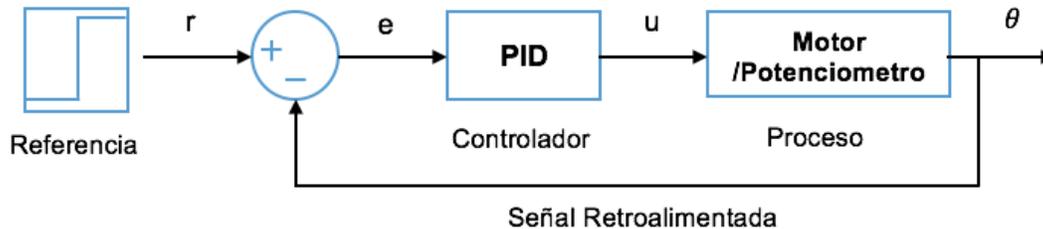


Fuente: Autores

4.6.3 Sistema de control retroalimentado (PID) para el servomotor

En primer lugar, es importante describir la configuración utilizada para controlar la posición del motor, la figura 70 muestra el diagrama de bloques a utilizar.

Figura 70. Configuración sistema de control en lazo cerrado del motor



Fuente: Autores

La implementación del controlador PID del sistema depende del método de sintonía a utilizar. Para un sistema de control en lazo cerrado se tienen 2 métodos de sintonía; el método de Ziegler-Nichols y el método de reasignación de polos. El primero es empleado cuando se tiene un sistema estable; sin embargo, como se observa en la figura 68 la respuesta del servomotor no lo es.

Lo anteriormente expuesto conlleva a emplear el método de reasignación de polos con el objetivo de controlar la respuesta del sistema. Para el diseño del control, se toma un sobrepaso máximo del 10 %, debido a que un sobrepaso más grande puede estar limitado por la acción de los capacitores; es decir, analíticamente el sistema puede funcionar, sin embargo, físicamente pueden no presentarse sobrepasos. Por otra parte, se emplea un tiempo de asentamiento de 0.03 s.

Después de realizar métodos iterativos se obtiene que la constante proporcional K_c , tiempo integral T_i y finalmente tiempo derivativo T_d ; son iguales a:

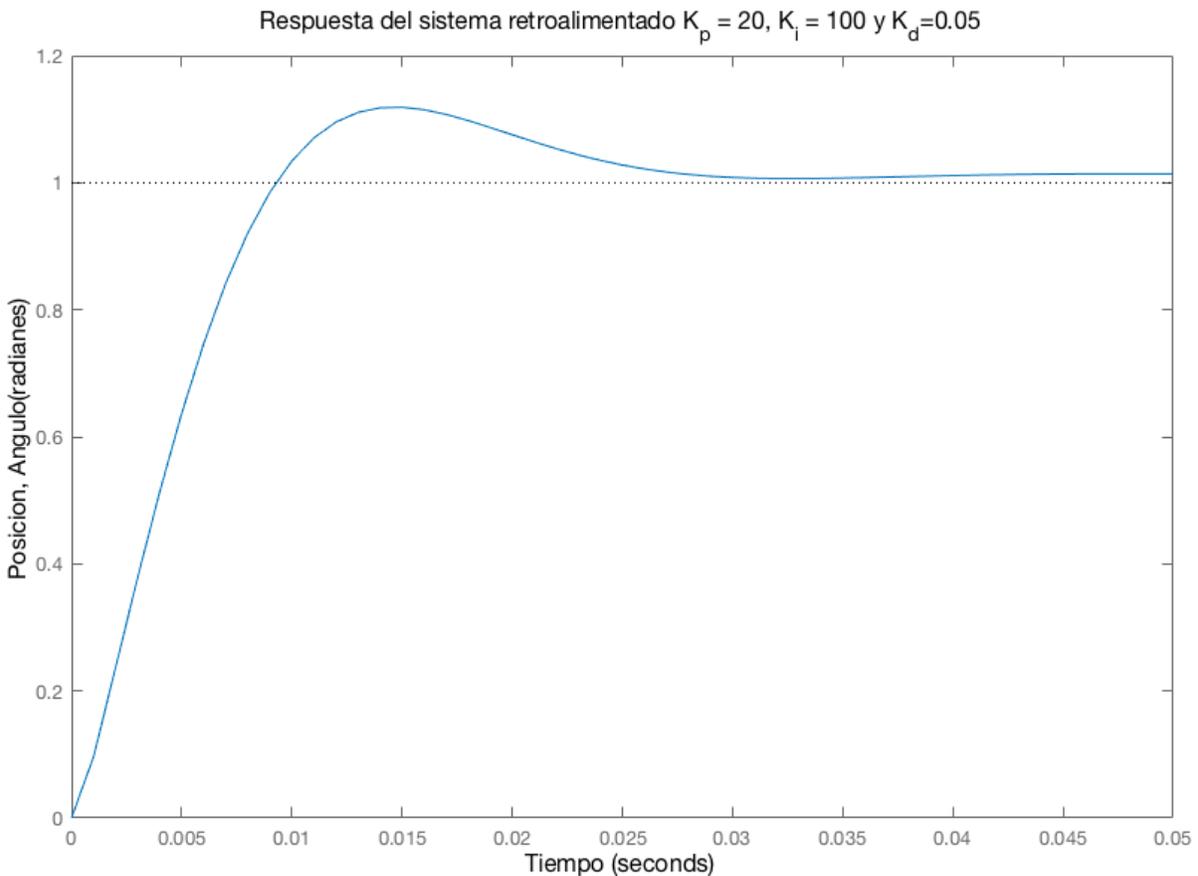
$$K_c = 20$$

$$T_i = 100$$

$$T_d = 0.05$$

Con estos valores es posible graficar la respuesta en el tiempo del sistema de control en lazo cerrado, la cual relaciona la posición del motor (θ) y el voltaje de entrada (V); la figura 71 muestra que la posición del motor, puede estabilizarse en un valor deseado a diferencia de lo ilustrado en la figura 68, además, puede observarse que esta respuesta cumple con los parámetros de sobrepaso y tiempo de estabilización establecidos.

Figura 71. Respuesta del motor retroalimentado



Fuente: Autores

4.6.4 Diseño del circuito de control

La etapa de control, hace referencia a un conjunto de circuitos que representan físicamente el diagrama de bloques mostrado en la figura 70. Estos circuitos, permiten detectar el cambio en la posición angular del motor y responder obteniendo un comportamiento deseado. A continuación, se describe cada circuito empleado.

El amplificador operacional es uno de los elementos más importantes para los circuitos que se muestran a continuación, el cual, al ser combinado con otros elementos como resistencias y capacitores, permite efectuar una operación específica de procesamientos de señales.

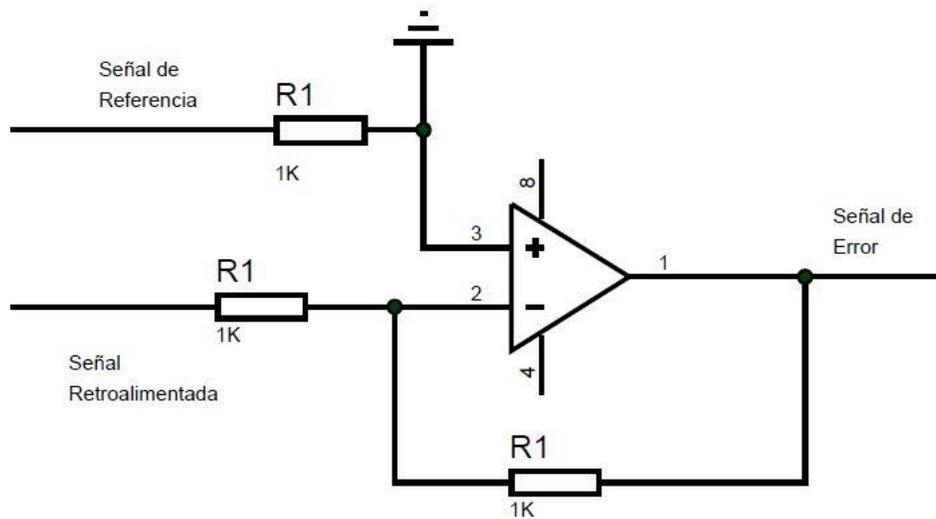
- **Circuito Comparador**

Este circuito es el encargado de comparar las señales de referencia (proveniente del selector manual) y la señal retroalimentada del potenciómetro de manera análoga al nodo de suma que se observa en la figura 70. La figura 72 muestra la configuración del amplificador operacional para tal fin, donde la posición y valor de las resistencias R1 permiten que la salida del amplificador (Señal de error), sea la diferencia de las dos señales de entrada.

$$\text{Señal de error} = \text{Señal de referencia} - \text{Señal retroalimentada}$$

Se emplea un amplificador operacional LM741 y 2 resistencias de 1 K Ω a manera de no obtener ganancia entre las señales.

Figura 72. Circuito Comparador



Fuente: Autores

La señal de error obtenida del circuito comparador, entra ahora al circuito del PID, en primera instancia es importante mencionar que para el montaje del circuito proporcional, integral y

derivativo (PID), al igual que para el sumador del mismo, se utiliza un amplificador operación TL084 del fabricante Texas Instruments, debido a su amplio rango de voltaje de alimentación y a que en su infraestructura cuenta con cuatro amplificadores operacionales. (Lewis & Yang, 1999) (Texas Instruments)

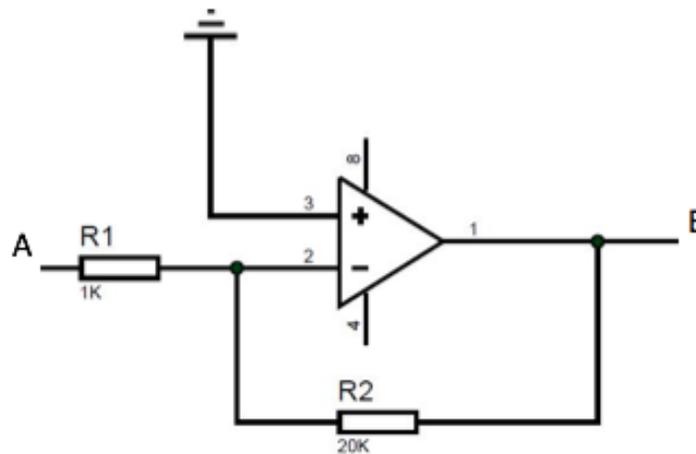
- **Circuito Proporcional**

El circuito proporcional del sistema de control se representa gráficamente en la figura 73, hace parte del bloque PID de la figura 70 y busca modificar una señal de entrada acorde con la ganancia K_c obtenida en el sistema de control. Para esto, se utiliza el amplificador de manera inversora, es decir la señal de entrada A es amplificada en función de la relación de las resistencias R1 y R2, como muestra la ecuación:

$$V_B = K_p V_A = \frac{R_2}{R_1} V_A = 20V_A \quad \text{Ecuación 110}$$

Se eligen estos valores de resistencias debido a que son valores comerciales de resistencias de precisión.

Figura 73. Circuito Proporcional



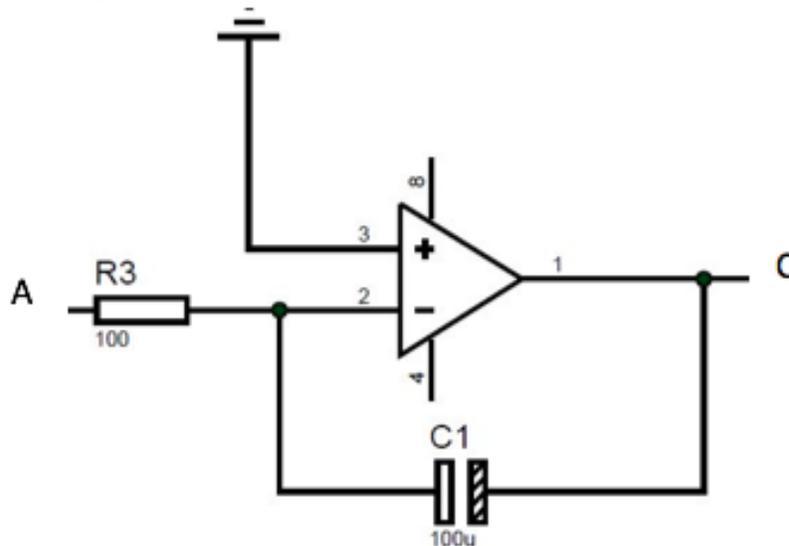
Fuente: Autores

- **Circuito Integral**

El circuito integral del sistema de control emplea el amplificador operacional de la forma que se muestra en la figura 74; donde, una señal de entrada A, es modificada de la forma que indica el tiempo integral T_i que fue obtenido con anterioridad en la sección 4.6.3 mediante el uso del capacitor C1 y la resistencia R3. La ecuación 111, muestra la relación entre la señal de entrada A y señal de salida C.

$$V_A = T_i V_B = \frac{V_B}{R_3 C_1} = 100 V_B \quad \text{Ecuación 111}$$

Figura 74. Circuito Integral



Fuente: Autores

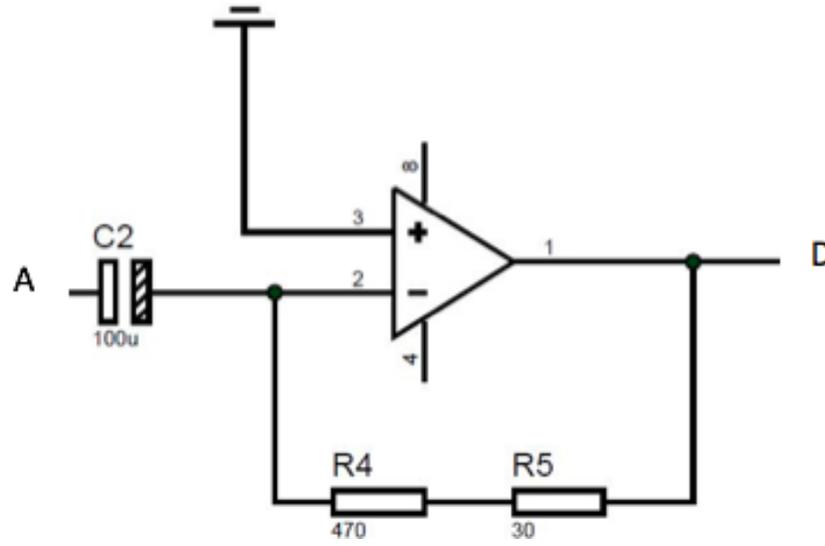
- **Circuito Derivativo**

De manera similar a los circuitos mostrados con anterioridad, el circuito derivativo emplea el amplificador operacional como se muestra la figura 75, esta vez el amplificador busca modificar la señal de entrada A en función del tiempo derivativo T_d , con el uso del capacitor C2 y los resistores R4 y R5, el voltaje de salida D se relaciona con sus variables físicas de la siguiente forma:

$$V_A = T_d V_D = (R_4 R_5) C_2 V_D = 0.05 V_D$$

Ecuación 112

Figura 75. Circuito Derivativo



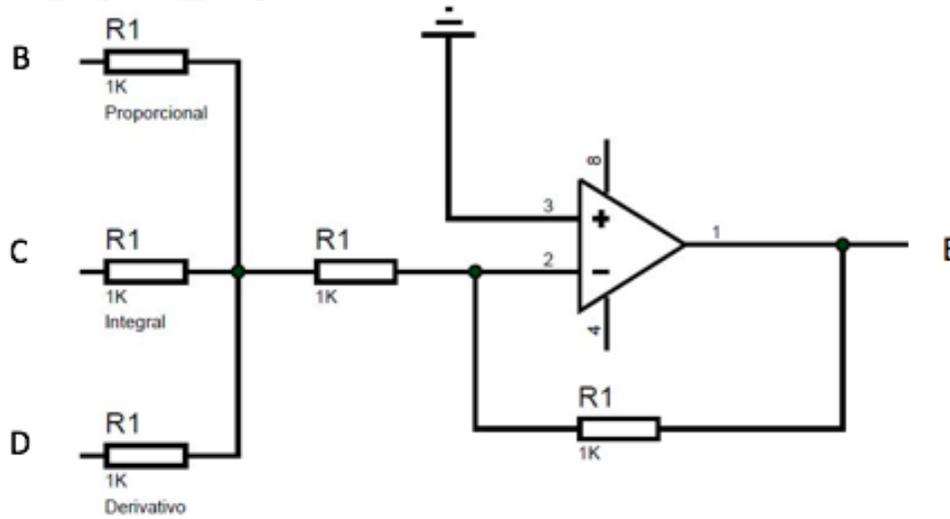
Fuente: Autores

- **Sumador**

Finalmente, a manera de completar el bloque PID de la figura 70 se suman las señales de salida de los circuitos proporcional, integral y derivativo, por medio del amplificador operacional. Para esto, las señales de entrada B, C y D se relacionan con los resistores R1 de la manera que muestra la figura 76, en la cual la señal de salida E, se relaciona con sus variables físicas como se muestra a continuación:

$$\text{Salida del PID}(E) = \text{Señal Proporcional}(B) + \text{Señal Integral}(C) + \text{Señal Derivativa}(D)$$

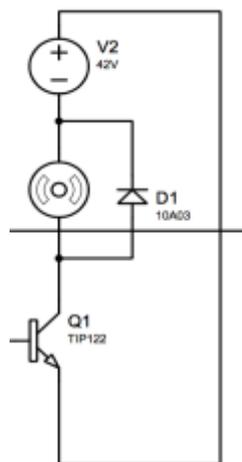
Figura 76. Circuito Sumador



Fuente: Autores

La última etapa del circuito de control, hace referencia a la etapa de potencia. El motor seleccionado para el proyecto, maneja un voltaje y corriente mucho más alto que los manejados por los circuitos descritos con anterioridad, por lo tanto, se hace necesario emplear un transistor Darlington TIP122 para manejar el motor como se muestra en la figura 77. La señal de entrada al Tip122, es a su vez la salida del bloque controlador (E), en el momento que hay una acción de control diferente de 0, se polariza la base, permitiendo el paso de corriente entre el colector y emisor del transistor; cerrando el circuito y generando un movimiento del motor.

Figura 77. Circuito de Potencia



Fuente: Autores

Una vez establecidos todos los circuitos necesarios para el sistema de control, se debe establecer cuál es la alimentación necesaria para cada uno. Se puede observar con detenimiento en las figuras anteriores, así como en el anexo 2, donde se ilustra el circuito eléctrico completo. De esta forma, se establece que se requieren 3 fuentes de alimentación de 5, 12 y 42 voltios para el adecuado funcionamiento de todos los circuitos; por esta razón, se propone que la obtención de estos voltajes se realice directamente a partir del DC bus de la aeronave.

Teniendo en cuenta que este proyecto no abarca el diseño detallado, se sugiere la implementación de un convertor DC/DC para el circuito de potencia y que se empleen dos circuitos reguladores para los demás circuitos del sistema (5 y 15 voltios). Para tal fin, es posible utilizar el convertor DC/DC de 24 a 48 Voltios (PowerStream, 2017). Sin embargo, se requiere un análisis detallado referente a las capacidades del alternador de la aeronave conforme con la norma AC 4313 1B 2A.

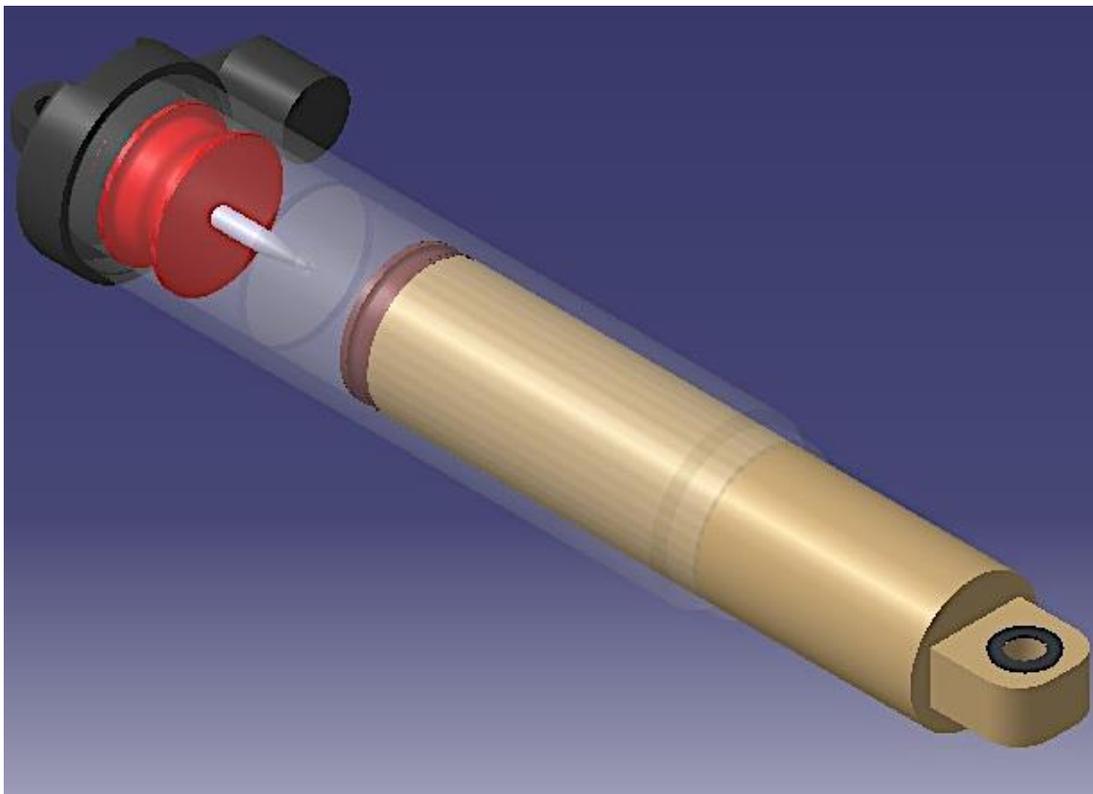
4.7 DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO FINAL

En esta sección, se evidencia el resultado del dimensionamiento obtenido para el amortiguador a través del diseño planteado de forma inicial, es decir, el modelo cumple con los requisitos expuestos al inicio del proyecto. Por otra parte, se evidencia que, cuenta con los siguientes elementos principales:

1. Cilindro principal
2. Pistón flotante
3. Pistón
4. Vástago del pistón
5. Cubierta superior
6. Metering pin
7. Cubierta del montaje superior

Los elementos anteriormente expuestos, se pueden ver unidos como conjunto final (amortiguador) en la figura 78, para observar en detalle su geometría es posible consultar el Anexo 1 (planos). También es importante señalar que el amortiguador, se presenta como resultado del comportamiento dinámico obtenido mediante el modelamiento dinámico correspondiente, muestra de ello se puede observar dentro del diseño final, al ver que en la sección de la cabeza del pistón cuenta con algunos orificios en su superficie, al igual que el pistón flotante alberga el metering pin en un orificio principal contenido en su geometría; ya que estos aspectos son implementados en el diseño buscando generar un comportamiento dinámico determinado en el sistema.

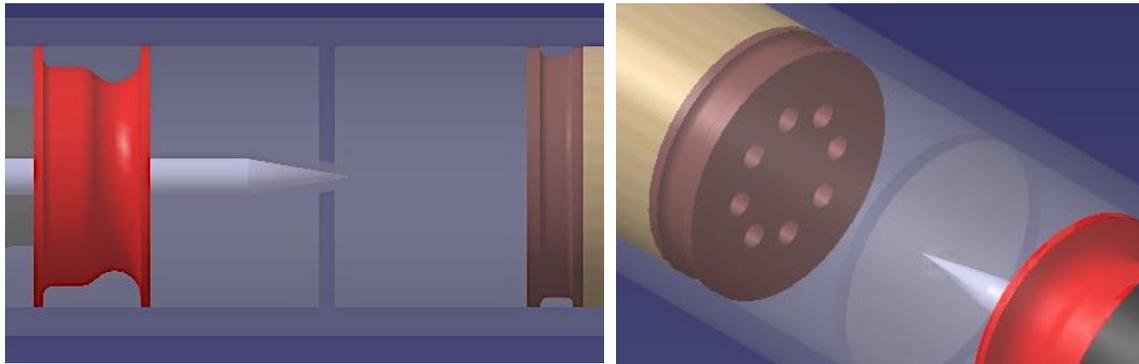
Figura 78. Diseño Final del Amortiguador



Fuente: Autores

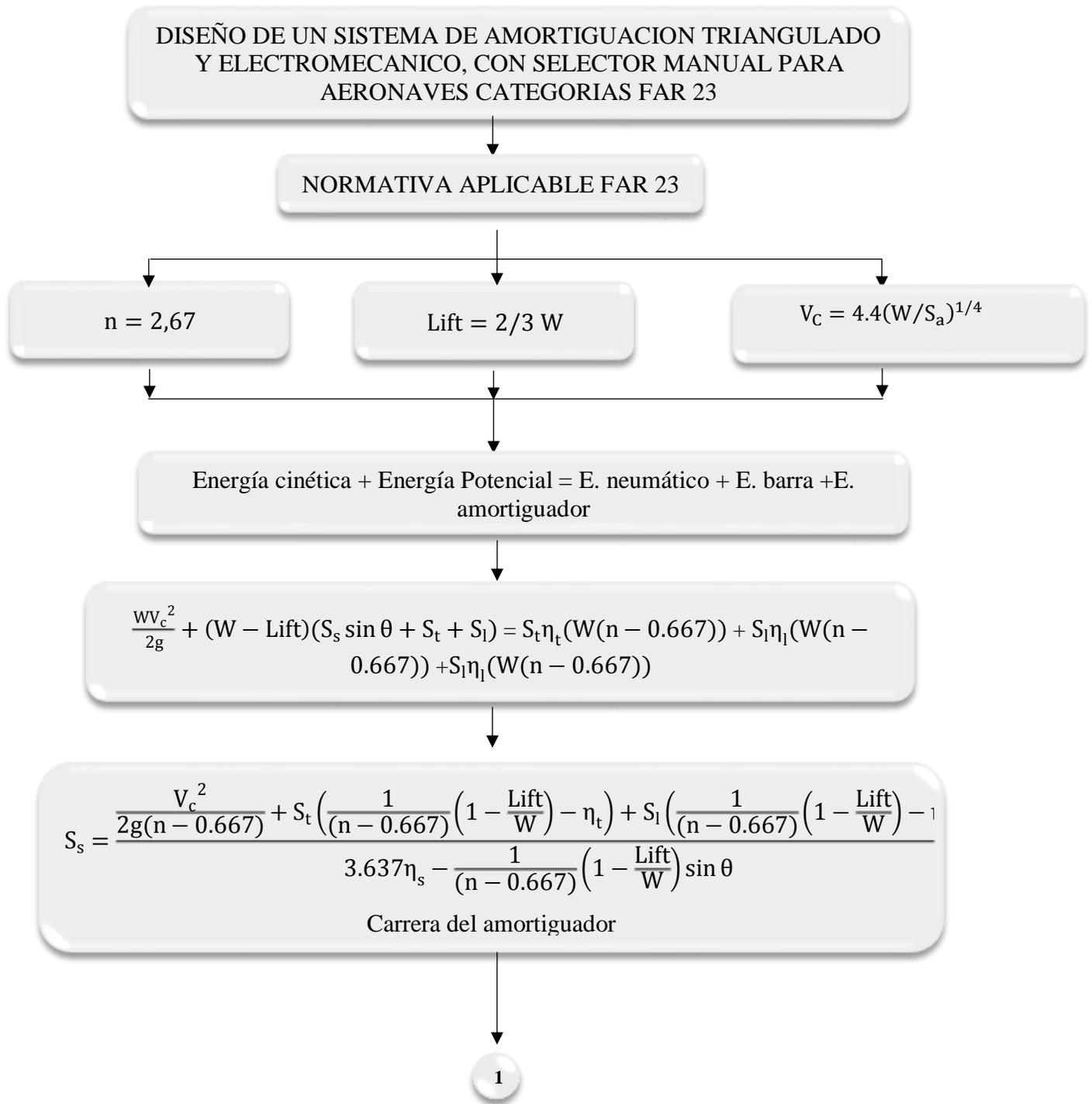
Las restricciones al paso de flujo en el orificio principal, así como, en los orificios del pistón, pueden observarse con mayor detalle en la figura 79.

Figura 79. Orificio Principal y Orificios del Pistón



Fuente: Autores

A manera de sintetizar todo el proceso realizado para el diseño, se presenta el diagrama de flujo que se muestra a continuación, donde se consignan las ecuaciones principales para el desarrollo del diseño del amortiguador.



1

$$A_p = \frac{3.637(W)}{P_e} \quad D_p = \sqrt{\frac{4A_p}{\pi}}$$

Diámetro y Área del Pistón

$$A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$$

Diámetro y Área del Orificio Principal

$$A_s = 8 \left(\frac{\pi}{4} D_s^2 \right)$$

Diámetro y Área del Orificios del Pistón

$$A_R = \left(\frac{\pi}{4} D_R^2 \right)$$

Diámetro y Área de la Cámara Secundaria

$$F_x = \frac{P_1 V_1}{(A_p S_s)^{\gamma}} A_p$$

Carga Vs Carrera

ANÁLISIS DINÁMICO

$$m \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + k_b (y_1 - y_2) = W - \text{Lift}$$

$$m_n \frac{d^2 y_2}{dt^2} + b_n \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) + k_n (y_2 - y_g) - b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - k_b (y_1 - y_2)$$

Análisis Dinámico del Sistema de Amortiguación Existente

2

2

$$k_b = \frac{3\pi}{4} \left[\frac{E_b (R_{ex}^4 - R_{in}^4)}{L_b^3 \sin \alpha} \right]$$

Constante del resorte para la barra

$$b_b = 2 \left(3.52 \sqrt{\frac{E_b I_b m_b}{L_b^4 \sin \alpha}} \right) \xi$$

Acción viscosa de la barra

$$b_n = 2\xi \sqrt{k_n m_n \text{ eff}}$$

Coefficiente de amortiguación del neumático

$$m \frac{d^2 y_1}{dt^2} + b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + k_b (y_1 - y_2) + b_a \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \sin \theta + k_a (y_1 - y_2) \sin \theta = W - \text{Lift}$$

$$m_n \frac{d^2 y_2}{dt^2} + b_n \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_g}{dt} \right) + k_n (y_2 - y_g) - b_b \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - k_b (y_1 - y_2) - b_a \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - k_a (y_1 - y_2) \sin \theta = m_n g$$

Análisis Dinámico del Sistema de Amortiguación Propuesto

$$b_a = \frac{A_p^2}{2} \left[2 \left(\frac{(D_P^4 - D_o^4)(A_P - A_R)^2 \rho}{2A_o^2 C_{dP}^2 D_o^2 D_P^2} \right) + \frac{(D_P^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSC}^2 D_S^2 D_P^2} + \frac{(D_R^4 - D_S^4)(A_R)^2 \rho}{2A_S^2 C_{dSE}^2 D_S^2 D_R^2} \right] \frac{dX_S}{dt}$$

Acción viscosa del amortiguador

$$C_d = 0.8\beta^2 - 0.4813\beta + 0.8448$$

Coefficiente de descarga

3

3

ACCIÓN DE CONTROL DEL AMORTIGUADOR

$$T = \frac{F_{pin} d_p (\mu \pi d_p - L)}{2 (\pi d_p + \mu L)}$$

Torque requerido para el motor

$$\frac{\theta(s)}{V(s)} = \frac{K_t}{s((Js + B)(Ls + R) + K_t K_b)}$$

Función de transferencia del motor

Fin

5 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación, se comparan las respuestas obtenidas en el sistema de amortiguación actual de la aeronave, y el sistema de amortiguación diseñado; para esto, se emplea el software Simulink para realizar la simulación de los sistemas dinámicos configurando los diagramas de bloques de las figuras 49 y 59, además, se resume la información de los parámetros de diseño utilizados en la simulación los cuales fueron obtenidos a lo largo del documento en la tabla 13.

Finalmente, es importante aclarar que se empleó una señal de entrada tipo Step con una amplitud de 10 cm, que realiza su acción desde un tiempo igual a 0 s.

Tabla 13. Parámetros de los Sistemas de Amortiguación.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Masa de la aeronave	m	3856	Kg
Masa del neumático	m_n	45	Kg
Coeficiente de resorte de la barra para el sistema actual	k_b	666500	N/m
Coeficiente de resorte de la barra para el sistema propuesto	k_b	345000	N/m
Coeficiente de amortiguación de la barra	b_b	20	Ns/m
Coeficiente de resorte del neumático	k_n	900000	N/m
Coeficiente de amortiguación del neumático	b_n	2125	Ns/m
Coeficiente de resorte del amortiguador	k_a	630000	N/m
Coeficiente de amortiguación del amortiguador para pistas no preparadas	b_{a1}	82000	Ns/m
Coeficiente de amortiguación del amortiguador para pistas preparadas	b_{a2}	200000	Ns/m

Fuente: Autores

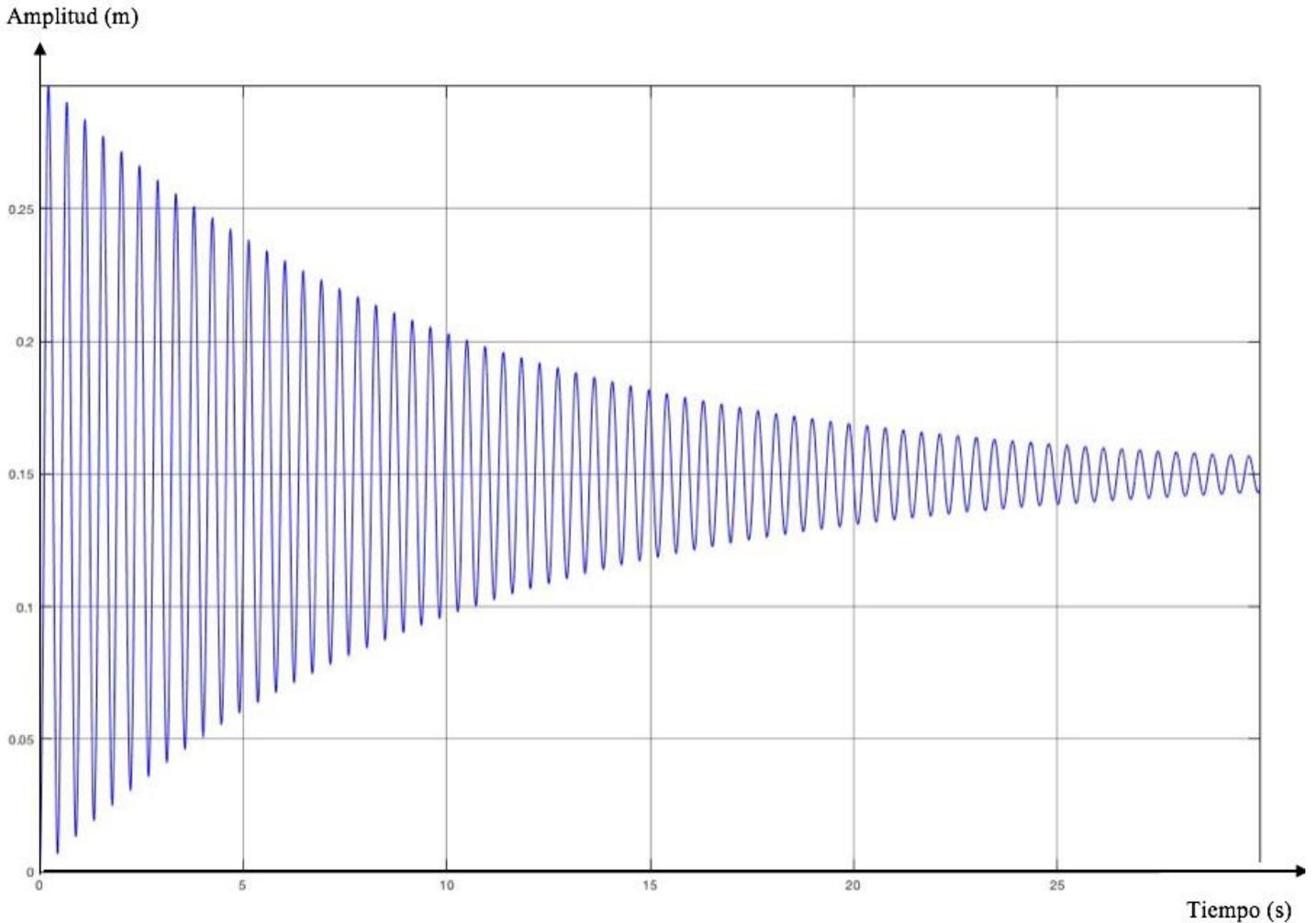
5.1 RESPUESTA EN EL TIEMPO

5.1.1 Sistema de Amortiguación Existente

En primer lugar, se muestra la respuesta que tiene el sistema de amortiguación actual de la aeronave en la figura 80, la cual se obtiene a partir de la simulación del sistema dinámico mostrado en la figura 49; esta respuesta evidencia un comportamiento que tiende a ser resonante, debido a que se presenta una oscilación no controlada, este fenómeno ocurre cuando las constantes de los elementos tipo resorte son muy elevadas y se tienen elementos muy masivos en el sistema; consecuentemente, deben implementarse elementos amortiguadores cuyas magnitudes sean equivalentes a los otros elementos del sistema para lograr contrarrestar el efecto de resonancia; sin embargo, es evidente que las características viscosas de la barra y el neumático, no son suficientes para lograr estabilizar la aeronave de forma controlada. Por lo anterior, puede afirmarse que el sistema de amortiguación existente no resulta ser adecuado desde un punto de vista dinámico.

La gráfica de la figura 80 ilustra algunas características de las respuestas en el tiempo de un sistema como lo son el tiempo de estabilización, el cual se presenta a los 30s; el sobrepaso máximo de la función es del 100%, ya que la máxima amplitud es de 30cm mientras la amplitud de estabilización de 15cm.

Figura 80. Respuesta en el tiempo del sistema de amortiguación existente



Fuente: Autores

5.1.2 Sistema de Amortiguación Propuesto.

En la sección anterior se describe la ineficiencia en el sistema de amortiguación actual de la aeronave, al implementar el amortiguador, se logra que el sistema de amortiguación propuesto se estabilice en un tiempo menor, disminuya la amplitud máxima de oscilación y además no presente resonancia, como se muestra en la figura 81. Esta figura, hace referencia a las respuestas en el tiempo para pistas no preparadas y preparadas, se puede observar que independientemente de la variación que se presenta entre las dos señales, se tiene un mejor comportamiento que en el sistema de amortiguación existente.

Como se presentó en el marco teórico, la respuesta para un sistema de segundo grado, puede presentarse de manera sub-amortiguada, críticamente-amortiguada o sobre-amortiguada.

La figura 81, presenta las respuestas en el tiempo del amortiguador en sus dos configuraciones, la línea roja hace referencia al comportamiento para una pista preparada, mientras que la línea azul pertenece a una pista no preparada, para lograr obtener estos resultados se realizó una variación de los coeficientes de amortiguación en el diagrama de bloques de la figura 59, para cada pista respectivamente (b_{a2} y b_{a1}), los cuales se muestran en tabla 13.

A manera de realizar una comparativa entre las dos configuraciones, se observan algunos parámetros fundamentales a tener en cuenta para evidenciar la diferencia de comportamiento entre la dinámica propuesta para una pista preparada y una pista no preparada, los cuales son el sobrepaso máximo y el tiempo de estabilización.

- Sobrepaso máximo: Entre mayor sea el sobrepaso de la función, significa que el amortiguador va a recorrer una mayor carrera. Como se observó con anterioridad la carrera del amortiguador está estrechamente ligada a la energía que éste disipa, por lo tanto, en una pista no preparada, se requiere que el amortiguador emplee el mayor movimiento del pistón.

Esto se observa claramente en la gráfica de la figura 81, la configuración para una pista no preparada tiene un sobrepaso máximo de 28cm; 3 cm más grande que el sobrepaso máximo que presenta una pista preparada.

Además, puede identificarse el número de oscilaciones presentes; más oscilaciones en el sistema significan que el amortiguador está siendo empleado más tiempo, es decir, desplazando una mayor cantidad de fluido, lo cual se traduce en mayor disipación de energía.

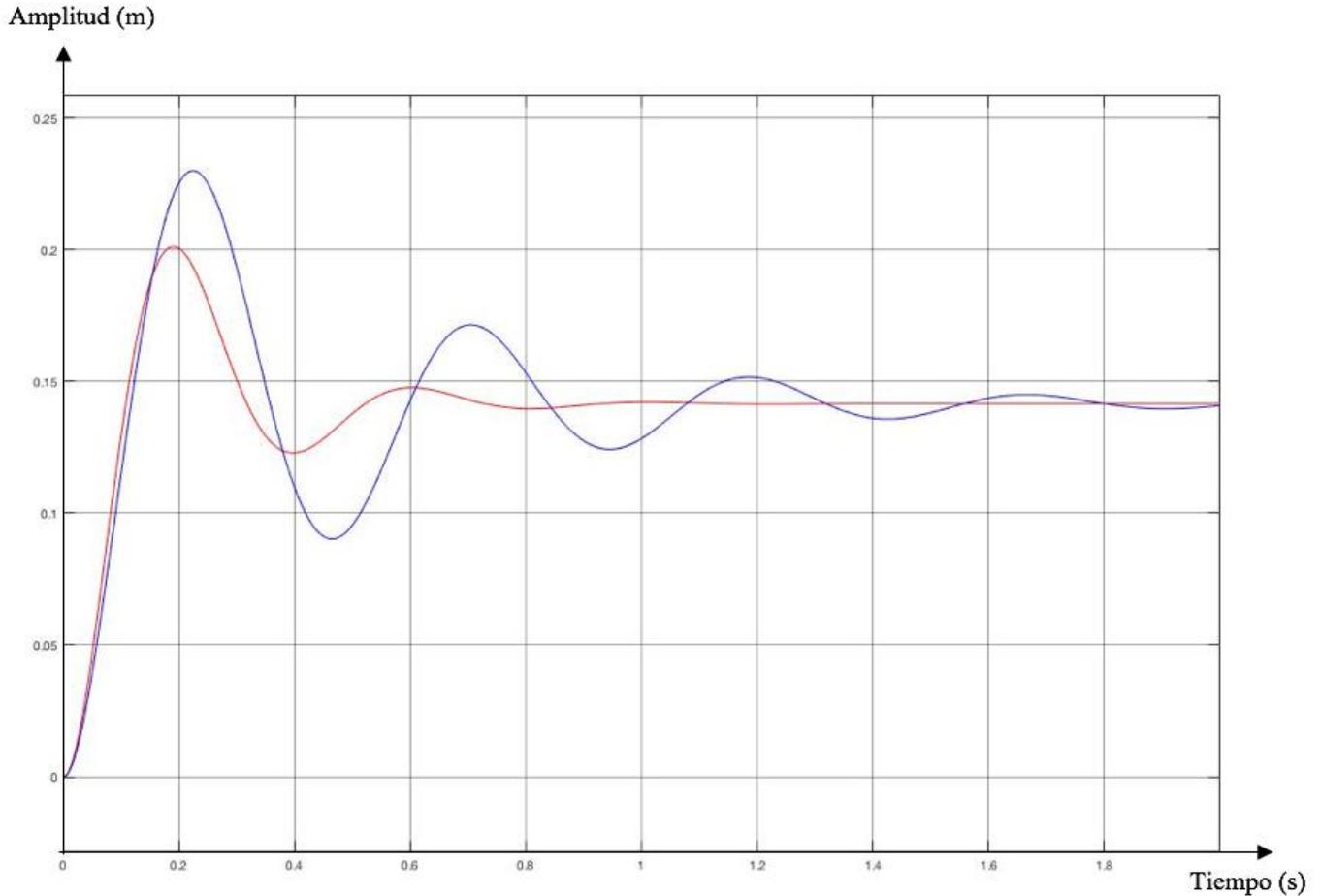
La figura 81, muestra que la respuesta para una pista no preparada tiene 3 oscilaciones antes

de estabilizarse, mientras que la respuesta para una pista preparada únicamente presenta el sobrepaso máximo y se estabiliza inmediatamente.

- Tiempo de estabilización: Para el caso de la investigación, se obtuvieron tiempos de estabilización similares entre las 2 configuraciones de los sistemas de amortiguación como ilustra la figura 81; ya que en el caso de pistas preparadas se estabiliza en 0.8s, mientras que en pistas no preparadas el tiempo de estabilización es 1.8s. Este parámetro relaciona que tan rígido es el amortiguador desde el punto de vista de un observador; por ejemplo, al recibir un desplazamiento vertical, la aeronave sufre desaceleraciones más bruscas cuando se tiene un tiempo de estabilización menor. Esto no representa un problema cuando se trata de un único desplazamiento; sin embargo, al tratarse de movimientos repetitivos como los que se pueden presentar en una pista no preparada, es preferible que el tiempo no sea tan corto.

Finalmente, es fundamental señalar que la amplitud de las señales para los sistemas de amortiguación propuestos, son menores al presentado en el sistema de amortiguación existente. Esto conlleva a que no sea necesario realizar un análisis de la tolerancia de la hélice respecto al suelo, ya que al tener una menor amplitud no se excederá la tolerancia existente.

Figura 81. Respuesta en el tiempo sistema de amortiguación propuesto



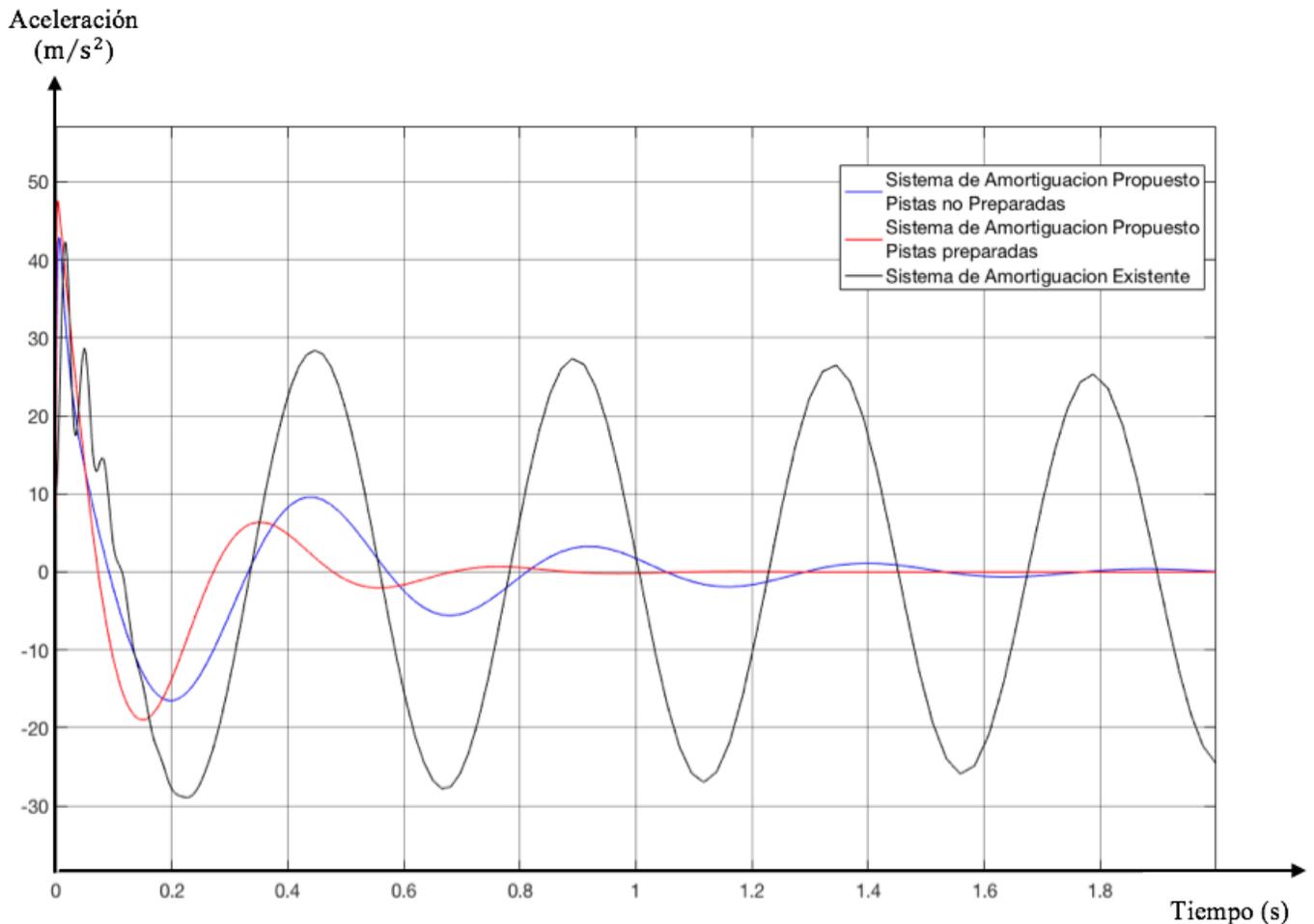
Fuente: Autores.

Las figuras 80 y 81, muestran que el sistema de amortiguación propuesto logra absorber las vibraciones que se presentan durante las operaciones de la aeronave, de forma más efectiva que el sistema de amortiguación existente. El estándar internacional ISO 2631-1, describe la forma de cuantificar las vibraciones a las que se expone el cuerpo humano, específicamente, detalla los rangos de aceleración para los cuales es un pasajero siente confort; entre menor sea la aceleración del cuerpo se tendrá una sensación más confortable. (International Organization for Standardization (ISO), 1997)

Con base en lo anteriormente expuesto, es evidente que, una mejora en el confort de los pasajeros, se obtiene sí la aceleración en el sistema de amortiguación propuesto, es menor a la aceleración en

el sistema de amortiguación existente. Estos valores de aceleración se obtienen normalmente por métodos experimentales, sin embargo, en este caso se emplea nuevamente la respuesta en el tiempo de los sistemas, como lo muestra la figura 82, donde la variable dependiente es la aceleración y la variable independiente es el tiempo; esta imagen presenta el comportamiento de la aceleración de la aeronave en función del tiempo para el sistema de amortiguación existente (línea negra) y el sistema de amortiguación propuesto para pistas preparadas (línea roja) y no preparadas (línea azul), las gráficas demuestran que al implementar el amortiguador al sistema existente, se disminuye el sobrepaso máximo de la aceleración desde un valor de -30 m/s^2 hasta -20 m/s^2 , mejorando el confort de los pasajeros.

Figura 82. Aceleración de la aeronave en función del tiempo



Fuente: Autores

5.2 DIAGRAMA DE POLOS Y CEROS

Además de la respuesta en el tiempo, existen otros métodos para el análisis del comportamiento de un sistema dinámico, en los cuales se pueden evidenciar sus características. El método del lugar de las raíces, genera el diagrama de polos y ceros, el cual es de gran importancia para el diseño de sistemas de control. En esta sección se busca mostrar el cambio de la posición de los polos y los ceros que se presentan en los sistemas de amortiguación existente en la aeronave y el sistema que propone esta investigación.

Este método iguala el numerador y denominador de una función de transferencia a cero; el grado de dicha función, modifica el número de polos y ceros, los cuales para los sistemas de amortiguación que se observan en el documento poseen 4 polos y 2 ceros.

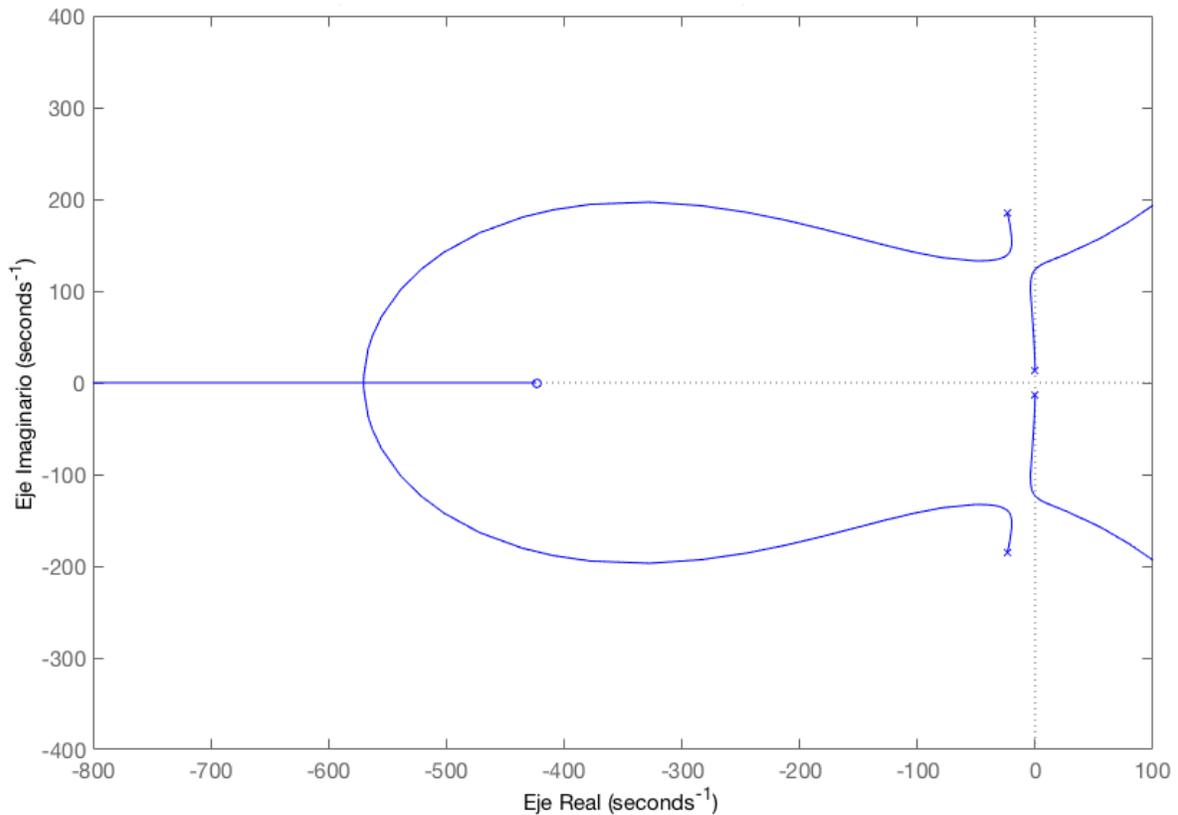
Estos elementos, son representados en el plano complejo, es decir, el eje de abscisas también recibe el nombre de eje real y el eje de ordenadas el nombre de eje imaginario; a manera de describir de forma sencilla su comportamiento, se muestra a continuación algunas de las características más importantes de la ubicación de los polos representados como X y los ceros representados como O en dicho plano:

- Si todos los polos de un sistema poseen valores negativos en el eje imaginario el sistema es estable, si poseen valores positivos el sistema es inestable y finalmente, si se encuentran ubicados sobre la coordenada 0 del eje real el sistema es críticamente estable.
- Normalmente no tiene importancia la ubicación de los ceros en un análisis de estabilidad.

5.2.1 Sistema de Amortiguación Existente.

El diagrama de polos y ceros del sistema de amortiguación existente se presenta en la figura 83, en esta puede observarse que 2 polos se encuentran localizados sobre la coordenada 0 del eje real, esto conlleva a que el sistema sea críticamente inestable, además, 2 polos se ubican ligeramente a la izquierda del eje real, la combinación de estos elementos genera que el sistema exhiba un comportamiento semi-oscilatorio, como se presenta en la respuesta en el tiempo obtenida de la figura 80.

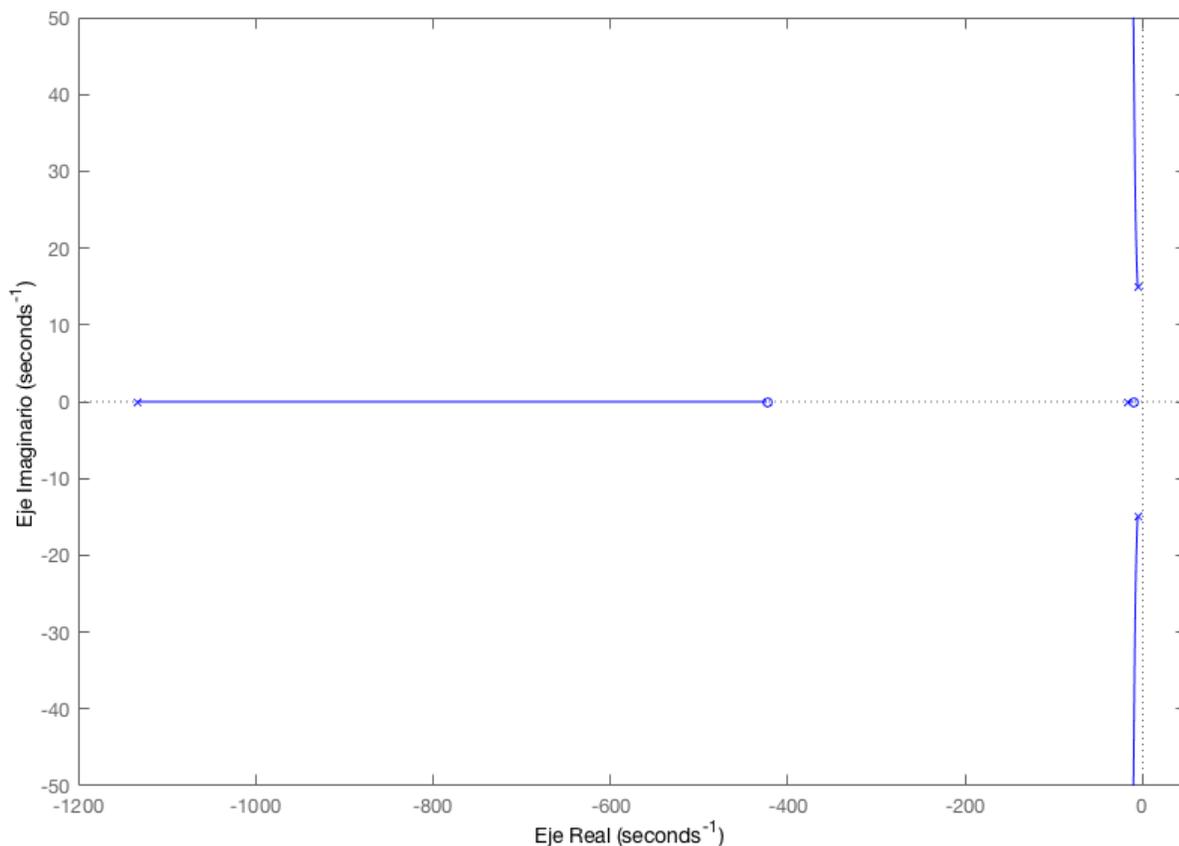
Figura 83. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación existente.



5.2.2 Sistema de Amortiguación Propuesto

De forma similar al análisis empleado para la respuesta en el tiempo, se procede a realizar un análisis comparativo entre las gráficas obtenidas mediante el método del lugar de las raíces para el sistema de amortiguación existente y propuesto. A diferencia de la gráfica obtenida en la figura 83, donde los 4 polos del sistema se ubicaban muy cercanos al punto 0, en las figuras 84 y 85, se observa que los polos son desplazados hacia la izquierda. Esto conlleva a que el sistema deje de comportarse de manera semi-oscilatoria y obtenga un comportamiento estable, específicamente, se comporta de manera subamortiguada.

Figura 84. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación propuesto pistas preparadas



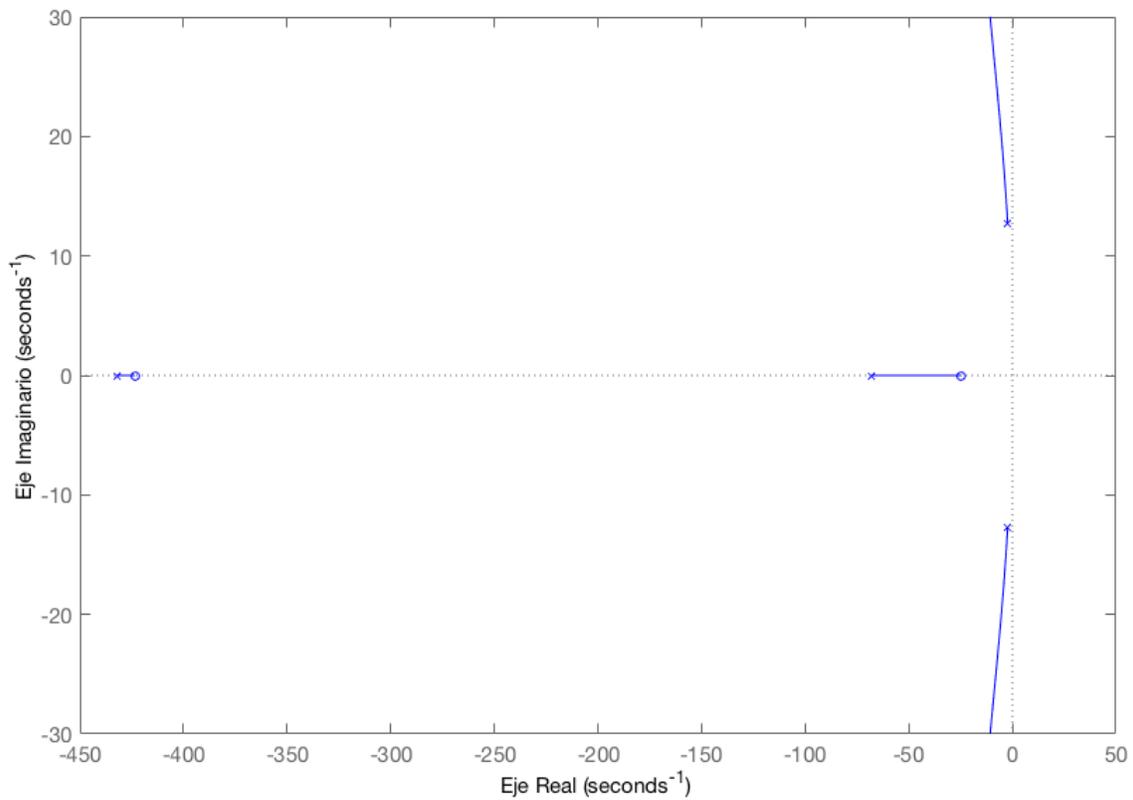
Fuente: Autores

Ahora bien, comparando el diagrama de polos y ceros de las figuras 84 y 85, se observa que los polos de los dos sistemas tienen ubicación similar, por lo cual, la diferencia de las respuestas radica

en que polo se encuentra más alejado de la coordenada 0; a medida que el polo se aleja de este punto, más estable es el comportamiento del sistema.

Siguiendo lo anteriormente expuesto, el diagrama para pistas preparadas (figura 84), tiene 3 polos ubicados cerca del punto 0 y un polo ubicado en la parte real negativa en la coordenada -1150, mientras que en el diagrama para pistas no preparadas (figura 85), se muestra un polo ubicado en el punto -440; lo cual indica que el sistema para pistas preparadas presenta una menor oscilación y un tiempo de estabilización más rápido, como puede verificarse en la gráfica de la figura 81.

Figura 85. Diagrama de polos y ceros, sistema de amortiguación propuesto, pistas no preparadas



Fuente: Autores

6 CONCLUSIONES

- A partir del modelamiento dinámico de los sistemas (propuesto y existente), y el análisis de sus respuestas en el tiempo, teniendo en cuenta los mismos parámetros y condiciones de entrada, se evidenció que si es posible presentar una mejora en el confort para los pasajeros; mediante la implementación de un sistema de amortiguación triangulado y electromecánico, ya que al implementar un amortiguador en el sistema existente, se logra suprimir la resonancia, disminuir el tiempo de estabilización y disminuir el sobrepaso máximo de la aeronave ante cualquier perturbación generada durante operaciones en tierra y finalmente se brinda una herramienta que permite generar un control sobre la amortiguación deseada, a partir de las necesidades que se presenten en el terreno de operación.
- Dentro del análisis de los elementos del sistema de amortiguación, existen diferentes parámetros fundamentales que generalmente son tomados de referencias teóricas y experimentales; en el caso de las referencias experimentales éstas proporcionan el valor de distantes constantes (factor de amortiguamiento) que solo es posible obtener de forma experimental; sin embargo, es importante tener en cuenta que todos los elementos que constituyen estos sistemas, cuentan con características específicas (dimensiones, materiales, etc.), por esta razón, no fue posible obtener información precisa del coeficiente de amortiguación de la barra, ya que no se encontró un estudio experimental, en el cual se analizará una barra de características geométricas y estructurales similares a la utilizada en la aeronave. Con base en lo anteriormente expuesto, se establece que la respuesta del sistema de amortiguación existente puede presentar variaciones al realizar una comparación entre los resultados obtenidos en este proyecto y los que se pueden obtener de manera experimental.

- Es importante identificar en primera instancia, todas y cada una de las características geométricas (carrera, diámetro del pistón, diámetro de los agujeros, etc.) y del fluido (densidad y viscosidad) requeridas para el planteamiento del modelo dinámico del amortiguador, ya que todos estos dispositivos son diferentes y presentan muchas variaciones en su modelamiento; la integración de todas estas las variables en pro de la obtención de una expresión matemática, representa un proceso analítico complejo en el cual se debe realizar diferentes suposiciones (viscosidad y densidad constantes, proceso isotérmico y velocidad del pistón constante). Por esta razón el modelo dinámico obtenido en el desarrollo de este proyecto más que un resultado final, puede ser considerado un punto de partida para el reconocimiento y mejora del sistema planteado.
- Para el caso de la selección del fluido hidráulico, se logró establecer que los cambios en la temperatura del fluido debidos al incremento de la energía interna no son relevantes para la ejecución del análisis, ya que puede asumirse que la densidad se mantiene constante; esto es debido a que requiere una perturbación prolongada a alta frecuencia y baja amplitud para lograr un incremento considerable sobre la densidad. De esta manera considerando las condiciones del sistema del proyecto, no es posible que en ninguna etapa de operación se presente una perturbación como la descrita.
- En Colombia opera un gran número de aeronaves que se rigen bajo regulación FAR 23, por lo cual el diseño de sistemas de amortiguación como el que se presenta en el desarrollo de este proyecto cuenta con una gran oportunidad dentro del mercado, debido a que es un sistema innovador que brinda múltiples beneficios desde el punto de vista dinámico en la operación de cualquier aeronave sobre la cual se realice su implementación.

7 RECOMENDACIONES

- Para obtener los datos reales del comportamiento del sistema de amortiguación existente de la aeronave es necesario realizar pruebas experimentales a la ballesta, a manera de corroborar la respuesta obtenida para el modelo dinámico.
- El comportamiento del fluido dentro del amortiguador requiere un estudio holgado que haga hincapié en la dinámica de fluidos, se propone para futuros proyectos un análisis por CFD con el cual se obtenga una caracterización más aproximada del comportamiento dinámico del amortiguador.
- El sistema de amortiguación diseñado a lo largo de la investigación presenta buenos resultados desde el punto de vista dinámico, sin embargo, su aplicación física depende de su viabilidad desde una perspectiva rentable. Se recomienda realizar un análisis financiero que haga hincapié en estudios de ingeniería, procesos de certificación, tiempo necesario para la realización de estas tareas y los costos requeridos para la producción
- Especificar en qué aeropuertos se emplea cada configuración del sistema, debe considerar los manuales de procedimientos de la aeronave y un análisis más a detalle de la normatividad vigente.
- Algunas de las áreas del conocimiento tratadas en este proyecto de grado necesitan la aplicación de temáticas como modelos dinámicos de sistemas y desarrollo de controladores. Sin embargo, estos conocimientos no han sido completamente integrados en el pensum actual del programa de Ingeniería Aeronáutica, se hace la recomendación de evaluar este requerimiento dada la importancia en el desarrollo de proyectos de grado

8 BIBLIOGRAFIA

- Indice de Aeródromos y Helipuertos. (13 de Octubre de 2016). Aeronáutica Civil Unidad Administrativa Especial. Recuperado el 17 de Octubre de 2016, de <http://www.aerocivil.gov.co/AIS/AIP/Paginas/Aer%C3%B3dromos.aspx?IsDlg=1>
- Government Publishing Office. (13 de Octubre de 2016). Electronic Code of Federal Regulations. Recuperado el 17 de Octubre de 2016, de http://www.ecfr.gov/cgi-bin/text-idx?SID=8bf34daafe564d79c2d9be7b03be4942&mc=true&tpl=/ecfrbrowse/Title14/14cfrv1_02.tpl#0
- Federal Aviation Administration. (2012). Aviation Maintenance Technician Handbook-Airframe. En Capitulo 13 (Vol. 2).
- Currey, N. (1988). Aircraft Landing Gear Desing. Marietta, Georgia, USA: AIAA Education Series.
- Calarasu, D., Serban, E., & Scurtu, D. (2004). Mathematical Model of the Double Effect Telescopic Hydraulic Damper. Boletín Científico, Technical University of Lasi, Department of Hydraulic Machinery, Timisoara, Romania.
- Dixon, J. (2007). The Shock Absorber Handbook (2 ed.). West Sussex, England: Professional Engineering Publishing, Jonh Wiley & Sons.
- RAC 14: Aeródromos, Aeropuertos y Helipuertos. (s.f.). Aeronáutica Civil Unidad Administrativa Especial. Recuperado el 21 de Septiembre de 2016, de Reglamentos Aeronauticos de Colombia:
<http://www.aerocivil.gov.co/AAeronautica/Rrglamentacion/RAC/Biblioteca%20Indice%20General/RAC%20%2014%20-%20Aeródromos,%20%20Aeropuertos%20y%20Helipuertos.pdf>
- Amortiguadores y Suspensión. (Enero de 2003). TECNUN Escuela de Ingenieros. Recuperado el 12 de Septiembre de 2016, de http://www1.ceit.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf
- Ogata, K. (2004). System Dynamics (4 ed.). Upper Saddle River, New Jersey, USA: Pearson Prentice Hall.
- Lewis, H. P., & Yang, C. (1999). Sistemas de Control en Ingenieria. (S. Dormido, & R. Dormido, Trads.) Madrid: Prentice Hall Iberia.
- Ogata, K. (2003). Ingenieria de Control Moderna (4 edicion ed.). (S. Dormido, & R. Dormido, Trads.) Madrid: Pearson Education S.A.
- General Aviation Manufacturers Association. (s.f.). 2015 General Aviation Statistical Databook & 2016 Industry Outlook.
- Michelin. (s.f.). Aircraft tire engineering data. Obtenido de https://www.jupitor.co.jp/pdf/michelin_aircraft.pdf

- Raymer, D. (s.f.). Aircraft Design: a conceptual approach. Air force institute of technology Wright-Patterson Air Force base, Ohio, 1989: AIAA education series.
- Trallero, R., Atienza, R., & Frovel, M. (s.f.). Evolucion Historica de los Trenes de Aterrizaje en las Aeronaves.
- Alberdi, J. (2003). Amortiguadores y suspensión. Obtenido de Universidad de Navarra: http://www1.ceit.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf
- Orban, F. (2011). Damping of materials and members in structures. IOP Science, 1-4.
- Thomson William, D. D. (1998). Theory of vibration with applications. New Jersey: Prentice Hall.
- Cremer, L., Heckl, M., Petersson, & Björn, A. (1988). Springer. Obtenido de <http://www.springer.com/cn/book/9783540226963>
- Graham, K. (2000). Fundamentals of Mechanical Vibrations. Estados Unidos de America: McGraw-Hill.
- Maringer, R. E. (1966). Damping Capacity of Materials. Redstone Scientific Information Center, Columbus.
- Zhang, J., Hang, R., Perez, E., & Lavernia, J. (1993). Documentation of damping capacity of metallic, ceramic and metal-matrix composite materials. Journal of Materials Science.
- Visnappu, A., Nash, R., & Turner, P. (1987). Damping Properties of Selected Steels and Cast Irons. United States Department of the Interior.
- National Aeronautics and Space Administration. (1997). Quasi-Static and Dynamic Response Characteristics of F-4 Bias-Ply and Radial-Belted Main Gear Tires (Technical Paper 3586). Obtenido de <http://techreports.larc.nasa.gov/ltrs/ltrs.html>
- Ling, H., & Z. G. (4 de Julio de 2007). Effect of viscous heating in fluid damper on the vibration isolation performance. ScienceDirect.
- Hibbeler, R. C. (2011). Mecanica de Materiales (Octava edicion ed.). Mexico: Pearson Education.
- Norton, L. R. (2011). Diseño de Maquinas un enfoque integrado (Cuarta Edicion ed.). Mexico: Pearson Education.
- Harmonic Drive AG. (s.f.). Engineering Data DC Servo Actuator PMA. Recuperado el 04 de 05 de 2017, de <http://avi-solutions.com/upload/iblock/c83/c8367446fc86b8a68a75b51429c8466e.pdf>
- Texas Instruments. (s.f.). Datasheets TL08xx Operational Amplifiers.
- Matweb. (2017). Matweb Material Property Data. Recuperado el 28 de Febrero de 2017, de <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f31b999baa6f49b9b3fde1b1d0e6f159&ckck=1>

PowerStream. (2017). PowerStream. Recuperado el 02 de 06 de 2017, de <http://www.powerstream.com/dcdc-extreme-2448.htm>

NASA. (Junio de 1996). A method for landing gear modeling and simulation with experimental validation (Contractor Report 201601). George Washington University.

Airworthiness Standards: Normal, Utility, Acrobatic, and Commuter Category Airplanes. ((2011)). 14 C.F.R 23.3.

Unidad Administrativa Especial de Aeronáutica Civil. (2015). Aerocivil. Recuperado el 2016, de <http://www.aerocivil.gov.co/aerocivil/Documents/LISTADO%20EMPRESAS%20ACTU LIZADO%202015.xlsx>

Cessna Aircraft Company. (2010). Illustrated Part Catalog MODEL 208. Wichita, Kansas, USA.

Unidad Administrativa Especial de Aeronautica Civil. (2004). Aerocivil. Obtenido de <http://www.aerocivil.gov.co/autoridad-de-la-aviacion-civil/investigacion/Histicos%20Accidentes/HK-2365.pdf>

Military Specification [MIL]-L-8552C. (1963).

International Organization for Standardization (ISO). (1997). Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration.

ANEXO 1

EMPRESAS	FLOTA	CAMARA DE COMERCIO
AEROEXPRESS S.A.S, ANTES S.A.	NO DISPONIBLE	Activa
AMBULANCIAS AEREAS DE COLOMBIA S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
	NO DISPONIBLE	
AVIONES DEL CESAR S.A.S, -AVIOCESAR S.A.S.	PIPER CHEYENNE 2 XL, PIPER NAVAJO PA31-350, PIPER SENECA II PA34-200T, CESSNA U 206 F	Activa
COLCHARTER LTDA.	NO DISPONIBLE	Activa
FUNDACION CARDIOVASCULAR DE COLOMBIA	LEARJET 31A	No aparece
GLOBAL SERVICE AVIATION LTDA. GSA LTDA.	Beechcraft 200 Super King Air	Activa
RIO SUR S. A.	Beechcraft King Air B300 - Beechcraft tipo King Air C90 Beechcraft King Air B200	Activa
SERVICIO AEREO MEDICALIZADO Y FUNDAMENTAL S.A.S. MEDICALFLY S.A.S.	Beechcraft® King Air C90 GTI	Activa
SERVICIOS AEREOS PANAMERICANOS LIMITADA "SARPA LTDA "	LEAR JET 35 JETSTREAM 32EP	Activa
SOLAIR S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
AERIAL SIGN S A S - AVIONES PUBLICITARIOS DE COLOMBIA S A S	NO DISPONIBLE	Activa
AEROESTUDIOS S.A.	Cessna 206 Cessna T182	Activa
FAL INGENIEROS S A S	NO DISPONIBLE	Activa
ISATECH CORPORATION S A S	NO DISPONIBLE	Activa
QUIMBAYA EXPLORACION Y RECURSOS GEOMATICOS S.A.S. "QUERGEO S.A.S."	NO DISPONIBLE	Activa
18-56 AVIACION AGRICOLA	N/A	
57-63 CARGA NACIONAL	N/A	

AEROLINEA DEL CARIBE S. A. "AER CARIBE S.A."	Beechcraft-200	Activa
AEXPA S.A. AEROEXPRESO DEL PACIFICO	Cessna 402B Piper PA-31 350 Navajo Piper Seneca II Cessna 206TU	Activa
REGION AIR- AEROLINEA REGIONAL DE COLOMBIA S.A. ANTES TAS LTDA	NO DISPONIBLE	Activa
SEARCA S.A. SERVICIO AEREO DE CAPURGANANA	Beechcraft 1900D Airliner Let 410 UVP-E Hawker Beechjet 400A Beechcraft B King Air 200	Activa
TRANSPORTE AEREO DE COLOMBIA S.A.	PIPER NAVAJO BEECHCRAFT 1900D LET UVP E - 410	Activa
AEROLINEA DE ANTIOQUIA S. A	J32 - Jet Stream 32	Activa
AEROREPUBLICA S.A.	N/A	
AEROVIAS DEL CONTINENTE AMERICANO S.A. "AVIANCA S.A"	N/A	
AIRES S.A." AEROVIAS DE INTEGRACION REGIONAL S. A Y/O LAN COLOMBIA AIRLINES S A Y/O LAN COLOMBIA AIRLINES	N/A	
EMPRESA AEREA DE SERVICIOS Y FACILITACION LOGISTICA INTEGRAL S.A. "EASYFLY S.A."	NO DISPONIBLE	Activa
FAST COLOMBIA SAS (VIVACOLOMBIA)	N/A	
SERVICIO AEREO A TERRITORIOS NACIONALES S.A. -SATENA-	HARBIN Y-12	Activa
AERO APOYO LTDA." TRANSPORTE AEREO DE APOYO PETROLERO	NO DISPONIBLE	No aparece

AERO TAXI GUAYMARAL ATG S.A.S.	PA-31 – Navajo BEECHCRAFT KING AIR C90 CESSNA 207 PA-34-SENECA 200T	Activa
AEROCHARTER ANDINA S. A.S.	CESSNA 303 CRUSADER CESSNA 402B	Activa
AEROEJECUTIVOS DE ANTIOQUIA S.A.	CESSNA 206	Activa
AEROESTAR LTDA	Pipper Navajo PA 31-310 PA 31-350 CESSNA 404 CESSNA 414 CESSNA 208B Gran Caravan CESSNA 206 Beechcraft King Air 200/300/1900	Activa
AEROEXPRESS S.A.S, ANTES S.A.	NO DISPONIBLE	Activa
AEROGALAN LTDA. LINEAS AEREAS GALAN	PIPER TURBO ARROW IV PIPER TURBO SARATOGA PIPER SENECA III SUPER KING 200 Y 300 JETSTREAM 32 EP	Activa
ALAS DE COLOMBIA EXPRESS LTDA.	N/A	
AEROLINEAS DEL LLANO S.A.S.	Douglas DC3/C47 Piper PA32R-301 Cessna 206 Cessna 182 Series	Activa
AEROLÍNEAS PETROLERAS S.A.S. "ALPES S.A.S."	CESSNA C208B Gran Caravan	No aparece

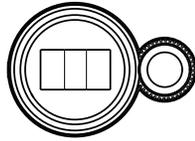
AEROMENEGUA LTDA. TAXI AEREO DEL ALTO MENEGUA	NO DISPONIBLE	Activa
AEROTAXI DEL ORIENTE COLOMBIANO "AEROCOL S.A.S"	NO DISPONIBLE	Activa
AEROTAXI DEL UPIA S.A.S. AERUPIA S.A.S.	Islander Cessna TU 206 Cessna 210N PA 31	Activa
AMERICA'S AIR SAS	NO DISPONIBLE	No aparece
ARALL LTDA. AEROLINEAS LLANERAS	NO DISPONIBLE	Activa
ARO LTDA. AEROVIAS REGIONALES DEL ORIENTE	CESSNA 180.182.206 PIPER PA-28 236 Dakota	Activa
AVIOCHARTER LTDA.	NO DISPONIBLE	Activa
AVIONES DEL CESAR S.A.S, -AVIOCESAR S.A.S.	PIPER CHEYENNE 2 XL, PIPER NAVAJO PA31-350, PIPER SENECA II PA34-200T CESSNA U 206 F	Activa
CENTRAL CHARTER DE COLOMBIA S.A.	Cessna Caravan (Todos modelos), King Air 90 Series, King Air 200/250 Series, King Air 300/350	Activa
CHARTER DEL CARIBE S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
DELTA HELICOPTEROS S.A.S.	N/A	
HELI JET S.A. S	N/A	
HELICOL S A S HELICOPTEROS NACIONALES DE COLOMBIA S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
HELICOPTEROS TERRITORIALES DE COLOMBIA S.A.S. HELITEC	N/A	
HELICOPTEROS Y AVIONES S.A.S. "HELIAV S.A.S."	NO DISPONIBLE	Activa
HELIGOLFO S.A.S.	CESSNA 402B	Activa
HELISERVICE LTDA.	NO FLOTA	

HELISTAR S A S	Super King 350 Hawker900 XP	Activa
INTERNACIONAL EJECUTIVA DE AVIACION S.A.S. ANTES AEROLINEAS DEL OCCIDENTE LA OCXI SA	NO DISPONIBLE	Activa
LANS S.A.S. LINEAS AEREAS DEL NORTE DE SANTANDER S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
LATINOAMERICANA DE SERVICIOS AEREO S.A.S. LASER AEREO S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
LLANERA DE AVIACION S.A.S.	Cessna Grand Caravan 208 B	Activa
NACIONAL DE AVIACION, S. A. S	SuperKing 200	Activa
PACIFICA DE AVIACION S.A.S.	Turbo Commander 690B Cessna Crusader T303 Cessna 210-5	Activa
PETROLEUM AVIATION AND SERVICES S.A. S	NO DISPONIBLE	Cancelada
RIO SUR S. A.	Beechcraft King Air B300 Beechcraft tipo King Air C90 Beechcraft King Air B200	Activa
SAER LTDA. SERVICIO AEREO REGIONAL	NO DISPONIBLE	Activa
SASA S.A. SOCD AERONAUT DE SANTANDER.	N/A	Activa
SAVIARE LTDA. SERVICIOS AEREOS DEL GUAVIARE	CESSNA 206	Activa
SERVICIOS AEREOS PANAMERICANOS LIMITADA "SARPA LTDA "	LEAR JET 35 JETSTREAM 32EP	Activa
SERVICIOS INTEGRALES HELICOPORTADOS SAS "SICHER HELICOPTER SAS"	N/A	
SERVICIOS INTERNACIONALES DE TRANSPORTE Y TURISMO S.A.S. AIR SIGNATURE S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
SOCIEDAD AEREA DE IBAGUE S.A.S. "SADI S.A.S."	N/A	Activa
SOLAIR S.A.S.	NO DISPONIBLE	No aparece
TAERCO LTDA. TAXI AEREO COLOMBIANO	NO DISPONIBLE	Activa

TAXI AEREO CARIBEÑO SAS ANTES TACA LTDA." TAXI AEREO CARIBENO	NO DISPONIBLE	Activa
TAXI AEREO DE LA COSTA TAXCO S.A.S.	PIPER SENECA PIPER NAVAJO	Activa
TECNIAEREAS DE COLOMBIA S A S	N/A	Activa
TRANSPORTES AEREOS DEL ARIARI "TARI S.A.S."	NO DISPONIBLE	Activa
VERTICAL DE AVIACION S A S	JETSTREAM 32 EP	Activa
VIAS AEREAS NACIONALES VIANA S.A.S.	NO DISPONIBLE	Activa
127-137 EXTRANJERAS DE CARGA	N/A	
ABC AEROLINEAS SA DE CV SUCURSAL COLOMBIA	NO DISPONIBLE	Activa

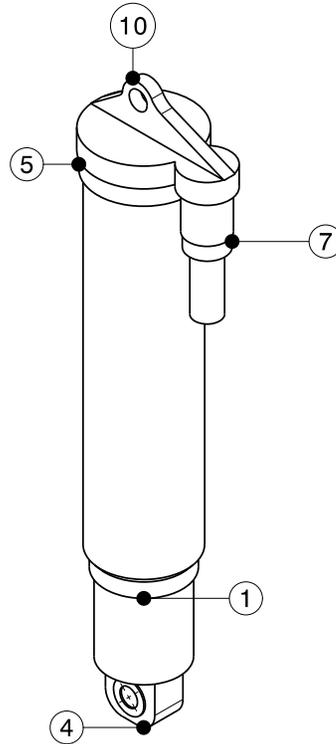
LISTADO DE AERONAVES- BASE DE DATOS			
AERONAVE	CANTIDAD	AERONAVE	CANTIDAD
Piper PA32R-301	1	CESSNA 207	1
PIPER CHEYENNE 2 XL	2	CESSNA 303 CRUSADER	2
PIPER NAVAJO PA31-350	9	CESSNA 404	1
PIPER SENECA II PA34-200T	6	CESSNA 414	1
CESSNA U 206	8	CESSNA 208B Gran Caravan	4
LEARJET 31A	1	PIPER TURBO ARROW IV	1
Beechcraft 200 Super King Air	9	PIPER TURBO SARATOGA	1
Beechcraft King Air B300 -	5	Douglas DC3/C47	1
Beechcraft tipo King Air C90	4	Cessna 182 Series	3
LEAR JET 35	2	Islander	1
JETSTREAM 32EP	5	Cessna 210N	2
Cessna 402B	3	PIPER PA-28 236	1
Beechcraft 1900D Airliner **	3	Dakota	1
Let 410 UVP-E**	2	Super King 350	2
Hawker Beechjet 400A	1	Hawker900 XP	1
CESSNA 207	1	Turbo Commander 690B	1

ANEXO 2

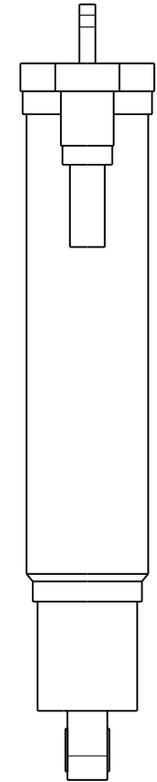
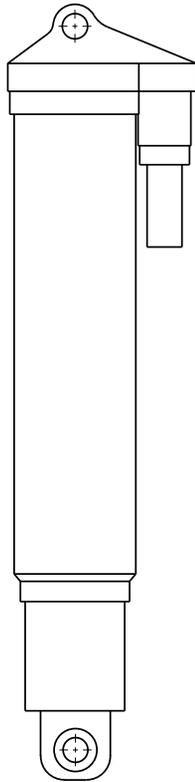


Bottom view
Scale: 1:5

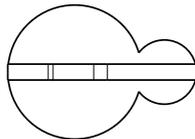
Isometric view
Scale: 1:5



Front view
Scale: 1:5



Right view
Scale: 1:5



Top view
Scale: 1:5

Shock Absorber

Number	Name	Quantity	Part Number
1	Master Cylinder	1	20170604001
2	Floating Piston	1	20170604002
3	Piston	1	20170604003
4	Piston Rod	1	20170604004
5	Upper Cap	1	20170604005
6	Metering Pin	1	20170604006
7	Servo Motor	1	20170604008
8	Gear	1	20170604009
9	Pinion Gear	1	20170604010
10	Upper Cap Mount	1	20170604011
11	Washer	2	20170604012

This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

U. SAN BUENAVENTURA

DRAWING TITLE

Shock Absorber

DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

SIZE A3	DRAWING NUMBER 1	REV 1
SCALE 1:5	WEIGHT (kg) 4,82	SHEET 1/1

H G F E D C B A

4

4

3

3

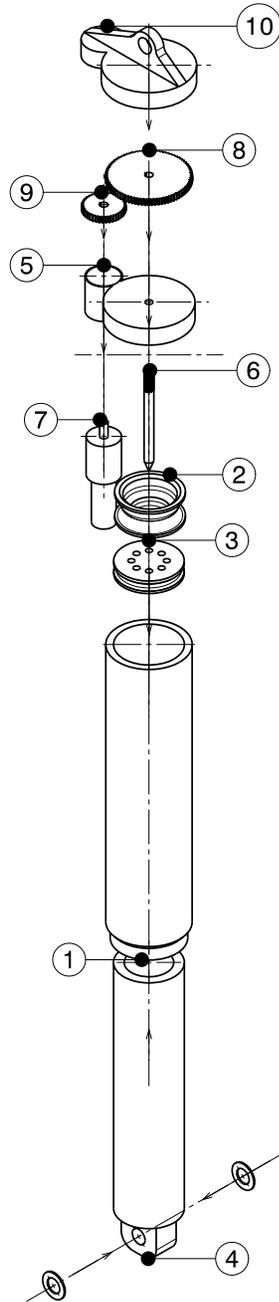
2

2

1

1

Isometric view
Scale: 1:5



Shock Absorber

Number	Name	Quantity	Part Number
1	Master Cylinder	1	20170604001
2	Floating Piston	1	20170604002
3	Piston	1	20170604003
4	Piston Rod	1	20170604004
5	Upper Cap	1	20170604005
6	Metering Pin	1	20170604006
7	Servo Motor	1	20170604008
8	Gear	1	20170604009
9	Pinion Gear	1	20170604010
10	Upper Cap Mount	1	20170604011
11	Washer	2	20170604012

This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

U.SAN BUENAVENTURA

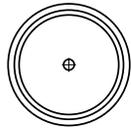
DRAWN BY
J. Moreno
CHECKED BY
Victor Cruz
DESIGNED BY
C. Sierra

DATE
21/05/2017
DATE
22/05/2017
DATE
21/05/2017

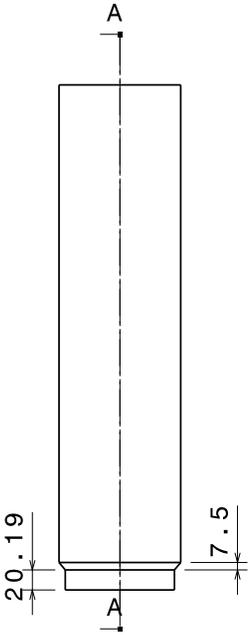
DRAWING TITLE			
Exploded View			
SIZE A3	DRAWING NUMBER 2	REV 1	
SCALE 1:5	WEIGHT(kg) 4,82	SHEET 1/1	

H G F E D C B A

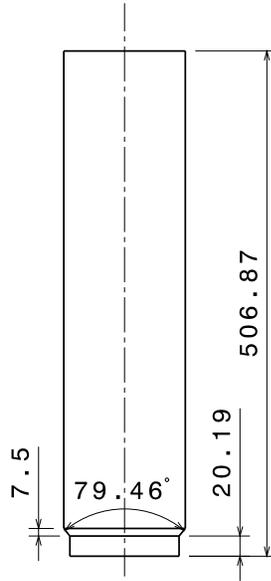
H G F E D C B A



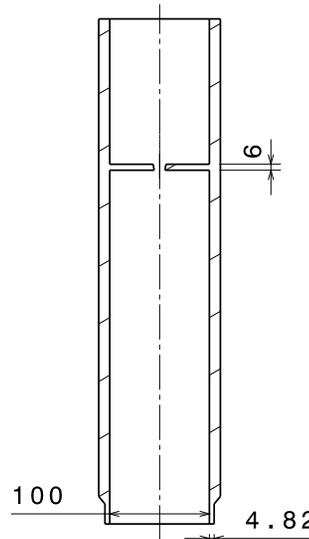
Bottom view
Scale: 1:5



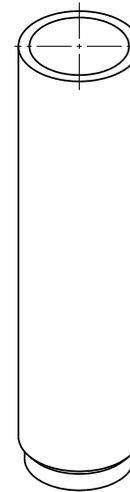
Right view
Scale: 1:5



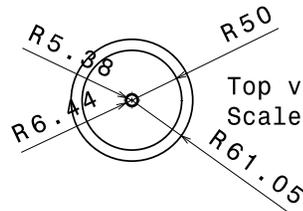
Front view
Scale: 1:5



Section view A-A
Scale: 1:5



Isometric view
Scale: 1:5



Top view
Scale: 1:5

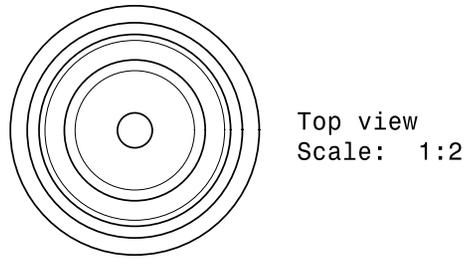
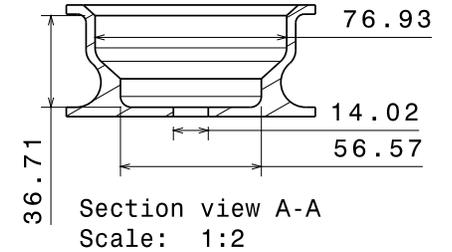
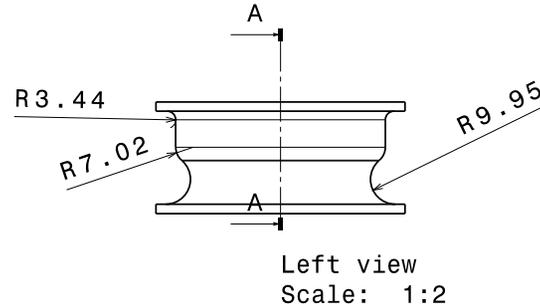
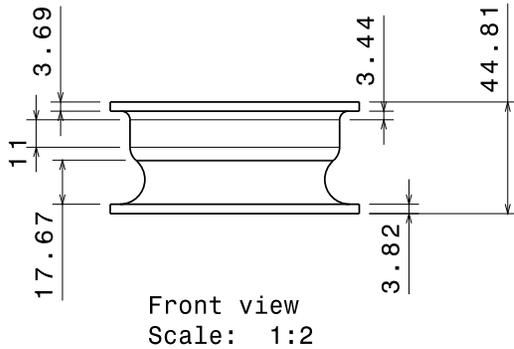
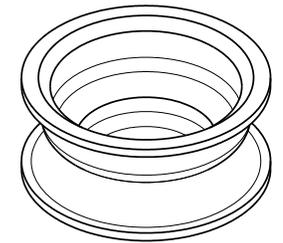
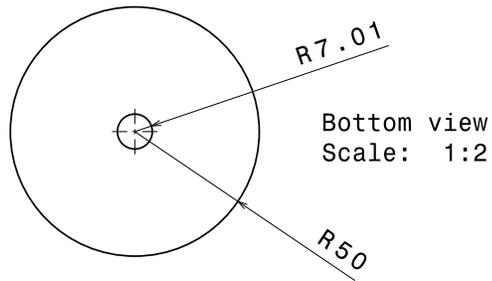
This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

U. SAN BUENAVENTURA

DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

DRAWING TITLE Master Cylinder			
SIZE A3	DRAWING NUMBER 3	REV 2	
SCALE 1:5	WEIGHT (kg) 1,95	SHEET 1/1	

H G B A



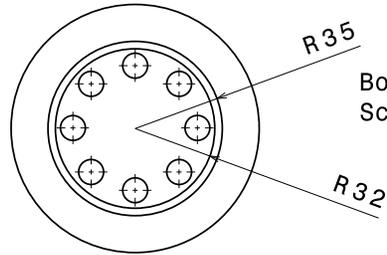
This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

U.SAN BUENAVENTURA

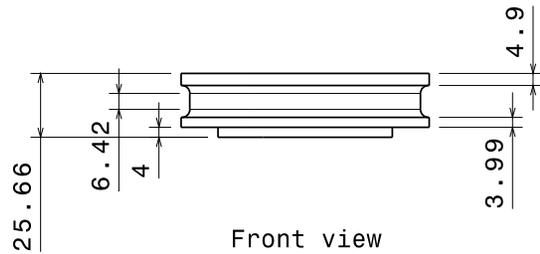
DRAWN BY
J. Moreno
CHECKED BY
Victor Cruz
DESIGNED BY
C. Sierra

DATE 21/05/2017		DRAWING TITLE Floating Piston		
DATE 22/05/2017	SIZE A3	DRAWING NUMBER 4	REV 1	
DATE 21/05/2017	SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 0,09	SHEET 1/1	

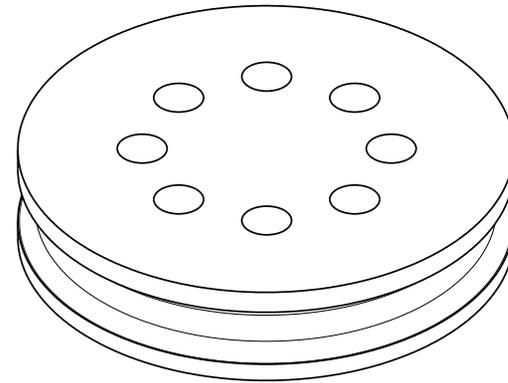
H G F E D C B A



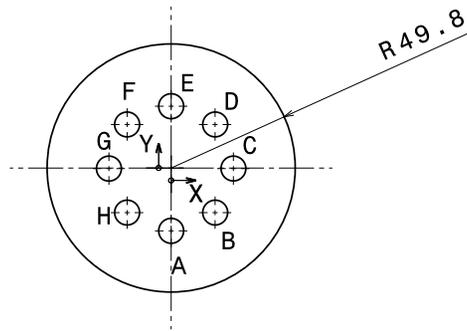
Bottom view
Scale: 1:2



Front view
Scale: 1:2



Isometric view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 1:2

Hole Diameter			
Hole	X	Y	Diameter
A	0	-25,23	10
B	17,68	-17,9	10
C	25	-0,23	10
D	17,68	17,45	10
E	0	24,77	10
F	-17,68	17,45	10
G	-25	-0,23	10
H	-17,68	-17,9	10

This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

U. SAN BUENAVENTURA

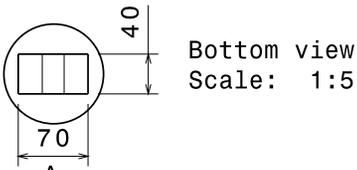
DRAWN BY
J. Moreno
CHECKED BY
Victor Cruz
DESIGNED BY
C. Sierra

DRAWING TITLE			
Piston			
DATE 21/05/2017	SIZE A3	DRAWING NUMBER 5	REV 1
DATE 22/05/2017	SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0,15	SHEET 1/1
DATE 21/05/2017			

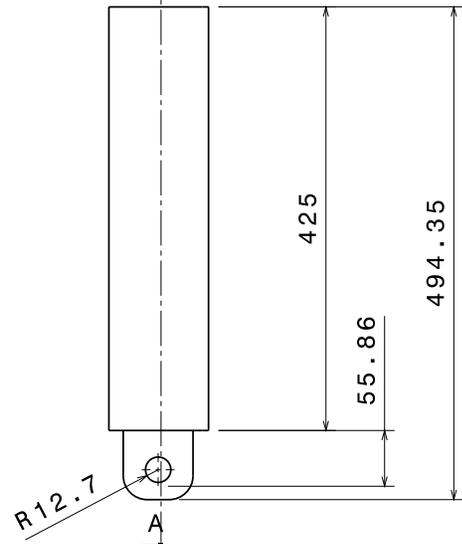
H G B A

H G F E D C B A

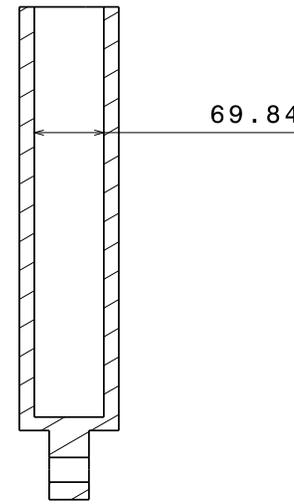
Engineering Notes
 During the detailed design stage, the manner in which this part should be assembled with part number 3



Bottom view
 Scale: 1:5



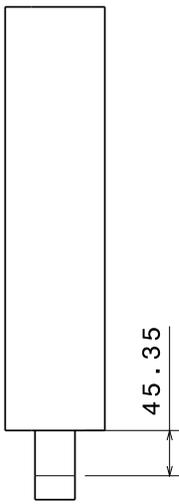
Front view
 Scale: 1:5



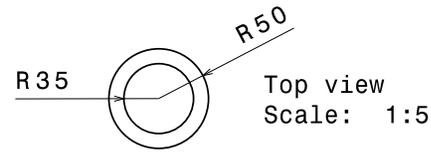
Section view A-A
 Scale: 1:5



Isometric view
 Scale: 1:5



Right view
 Scale: 1:5

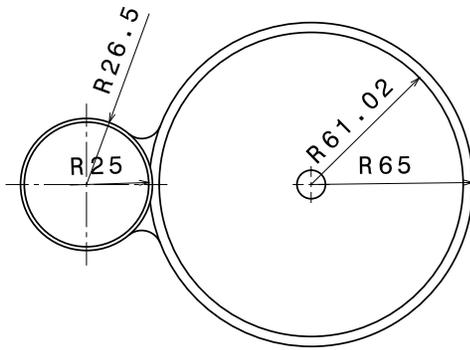


Top view
 Scale: 1:5

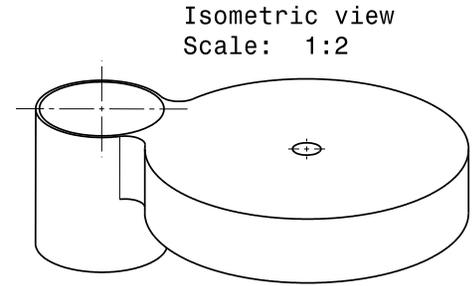
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		U.SAN BUENAVENTURA			
DRAWN BY J. Moreno		DRAWING TITLE Piston Rod			
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 21/05/2017	SIZE A3	DRAWING NUMBER 6	REV 1	
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017	SCALE 1:5	WEIGHT (kg) 1,92	SHEET 1/1	

H G B A

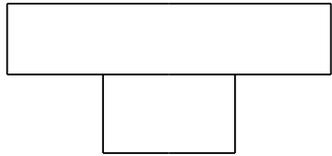
H G F E D C B A



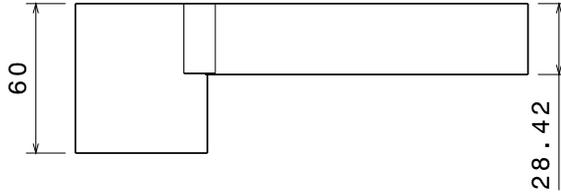
Bottom view
Scale: 1:2



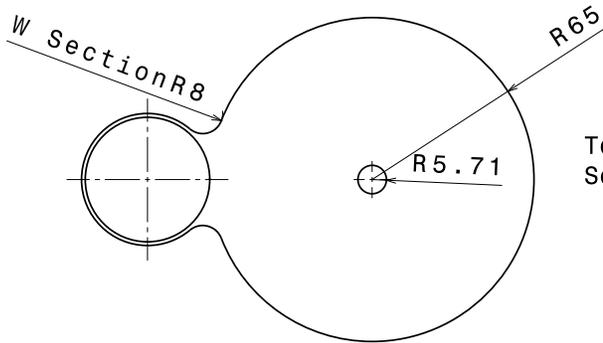
Isometric view
Scale: 1:2



Right view
Scale: 1:2



Front view
Scale: 1:2



Top view
Scale: 1:2

Engineering Notes
For W Section, that adjusment will be specified in detailed drawings

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.

U. SAN BUENAVENTURA

DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

DRAWING TITLE			
Upper Cap			
SIZE A3	DRAWING NUMBER 7	REV 1	
SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 3,37	SHEET 1/1	

H G B A

H G F E D C B A

4

4

3

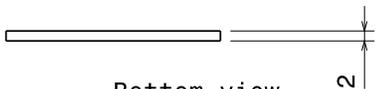
3

2

2

1

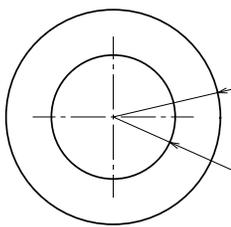
1



Bottom view
Scale: 1:1



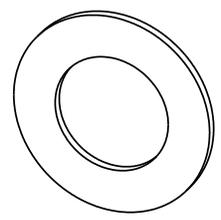
Right view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1

R21.53

R12.43

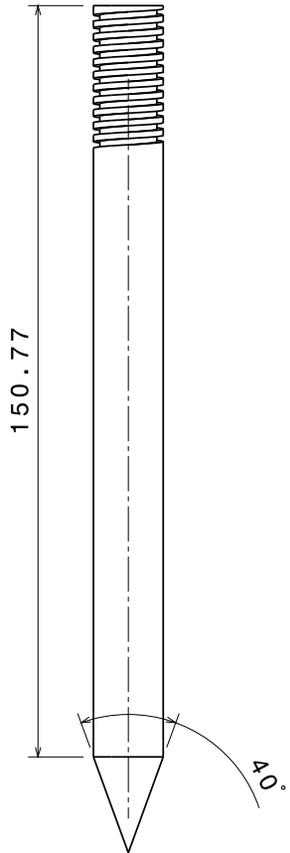


Isometric view
Scale: 1:1

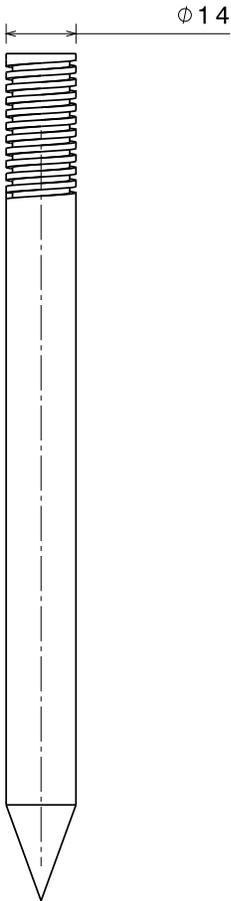
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		U.SAN BUENAVENTURA			
DRAWN BY J. Moreno		DATE 21/05/2017		DRAWING TITLE Washer	
CHECKED BY Victor Cruz		DATE 22/05/2017		SIZE A3	DRAWING NUMBER 8
DESIGNED BY C. Sierra		DATE 21/05/2017		SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0,00
				SHEET 1/1	

H G B A

H G F E D C B A



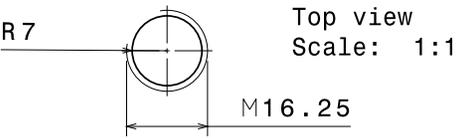
Right view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1



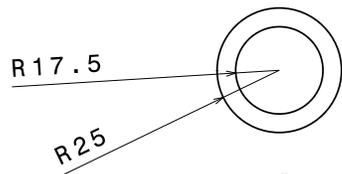
Top view
Scale: 1:1

This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

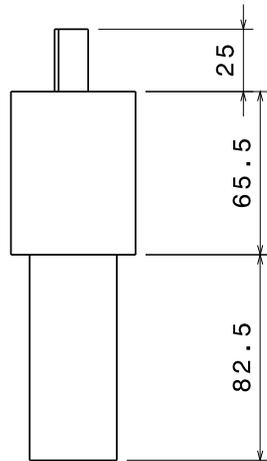
U. SAN BUENAVENTURA

DRAWING TITLE			
Metering Pin			
DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017	SIZE A3	DRAWING NUMBER 9
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017	SCALE 1:1	REV 1
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017	WEIGHT (kg) 0,02	SHEET 1/1

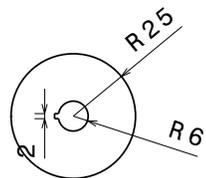
H G B A



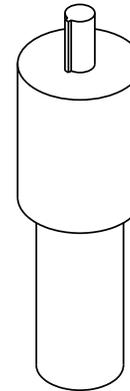
Bottom view
Scale: 1:2



Front view
Scale: 1:2



Top view
Scale: 1:2

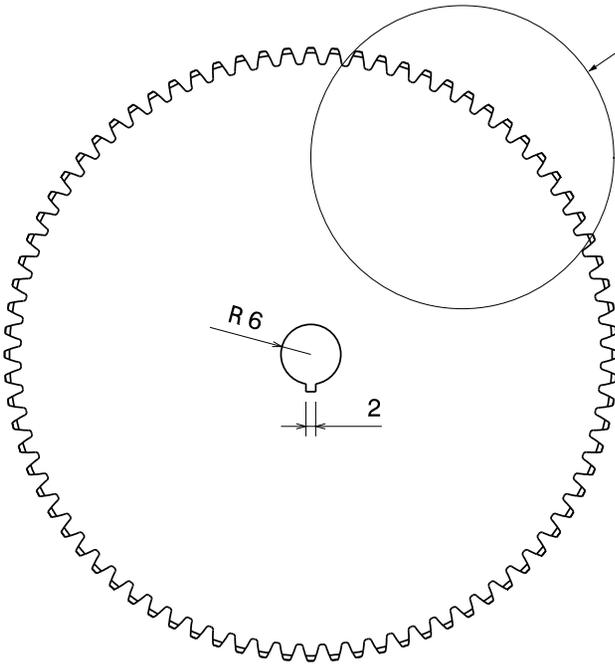
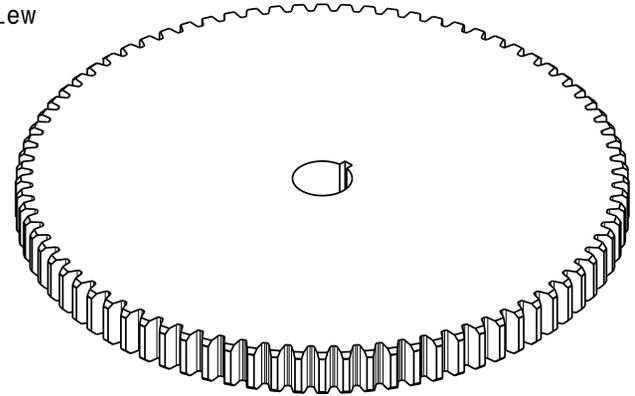


Isometric view
Scale: 1:2

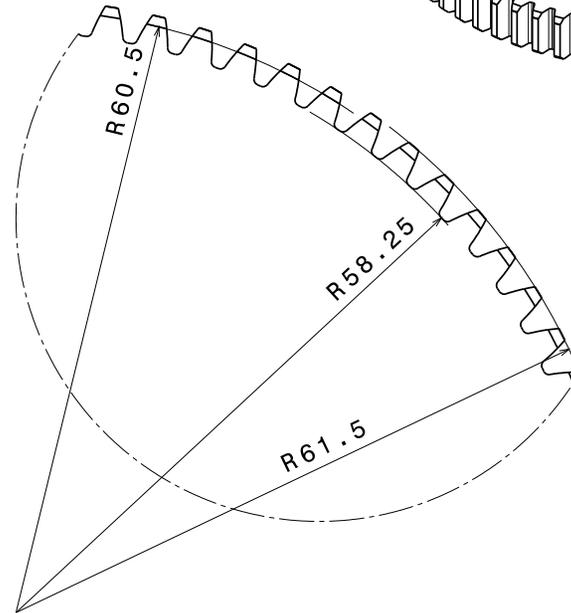
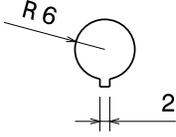
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		U. SAN BUENAVENTURA			
DRAWN BY J. Moreno		DATE 21/05/2017		DRAWING TITLE Servo Motor	
CHECKED BY Victor Cruz		DATE 22/05/2017		SIZE A3	DRAWING NUMBER 10
DESIGNED BY C. Sierra		DATE 21/05/2017		SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 0,21
				SHEET 1/1	REV 1

H G F E D C B A

Isometric view
Scale: 1:1

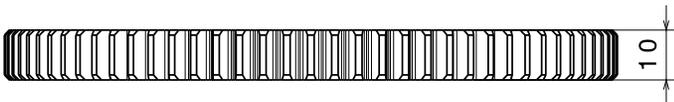


Front view
Scale: 1:1



Detail A
Scale: 2:1

Top view
Scale: 1:1



This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

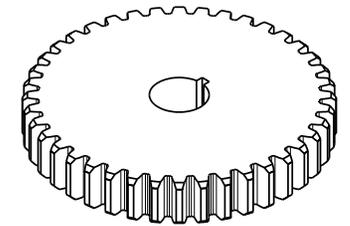
U. SAN BUENAVENTURA

DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

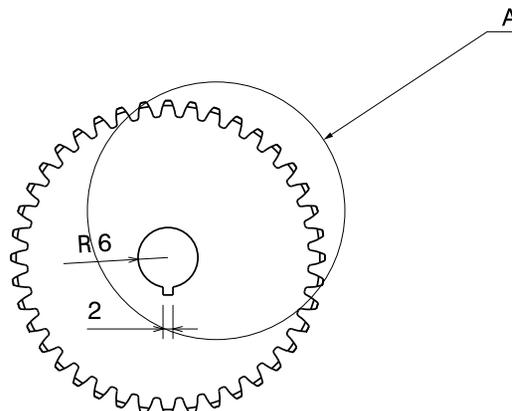
DRAWING TITLE			
Gear			
SIZE A3	DRAWING NUMBER 11	REV 1	
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0,11	SHEET 1/1	

H G B A

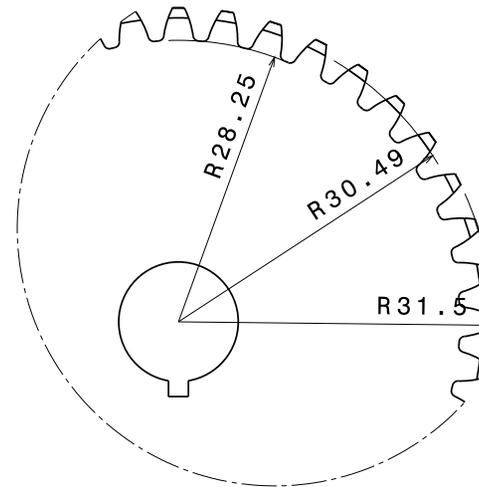
H G F E D C B A



Isometric view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Detail A
Scale: 2:1



Top view
Scale: 1:1

This drawing is our property.
It can't be reproduced
or communicated without
our written agreement.

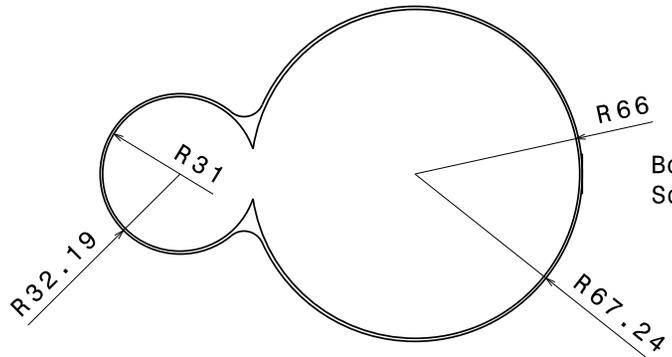
U. SAN BUENAVENTURA

DRAWN BY J. Moreno	DATE 21/05/2017
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

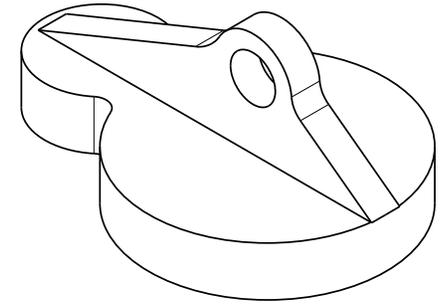
DRAWING TITLE			
Pinion Gear			
SIZE A3	DRAWING NUMBER 12	REV 1	
SCALE 1:1	WEIGHT (kg) 0,03	SHEET 1/1	

H G B A

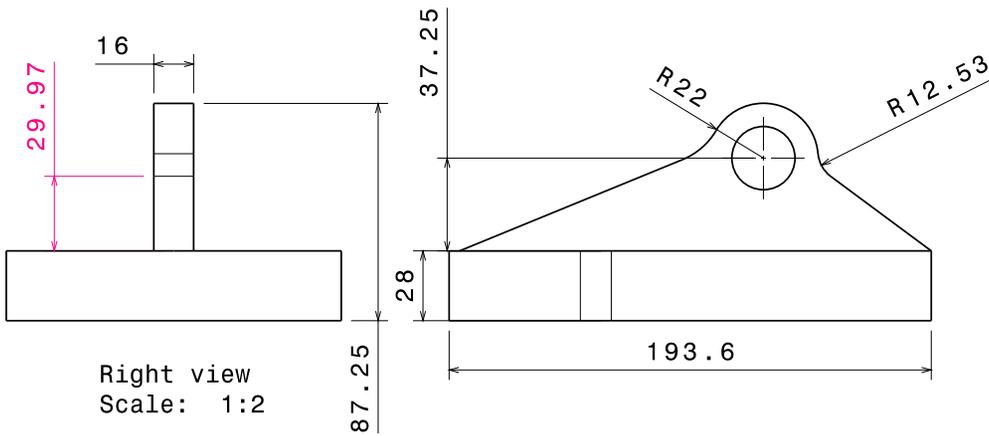
H G F E D C B A



Bottom view
Scale: 1:2

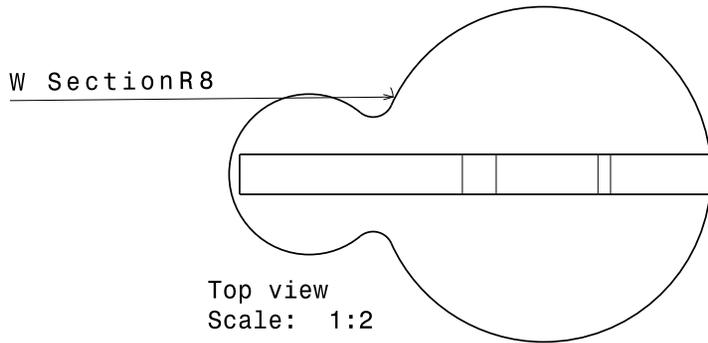


Isometric view
Scale: 1:2



Right view
Scale: 1:2

Front view
Scale: 1:2

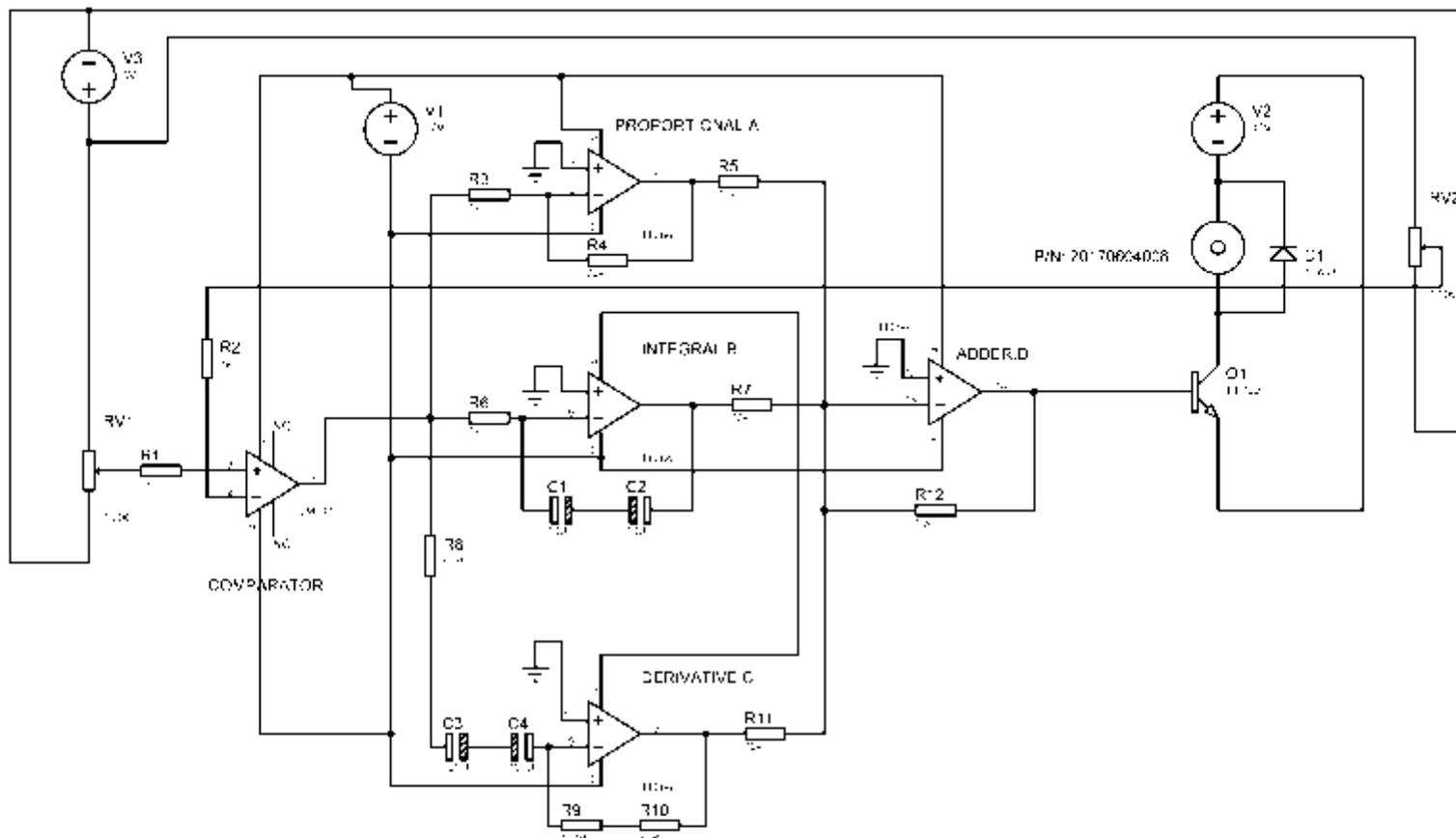


Top view
Scale: 1:2

Engineering Notes
For W Section, that adjustment will be specified in detailed drawings

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		U. SAN BUENAVENTURA			
DRAWN BY J. Moreno		DRAWING TITLE Upper Cap Mount			
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 21/05/2017	SIZE A3	DRAWING NUMBER 13	REV 1	
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017	SCALE 1:2	WEIGHT (kg) 0,16	SHEET 1/1	

H G B A



Engineering notes

1. Precision resistances was selected to use in the circuit
2. The RV1 potentiometer was used as a two-position manual selector, which is selected by the user
3. The RV2 potentiometer is coupled to the motor, to obtain the feedback signal
4. The power supply unit V1, V2 and V3 are explained in diagram in part number 15



This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.

U. SAN BUENAVENTURA

DRAWING TITLE

ELECTRIC DIAGRAM

DRAWN BY D. Torres	DATE 21/05/17
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 22/05/2017
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 21/05/2017

SIZE A3	DRAWING NUMBER 14	REV 1
-------------------	-----------------------------	-----------------

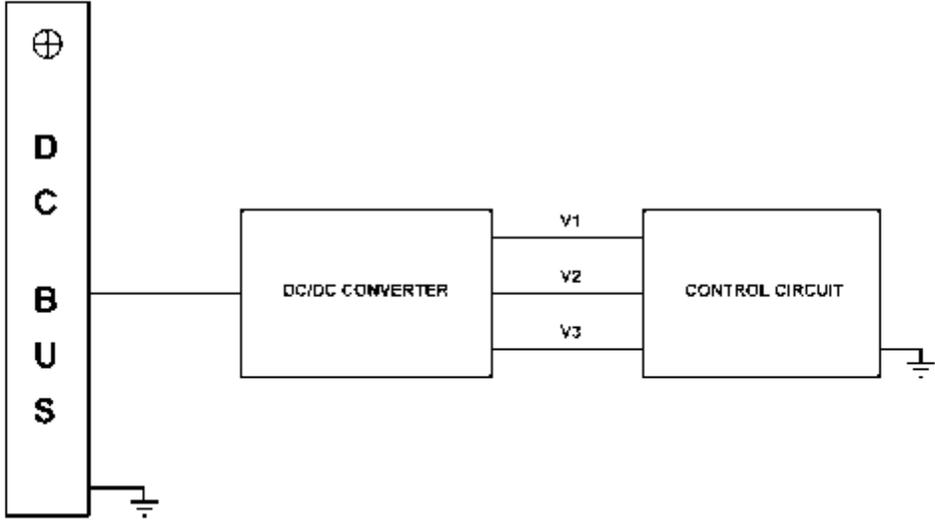
H G F E D C B A

4

3

2

1



Engineering Notes

During the detailed desing stage, the way in which DC/DC converter is selected must be established

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		U. SAN BUENAVENTURA	
DRAWN BY D. Torres		DRAWING TITLE ELECTRIC DIAGRAM POWER SUPPLY	
CHECKED BY Victor Cruz	DATE 21/05/17	SIZE A3	DRAWING NUMBER 15
DESIGNED BY C. Sierra	DATE 22/05/2017	REV 1	
	DATE 21/05/2017		

H G F E D C B A

