

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**“ANÁLISIS DINÁMICO DE ACTUADORES
OLEOHIDRÁULICOS DE TIPO AMORTIGUADO Y
DIFERENCIAL”**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Haefeli T., Juan F.
Paredes L., Nahomy C.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2008

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“ANÁLISIS DINÁMICO DE ACTUADORES OLEOHIDRÁULICOS DEL TIPO AMORTIGUADO Y DIFERENCIAL”

Tutor Académico: Prof. Arturo Gil

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Haefeli T., Juan F.
Paredes L., Nahomy C.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

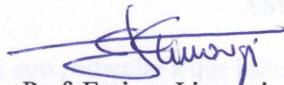
Caracas, 2008

Caracas, Noviembre 2008.

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería de Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Haefeli T., Juan F. y Paredes L., Nahomy C., titulado:

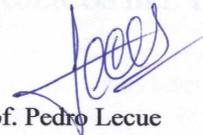
**“ANÁLISIS DINÁMICO DE ACTUADORES
OLEOHIDRÁULICOS DEL TIPO AMORTIGUADO Y
DIFERENCIAL”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el (los) autor (es), lo declaran APROBADO.



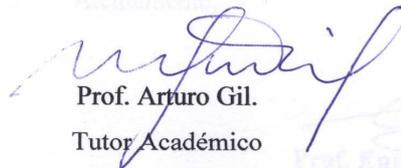
Prof. Enrique Limongi.

Jurado



Prof. Pedro Lecue

Jurado



Prof. Arturo Gil.

Tutor Académico





UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
Departamento de Automática
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Caracas, 07 de noviembre de 2008.

Ciudadana:
Prof. Gerardo Ramirez
Jefe de División de Control de Estudios
Presente.-

Quienes suscriben profesores miembro del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar al alumno **Nahomy Paredes C.I. N° 16.902.624** y **Juan Haefeli C.I. N° 17.117.161**.

MENCION HONORÍFICA

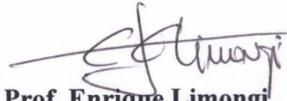
Por la excelencia demostrada en la realización de Trabajo Especial de Grado intitulado:

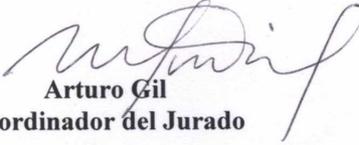
“ANÁLISIS DINÁMICO DE ACTUADORES OLEOHIDRAULICOS DEL TIPO AMORTIGUADO Y DIFERENCIAL”

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de Ud.,

Atentamente,


Prof. Pedro Lecue
Jurado


Prof. Enrique Limongi
Jurado


Arturo Gil
Coordinador del Jurado



DEDICATORIA

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

DEDICATORIA

*A mis padres Juan y Marisol por ser el ejemplo a seguir en mi vida
A mi hermana Virginia por apoyarme siempre en todo momento y ser un orgullo
para mí
A mi mejor amigo Javier Romero, por acompañarme desde la niñez
A mi compa Naho, porque supimos enfrentar los retos juntos
A todos mis amigos, que de una u otra manera intervinieron en este trabajo
Es para Uds.*

Juan

*A mis padres por enseñarme los valores realmente importantes y darme la fuerza,
A mi familia por creer en mí durante todo el recorrido,
A mis Lambda por hacer el viaje tan divertido y ayudarme en tantas ocasiones,
A mis chicas por estar siempre ahí cuando las necesité,
A mis chicos simplemente por estar...*

Naho

AGRADECIMIENTOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

AGRADECIMIENTOS

Queremos agradecer en primer lugar a Dios, por permitirnos llegar a donde estamos ahora.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por formarnos como Ingenieros.

A los profesores Arturo Gil y Enrique Limongi por guiarnos durante la elaboración de este Trabajo Especial de Grado y su disposición en todo momento.

Al profesor Hendryk Albornoz por brindarnos siempre una mano amiga.

A nuestros compañeros durante la carrera, Nelson, Lazlo, Javier, Flor, Yajariyu, Jorge, Rommy, Reinaldo y Bertini, por su apoyo.

A los profesores Jose Barriola y Hans García por compartir sus conocimientos con nosotros cuando los necesitamos.

Al personal de los laboratorios de la Escuela por ayudarnos en tantas oportunidades.

Nuestro mas profundo agradecimiento a todas las personas que colaboraron con nosotros durante este proceso.

Haefeli T., Juan F. y Paredes L., Nahomy C.

**ANÁLISIS DINÁMICO DE ACTUADORES
OLEOHIDRÁULICOS DEL TIPO AMORTIGUADO Y
DIFERENCIAL**

Tutor Académico: Prof. Arturo Gil. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2008. 150 Pág.

Palabras Claves: Actuadores oleohidráulicos, Dinámica, No-Lineal, Control de Sistemas.

Resumen: El objetivo de este trabajo fue analizar el comportamiento dinámico de actuadores oleohidráulicos para aplicaciones en sistemas de control. Se llevó a cabo una metodología del tipo experimental de campo, utilizando el análisis de imágenes de video como método para registrar el comportamiento de un cilindro hidráulico. Se elaboró un sistema hidráulico que constaba de un cilindro diferencial, una electroválvula direccional, un regulador de flujo y dos manómetros implementados en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica. Los datos experimentales extraídos, se compararon con los resultados obtenidos al elaborar un modelo matemático que rige el movimiento del actuador. De esta manera se logró ajustar el modelo al comportamiento real de cilindro oleohidráulico para luego realizar una simulación donde se tomaron aspectos como el estado transitorio inicial y la amortiguación del mismo. Se determinó que la presión del sistema no afecta significativamente el movimiento en la zona estable del cilindro pero sí tiene una repercusión en la zona amortiguada. Las diferencias presentes entre la simulación y comportamiento real del cilindro se deben, principalmente al fenómeno de fricción que no se estudio en este trabajo.

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

°C: Grados Centígrados

A: Amperios

\bar{a} : Vector Aceleración

A_A : área sobre la cual actúa la presión en la cámara del émbolo.

A_B : área sobre la cual actúa la presión en la cámara del vástago.

b: distancia de la cámara al cilindro

B_v : resistencia al flujo debido a la fricción en el sistema.

c: distancia de la escala graduada a la cámara

cm: Centímetros

cm²: centímetros cuadrados

d_c : diámetro interno del cilindro

$e(t)$: señal de error en función del tiempo

E_{oil} : módulo de elasticidad del aceite.

\bar{F} : Vector Resultante de Fuerzas

F_a : Fuerza de amortiguación

F_c : Fuerza de Fricción de Coulomb

F_{ext} : Fuerza externa

F_f : Fuerza de Fricción

F_N : Fuerza Normal

F_s : Fricción Estática

F_{St} : Fricción de Stribeck

g: aceleración de la gravedad.

GPM: Galones por minuto

H: carrera máxima del cilindro.

HP: Caballos de Fuerza

Hz: Hertz

k_a : constante de amortiguación total del sistema.

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

k_c : constante de amortiguación dependiente de la fuerza externa

K_d : ganancia derivativa

K_i : ganancia integral

k_p : Constante de amortiguación dependiente de la presión

K_{pp} : ganancia proporcional

k_q : Constante de amortiguación dependiente del caudal

K_v : factor de amplificación de la válvula.

k_v : Coeficiente de Fricción Viscosa

Kg: Kilogramos

kp: kilopondios

Kp/cm²: Kilopondios sobre centímetros cuadrados

l_p : espesor del émbolo

l/min: litros sobre minuto

m: masa del cilindro, metros

m_{ta} : masa del cilindro según Bröcker

m/s: metros sobre segundo

m³/s: Metros cúbicos sobre segundo

mm: milímetros

mm²/s: Milímetros cuadrados sobre segundo

N: Newtons

P_{sis} : presión del sistema.

Pa: Pascales

psi: Libras sobre pulgada cuadrada

q_1 : caudal de entrada al cilindro.

q_2 : caudal de salida del cilindro.

Q_{eni} : caudal de entrada al cilindro

q_{ext} : caudal de fuga externa

q_{int} : caudal de fuga interna

r.p.m: Revoluciones por minuto

s: segundos

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

t : tiempo

T_d : tiempo derivativo

T_i : tiempo integral

t_o : tiempo inicial

U : valor del voltaje de la servo válvula normalizado.

$u(t)$: señal de control en función del tiempo

V: Voltios

v : Velocidad del pistón

\bar{V} : Vector Velocidad

v_σ : Velocidad de Stribeck

$V_{pipe,A}$: Volumen de la tubería de la cámara A

$V_{pipe,B}$: Volumen de la tubería de la cámara B

V_A : Volumen de la cámara A

V_B : Volumen de la cámara B

V_o : volumen muerto en las tuberías del circuito hidráulico.

VAC: Voltiamperios en corriente continua.

X: Posición medida por la cámara

x_1 : posición del pistón.

x_2 : velocidad del pistón.

x_3 : presión del aceite en la cámara del émbolo.

x_4 : presión del aceite en la cámara del vástago.

X_c : Posición corregida.

$x_{pistón}$: Posición del pistón

$\dot{x}_{pistón}$: Velocidad del pistón.

$\ddot{x}_{pistón}$: Aceleración del pistón

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Símbolos griegos:

α : Angulo de de desviación de la carrera.

δ_v : Gradiente de Velocidad de la Fricción Viscosa

δ_σ : Gradiente de la caída de fricción dependiente de la velocidad

φ : Relación de áreas.

μ : Coeficiente de Fricción de Coulomb

μ m: micrómetros

ÍNDICE GENERAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

ÍNDICE GENERAL

LISTA DE TABLAS	xvi
LISTA DE FIGURAS	xvii
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I Planteamiento del Problema.....	4
Objetivo General	5
Objetivos Específicos.....	5
Antecedentes	6
CAPITULO II Marco Referencial	7
2.1 Oleohidráulica	8
2.1.1 Ventajas de la Oleohidráulica (Vickers; 1984. Ogata; 1993)	11
2.1.2 Desventajas de la Hidráulica (Ogata; 1993).....	13
2.1.3 Fluidos Hidráulicos	14
2.1.4 Normalización de Fluidos	15
2.1.5 Símbolos Gráficos Hidráulicos	16
2.2 Válvulas (Vickers; 1984)	19
2.2.1 Tipos de Válvulas Industriales	19
2.2.2 Válvulas Direccionales.....	20
2.3 Cilindros Hidráulicos	21
2.3.1 Partes de un Cilindro Hidráulico (Vickers; 1984).....	21
2.3.2 Operación de los Cilindros Hidráulicos (Vickers; 1984).....	23
2.3.3 Cilindros Hidráulicos Especiales:	25
2.3.4 Clasificación de los Cilindros Hidráulicos de acuerdo al principio constructivo	28
2.3.5 Fórmulas para aplicaciones de Cilindros Hidráulicos (Vickers; 1984)	29
2.4 Análisis Dinámico	30
2.5 Fricción	31
2.5.1 Fricción Estática.....	32

ÍNDICE GENERAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

2.5.2 Fricción de Coulomb.....	32
2.5.3 Fricción Viscosa.....	32
2.5.4 Fricción de Stribeck	33
2.6 Método del Espacio de Estado para el análisis de sistemas	34
2.7 Teoría de Control	35
2.7.1 Definiciones	35
2.7.2 Acción de control	38
2.7.2.1 Controlador ON-OFF	39
2.7.2.2 Controlador proporcional	41
2.7.2.3 Controlador integral	42
2.7.2.4 Controlador proporcional e integral (PI).....	42
2.7.2.5 Controlador proporcional derivativo (PD)	44
2.7.2.6 Acción de control proporcional integral derivativo (PID)	46
2.7.3 Controladores Hidráulicos	47
2.8 Modelo de Bröker y Lemmen	48
2.9 Modelo de Heinze	52
CAPITULO III Marco Metodológico	55
3.1 Modelo Numérico de un cilindro hidráulico diferencial amortiguado.....	56
3.2 Validación experimental	60
3.2.1 Descripción de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.....	61
3.2.1.1 Características Generales de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.....	61
3.2.1.2 Sistema de potencia de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico .	64
3.2.1.3 Componentes del Panel N°1 de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.....	66
3.2.1.4 Componentes del Panel N°2 de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.....	67
3.2.2 Actividades realizadas sobre la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico	71
3.2.3 Diseño de la Validación Experimental.....	72
3.2.3.1 Método de Análisis de Imágenes de Video.....	73

ÍNDICE GENERAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado	
3.2.3.2 Definición de Variables.....	75
3.2.3.3 Obtención de la data experimental.....	76
CAPITULO IV Resultados y Análisis de Resultados.....	80
4.1 Resultados del Modelo Numérico.....	83
4.2 Resultados Experimentales.....	90
4.3 Validación experimental.....	97
4.4 Valor Agregado.....	99
CAPITULO V Propuesta de Automatización y Control.....	100
CAPITULO VI Conclusiones.....	104
RECOMENDACIONES.....	107
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	109
APÉNDICES.....	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice A: Modelado MATLAB-SIMULINK	¡Error! Marcador no definido.
A.1 Cilindro Hidráulico de doble acción(a).....	¡Error! Marcador no definido.
A.2 Válvula direccional de 4 vías (b).....	¡Error! Marcador no definido.
A.3 Fluido Hidráulico (e).....	¡Error! Marcador no definido.
A.4 Fricción del cilindro (f).....	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice B: Manual de prácticas.....	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 1: Circuito oleohidráulico con variación de presión y caudal.....	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 2: Circuito oleohidráulico con variación de presión y fuerza externa.	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 3: Circuito oleohidráulico con variación de caudal y fuerza externa.	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 4: Calibración de un regulador de flujo.	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 5: Acciones de control en un circuito hidráulico con un actuador lineal	¡Error! Marcador no definido.
Práctica 6: Control de posición un cilindro hidráulico diferencial mediante un PLC.....	¡Error! Marcador no definido.
Apéndice C Cálculo del error de alineación.....	¡Error! Marcador no definido.

ÍNDICE GENERAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Apéndice D: Algoritmos de la Simulación Numérica **¡Error! Marcador no definido.**

 Algoritmo Cilindro Hidráulico Amortiguado **¡Error! Marcador no definido.**

 Algoritmo Cilindro Hidráulico Estado Transitorio **¡Error! Marcador no definido.**

 Algoritmo Cilindro Hidráulico Control de Posición **¡Error! Marcador no definido.**

 Algoritmo Cilindro Hidráulico Control de Velocidad **¡Error! Marcador no definido.**

Apéndice E: Especificaciones del Regulador de Flujo **¡Error! Marcador no definido.**

Apéndice F: Especificaciones de los manómetros .. **¡Error! Marcador no definido.**

Apéndice G: Especificaciones del Controlador **¡Error! Marcador no definido.**

Apéndice H: Especificaciones de la Válvula Motorizada **¡Error! Marcador no definido.**

LISTA DE TABLAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1: Equivalencias entre los diferentes sistemas de clasificación de viscosidad.	15
Tabla 3.1: Componentes Unidad de Potencia	64
Tabla 3.2: Componentes Panel 1.....	66
Tabla 4.1: Presiones Registradas Experimentalmente	81
Tabla 4.2: Velocidades con variación de Presión	84
Tabla 4.3: Velocidades con variación de Caudal	85
Tabla 4.4: Velocidades con variación de Fuerza Externa	86
Tabla 4.5: Velocidades con variación de Sentido	87
Tabla 4.6: Comparación de las velocidades entre el modelo numérico y los datos experimentales.....	97
Tabla A.1: Parámetros necesarios para usar el bloque del cilindro hidráulico de doble acción	¡Error! Marcador no definido.
Tabla A.2: Parámetros necesarios para usar el bloque de la válvula direccional de cuatro vías	¡Error! Marcador no definido.
Tabla A.3: Parámetros necesarios para usar el bloque del actuador de válvula de dos vías	¡Error! Marcador no definido.
Tabla A.4: Parámetros necesarios para usar el bloque del fluido hidráulico	¡Error! Marcador no definido.
Tabla A.5: Parámetros necesarios para usar el bloque de la Fricción del Cilindro	¡Error! Marcador no definido.

LISTA DE FIGURAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Transmisión de Potencia Hidráulica.....	9
Figura 2.2: Sistema hidrodinámico	10
Figura 2.3: Transmisión de la presión de un fluido confinado	11
Figura 2.4: Reversibilidad en actuadores hidráulicos	12
Figura 2.5: Tipos s de líneas usadas en diagramas hidráulicos.....	16
Figura 2.6: Símbolos de componentes giratorios.....	17
Figura 2.7: Simbología de los cilindros	17
Figura 2.8: Simbología de las válvulas	18
Figura 2.9: Esquema de un Cilindro Hidráulico	22
Figura 2.10: Cilindro con amortiguación	27
Figura 2.11: Fuerzas de Fricción vs Velocidad.....	33
Figura 2.12: Diagrama de bloques de un controlador on off sin brecha diferencial... 40	
Figura 2.13: Diagrama de bloques de un controlador on off con brecha diferencial.. 40	
Figura 2.14: Diagrama de bloques de un controlador proporcional.....	41
Figura 2.15: Diagrama de bloques de un controlador integral.....	42
Figura 2.16: Diagrama de bloques de un controlador PI	43
Figura 2.17: Respuesta del controlador PI ante una entrada tipo escalón.....	44
Figura 2.18: Diagrama de bloques de un controlador PD	45
Figura 2.19: Respuesta del controlador PD ante una entrada tipo rampa	45
Figura 2.20: Diagrama de bloques de un controlador PID.....	46
Figura 2.21: Respuesta del controlador PID ante una entrada tipo rampa.....	47
Figura 3.1: Diagrama de cuerpo libre del cilindro.	56
Figura 3.2: Vista frontal y lateral de la unidad de entrenamiento Oleohidráulico.....	62
Figura 3.3: Error de alineación	74
Figura 3.4: Diagrama Hidráulico de la instalación	77
Figura 4.1: Posición del pistón vs Tiempo con variación de presión	84
Figura 4.2: Posición del pistón vs Tiempo con variación de caudal.....	85

LISTA DE FIGURAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Figura 4.3: Posición del pistón vs Tiempo con variación de fuerza externa	86
Figura 4.4: Posición del pistón vs Tiempo con variación de sentido.....	87
Figura 4.5: Posición del pistón vs Tiempo en estado transitorio	88
Figura 4.6: Velocidad del pistón vs Tiempo en estado transitorio.....	89
Figura 4.7: Ensayo A	91
Figura 4.8: Ensayo B.....	92
Figura 4.9: Ensayo E.....	93
Figura 4.10: Comparación Ensayos E y G al Tirar	94
Figura 4.11: Comparación Ensayos D y E al Tirar	95
Figura 5.3: Control de Posición de un cilindro hidraulico para tres valores de posición	103
Figura A.1: Diagrama del sistema hidráulico utilizado.	¡Error! Marcador no definido.
Figura A.2: Librería de Simulink.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura C.1: Valores de cálculo tipo para el error de alineación..	¡Error! Marcador no definido.

INTRODUCCIÓN

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

INTRODUCCIÓN

Los actuadores y dispositivos oleohidráulicos son ampliamente utilizados en la automatización de procesos, ya que los mismos son capaces de mover grandes masas sin la necesidad de utilizar espacios considerables y con un circuito de control apropiado, pueden realizar esta labor de manera automática sin la intervención directa del humano. El análisis dinámico de actuadores oleohidráulicos consiste en el estudio de su movimiento tomando como variables más importantes en este sentido la posición y la velocidad del mismo, que permitirán a futuro poder controlar adecuadamente el actuador para utilizarlo de manera correcta en el área de Automática, muy particularmente en Robótica. Anteriormente elementos oleohidráulicos han sido aplicados en robots submarinos para las construcciones portuarias como plantea Kim et al (2005), en las cuales se requieren la manipulación de grandes cargas o como actuadores en robots flexibles Berznen et al (2007).

Actualmente en la Escuela de Ingeniería Mecánica existe el interés de llevar a cabo investigaciones en el ámbito de control de sistemas oleohidráulicos, con la finalidad de extender el contenido académico en materia de Automática para que futuros estudiantes desarrollen conocimientos sobre esta área que en los últimos años han tomado gran importancia en la industria.

Las bases teóricas para realizar un análisis dinámico de actuadores oleohidráulicos son la Segunda Ley de Newton, que compara las fuerzas aplicadas al actuador con su movimiento; fundamentos básicos de Hidráulica, que permitirán un mayor entendimiento del comportamiento de los fluidos y las fuerzas que pueden aplicar, y la teoría de control, que permitirá establecer el movimiento del actuador.

En conocimiento de las bases teóricas, se procede a investigar el comportamiento de los actuadores según las ecuaciones que rigen a los mismos, para ello se utilizó el

INTRODUCCIÓN

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

software MatLab 2007, el cual permite simular el comportamiento dinámico de los actuadores.

Se plantea una metodología de tipo experimental de campo, debido a que se realizará bajo condiciones controladas, en donde el comportamiento de los actuadores se evaluará ante diferentes variables que pueden ser modificadas por el operador del actuador, como: la presión, el caudal y la carga que debe movilizar el mismo. La investigación propuesta se basa en la relación entre los aspectos antes mencionados. Para lograr este objetivo, se hace uso de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela; dicha unidad fue anteriormente puesta en funcionamiento por Ciullo y Fernández (2000), componente muy importante para el desarrollo de esta investigación.

Se plantea utilizar la técnica de análisis de imágenes de video para la evaluación experimental del comportamiento del actuador, la cual consiste básicamente en tomar un video del movimiento del actuador para analizar la posición del mismo cuadro a cuadro. Una vez recolectada esta información, se procede a comparar estos datos con la data arrojada por las ecuaciones que rigen el comportamiento del actuador, a fin de comprobar la exactitud de los modelos existentes.

El trabajo está dividido en capítulos, en el primer capítulo se plantea el problema de investigación. Se enuncian los objetivos y la importancia del Trabajo Especial de Grado. En el segundo capítulo, se enmarcan las bases teóricas necesarias para desarrollar la investigación, mientras que en el tercer capítulo se plantea el modelo utilizado para la simulación del actuador hidráulico empleando la herramienta Matlab 2007, además se enmarca la metodología experimental a utilizar describiendo todos los equipos y el procedimiento usado para obtener la data experimental. En el cuarto capítulo exponen los resultados de la investigación y se analizan los mismo realizando comparaciones entre grupos de datos de manera clara y precisa. Luego se

INTRODUCCIÓN

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

resumen los principales resultados y aportes de la investigación y se recomiendan acciones a tomar para continuar el presente trabajo de grado.

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Dentro de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela se ha incrementado el interés por el área de automática, la cual ha ido ganando fuerza a nivel laboral en la última década.

El estudio de los actuadores hidráulicos es de suma importancia ya que los mismos generan grandes fuerzas requeridas en una amplia gama de procesos industriales. Este tema no se ha desarrollado suficientemente; autores como Broker y Lemmen (2001), Tar et al (2006) y Heize (2007) han realizado estudios importantes en esta área, al analizar y controlar las ecuaciones que rigen a los actuadores hidráulicos, y en el caso del último, realizar comparaciones físicas. Sin embargo, no existe un trabajo previo acerca de los actuadores que se encuentran en la Escuela de la Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela y por lo tanto el estudio experimental de los mismos significa un aporte sobre esta rama.

Para el debido control de los actuadores es necesario conocer con exactitud el comportamiento del mismo, entendiéndose la posición y la velocidad que desarrollan, al realizar cambios en el flujo que reciban, la presión que soporten o la carga que deban movilizar. El problema que se plantea es precisamente analizar qué relaciones guardan las variables anteriormente descritas.

El desarrollar modelos matemáticos que simulen el comportamiento dinámico de los actuadores es indispensable para la implementación de algoritmos de control que regulen las variaciones presentes en los dispositivos y permitan el diseño de automatismos basados en sistemas oleohidráulicos. Adicionalmente existe una escasa experiencia en el estudio del comportamiento transitorio de dispositivos oleohidráulicos.

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

La importancia de este estudio radica principalmente en iniciar una nueva línea de investigación, abriendo el camino de la automatización de los actuadores hidráulicos para su posterior aplicación en diversas áreas de la ingeniería mecánica como producción, diseño y energética y automática. Adicionalmente, sirve como base para el desarrollo de trabajos futuros que se realicen en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.

Objetivo General

Analizar el comportamiento dinámico de actuadores oleohidráulicos para aplicaciones en sistemas de control.

Objetivos Específicos

- Reactivar la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.
- Describir el modelo matemático del comportamiento dinámico de actuadores oleohidráulicos del tipo amortiguado y diferencial.
- Desarrollar un modelo de simulación numérico de actuadores oleohidráulicos.
- Validar el modelo de simulación propuesto mediante experimentaciones en la unidad de entrenamiento oleohidráulico.
- Proponer una arquitectura de automatización y control de posición para un actuador oleohidráulico.
- Simular la estrategia de control de actuadores oleohidráulicos para la estabilización de posición.

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Antecedentes

Bröcker, M. Lemmen, M. “Nonlinear Control Methods for Disturbance Rejection on a hydraulically driven flexible Robot” (2001)

El objetivo de este trabajo fue aplicar controladores no lineales a un cilindro hidráulico para contrarrestar los efectos de la fuerza externa en un robot controlado hidráulicamente.

Fernandez H. Fanny L, y Ciullo G. Rocco N. “Puesta en funcionamiento de la unidad de entrenamiento oleohidráulico para el laboratorio de automatización de procesos” (2000)

El objetivo de este trabajo fue realizar la puesta en funcionamiento de una unidad de entrenamiento oleohidráulicos, con el fin de implementar un laboratorio para la asignatura Automatización de Procesos en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

Heinze, A. “Modelling, simulation and control of a hydraulic crane” (2007)

El objetivo de esta tesis fue desarrollar un modelo que representa la dinámica de un brazo hidráulico para aplicaciones forestales, también se logro estimar la fricción dentro de los actuadores.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO II MARCO REFERENCIAL

Después de definir los objetivos y antecedentes del Trabajo Especial de Grado, es necesario presentar los fundamentos teóricos que sustentan los estudios realizados. De tal manera se introducen conceptos que serán empleados para desarrollar el estudio en cuestión. Se tratarán los fundamentos básicos de oleohidráulica, así como también los componentes principales de este tipo de sistemas. Además, se abordará el tema de análisis dinámico y las fuerzas que se deben tomar en cuenta en el mismo, realizando mayor énfasis en el estudio de la fuerza de fricción por ser un fenómeno de mayor complejidad. También se tratará la teoría fundamental de control para manejar variables y de los principales controladores que encontramos en la industria, resaltando el funcionamiento de los controladores hidráulicos.

Por otro lado, se presentarán los modelos matemáticos que respaldan la investigación realizada, como es el trabajo de Bröcker y Lemmen (2001) donde tratan métodos de control no lineal para robots flexibles manejados hidráulicamente y el trabajo de Heinze (2007) que realiza modelado, simulación y control de un brazo hidráulico. De ambas publicaciones se tomarán en cuenta aspectos referentes a sistemas hidráulicos y específicamente de cilindros hidráulicos, que son el objeto de estudio de esta investigación.

En el marco referencial, se enfatiza el tema de Oleohidráulica ya que a lo largo del presente estudio se trabaja con sistemas de este tipo y es necesario introducir los elementos principales presentes en los mismos. Luego de hacer una descripción general de los fundamentos de oleohidráulica, se tratarán específicamente las particularidades de válvulas y cilindros hidráulicos.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

2.1 Oleohidráulica

La oleohidráulica engloba el conjunto de técnicas para la transmisión de la energía, su control y regulación, tanto para el mando de fuerzas como el de movimientos, destinadas al gobierno de dispositivos mediante aceite. La oleohidráulica es un sistema para la transmisión de energía que utiliza un fluido como medio transmisor. La energía generada en un dispositivo distante es transmitida a través de una línea y utilizada localmente por actuadores, motores, y otros elementos de trabajo, para realizar una determinada función última o facilitar el desempeño de tal función a otro mecanismo.

La oleohidráulica es la tecnología más utilizada cuando se pretende transmitir grandes esfuerzos con mecanismos compactos y fácilmente regulables. En aplicaciones de movimiento lineal y fuerzas elevadas los actuadores oleohidráulicos están muy extendidos debido a su facilidad de instalación y a que, en muchas ocasiones, son la única alternativa práctica dada su gran densidad de energía.

Las tendencias observadas en el sector oleohidráulico por componentes y aplicaciones incluyen la regulación mediante válvulas proporcionales de presión o caudal con control digital, la utilización de fluidos acuosos o de origen vegetal, la facilidad de mantenimiento global y la irrupción de nuevos materiales cerámicos.

Uno de los principios básicos de la oleohidráulica lo constituye la Ley de Pascal, enunciada sencillamente, según Vickers (1984): “La presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas normalmente en las paredes del recipiente”.

Por otra parte, el sistema hidráulico por si solo no es una fuente de potencia sino que se requiere un componente de entrada como es la bomba que se pone en

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

funcionamiento con un accionador primario o motor. De esta manera se obtiene trabajo mediante los actuadores bien sean lineales o rotativos. En la *Figura 2.1* se presenta un esquema de transmisión de potencia para ambos tipo de actuador.

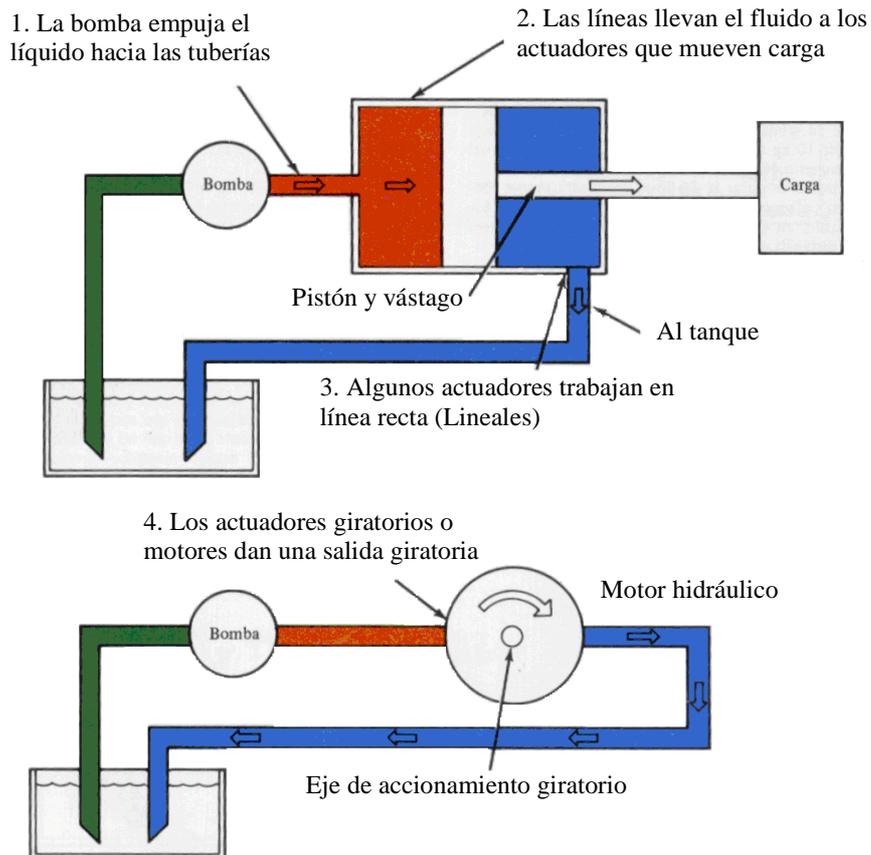


Figura 2.1: Transmisión de Potencia Hidráulica

Tanto para el actuador lineal como para el rotativo, el accionador primario o motor pone en funcionamiento a la bomba y esta lleva el fluido al actuador transmitiéndole energía.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

En la hidráulica deben diferenciarse dos tipos de sistemas, (Vickers; 1984):

- a) **Sistemas Hidrodinámicos:** utilizan el impacto o energía cinética del líquido para transmitir energía. Para que un cuerpo adquiera energía cinética, es decir, para ponerlo en movimiento, es necesario aplicarle una fuerza. Cuanto mayor sea el tiempo que esté actuando dicha fuerza, mayor será la velocidad del cuerpo y, por lo tanto, su energía cinética será también mayor. En la *Figura 2.2* se presenta una turbina accionada por la energía cinética aportada por el fluido.

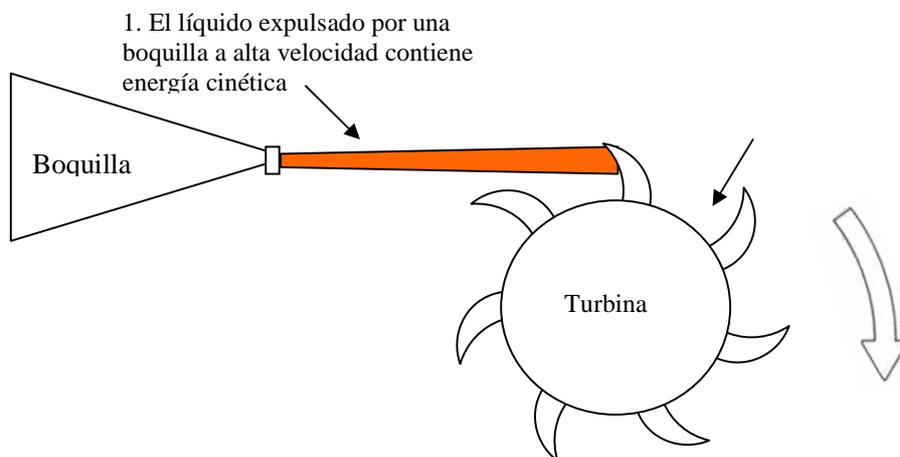


Figura 2.2: Sistema hidrodinámico

- b) **Sistemas Hidrostáticos:** se accionan por la fuerza aplicada de un líquido confinado a un recipiente cerrado, siendo la presión la fuerza aplicada por unidad de superficie. La presión se origina cuando el caudal encuentra resistencia, que puede ser debida a la carga del actuador o a una restricción en las tuberías. Si el peso aumenta, también lo hace la presión. Es necesario conocer la presión para determinar la fuerza total ejercida sobre una superficie. Generalmente se expresa esta presión en Pascales y se define como el cociente entre la componente normal de la fuerza sobre una superficie y el

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

área de dicha superficie. En la *Figura 2.3* se presenta un esquema donde se observa la relación entre fuerza y área de aplicación.

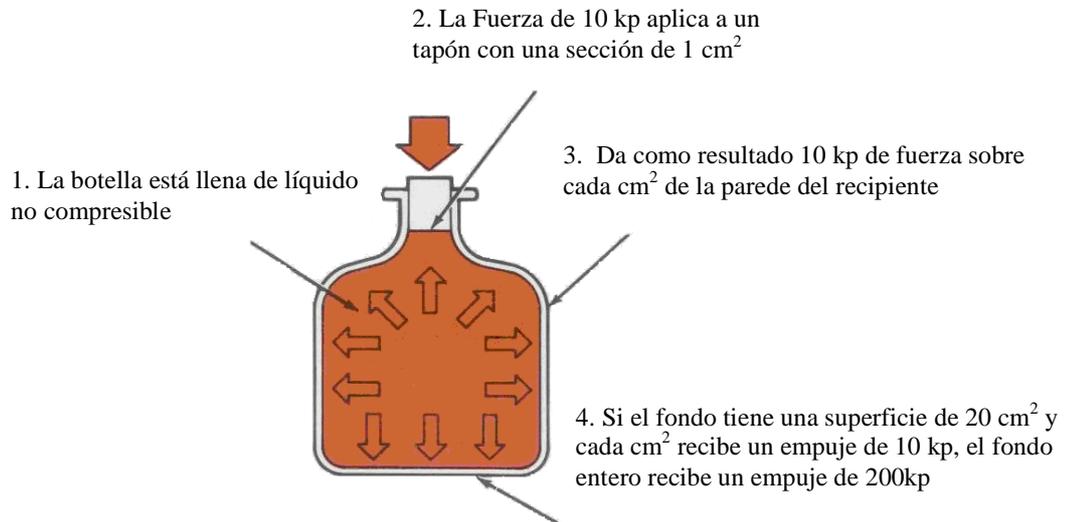


Figura 2.3: Transmisión de la presión de un fluido confinado

Este tipo de sistemas tiene una serie de características que le proporcionan ventajas respecto a los otros métodos de transmisión de energía y estas se presentan a continuación.

2.1.1 Ventajas de la Oleohidráulica (Vickers; 1984. Ogata; 1993)

- a) El fluido oleohidráulico actúa como lubricante del sistema en sí.
- b) Los sistemas oleohidráulicos poseen protección simple contra sobrecarga al instalársele una válvula limitadora de presión del sistema.
- c) Los componentes oleohidráulicos pueden proporcionar una potencia de salida elevada con pesos y tamaños relativamente pequeños.
- d) Un actuador oleohidráulico puede quedar bloqueado sin producir daños al estar sobrecargados y arrancar inmediatamente cuando se disminuya la presión.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- e) Los actuadores oleohidráulicos pueden invertirse instantáneamente, en pleno movimiento como se explica en la *Figura 2.4*.

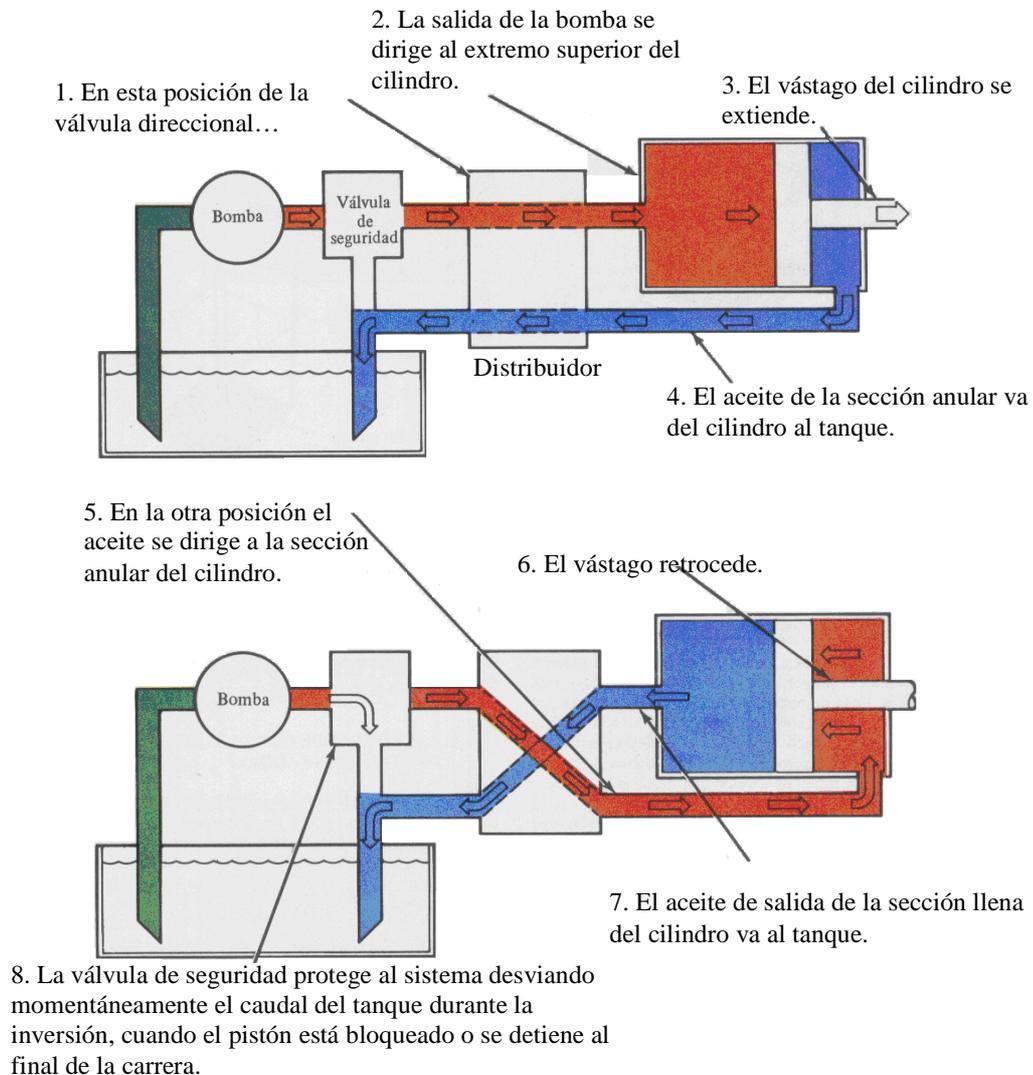


Figura 2.4: Reversibilidad en actuadores hidráulicos

- f) Los actuadores oleohidráulicos pueden operarse, sin sufrir daño, en forma: continua, intermitente, reversa o frenado.
- g) El actuador de un sistema oleohidráulico puede moverse a velocidades infinitamente variables, modificando el suministro de la bomba o usando una

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

válvula de control de caudal. Además la caída de velocidad al aplicar cargas es pequeña debido a las bajas pérdidas.

En líneas generales, estas características hacen que los sistemas oleohidráulicos sean competitivos en la industria. Sin embargo, existen ciertos aspectos presentes en dichos sistemas y en la hidráulica en general que resultan desventajosos a la hora de evaluar este tipo de sistemas y compararlos con otros como los eléctricos o los neumáticos. Estos aspectos se presentan a continuación.

2.1.2 Desventajas de la Hidráulica (Ogata; 1993)

- a) No se dispone de potencia hidráulica u oleohidráulica tan fácilmente como de la potencia eléctrica.
- b) El costo relativo de un sistema oleohidráulico es superior al de un sistema eléctrico que realiza una función similar.
- c) Dependiendo del fluido, puede existir riesgo de incendio y explosión.
- d) Las fugas son comunes y por lo tanto el sistema tiende a ser sucio.
- e) El aceite contaminado puede causar fallas en el correcto funcionamiento de un sistema oleohidráulico.
- f) El diseño de sistemas oleohidráulicos sofisticados es bastante complejo debido a las no linealidades presentes.
- g) En los circuitos hidráulicos pueden aparecer inestabilidades intermitentes debido a las características pobres de amortiguación, por esta razón es necesario ser rigurosos en el diseño.

A pesar de estos aspectos, los sistemas hidráulicos son utilizados para aplicaciones específicas donde las características nombradas anteriormente no son indispensables y se requieren otras especificaciones. Sin embargo, los sistemas hidráulicos no sustituirán los eléctricos ni de otros tipos, solo que se continúen explotando las ventajas y reduciendo los aspectos negativos de los mismos.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Como se dijo anteriormente una de las ventajas principales de la oleohidráulica es que el fluido de trabajo funciona también como lubricante de los componentes del sistema, pero para que dicho fluido aporte estos beneficios debe contar con una serie de especificaciones que serán tratadas a continuación.

2.1.3 Fluidos Hidráulicos

Los sistemas hidráulicos funcionan con fluidos incompresibles para poder transmitir energía instantáneamente. Generalmente el líquido de trabajo es agua, sin embargo, actualmente se utiliza con más frecuencia el aceite proveniente del petróleo y el aceite obtenido sintéticamente ya que transmiten energía fácilmente porque su compresibilidad es despreciable en la mayoría de los sistemas. Además poseen una alta capacidad lubricante y de esta manera le otorgan a todos los componentes del sistema la lubricación que requieren.

El fluido oleohidráulico posee cuatro objetivos fundamentales que son los siguientes (Vickers; 1984):

- a) **Transmisión de potencia:** para ello debe poder circular fácilmente por la líneas y elementos del sistema, además de ser lo mas incompresible posible.
- b) **Lubricación:** para que los componentes del sistema tengan una larga vida útil. El aceite debe contener aditivos necesarios para garantizar características contra el desgaste.
- c) **Estanqueidad:** el ajuste mecánico y la viscosidad del aceite determinan el porcentaje de fugas.
- d) **Enfriamiento:** el líquido circula por las líneas y paredes disipando el calor generado.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Al cumplir con estos objetivos, el fluido hidráulico se convierte en el componente más importante de este tipo de sistemas. En este sentido se hace necesario que los fluidos cumplan con parámetros estándares para su regulación y denominación.

2.1.4 Normalización de Fluidos

Los fabricantes de fluidos hidráulicos, aceite generalmente, utilizan estándares internacionales para ofrecer sus productos en el mercado. Uno de los criterios de clasificación mas utilizados toma en cuenta la viscosidad del fluido (Albarracín; 2003). Las normas más comunes que rigen esta clasificación son las normas ISO, AGMA y SAE. El número del grado ISO representa la viscosidad del fluido en centistokes (mm^2/s). A continuación se presenta una tabla con las equivalencias entre las distintas normas.

Tabla 2.1: Equivalencias entre los diferentes sistemas de clasificación de viscosidad.

Grado ISO	Grado ASTM	Grado AGMA	Grado SAE			
			Motor		Engranajes	
			Unigrado	Multigrado	Unigrado	Multigrado
10						
15	75					
22	105		OW, 5W		75W	
32	150					
46	215	1	10, 15W			
68, 68EP	315	2, 2EP	20W, 20	10W30, 20W20	80, 80W	
100, 100EP	465	3, 3EP	25W, 30	5W50, 15W40		
150, 150EP	700	4, 4EP	40	15W50, 20W40		
220, 220EP	1000	5, 5EP	50		90	85W90
320, 320EP	1500	6, 6EP				85W140
460, 460EP, 460C	2150	7, 7EP			140	
680, 680EP, 680C	3150	8, 8EP				

En cualquier aplicación industrial se utilizan fluidos normalizados y con cualquiera de sus denominaciones se pueden obtener las propiedades de los mismos. También es necesario lograr uniformidad a la hora de elaborar esquemas de sistemas hidráulicos,

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

por esta razón existen una serie de símbolos gráficos universales que serán introducidos a continuación

2.1.5 Símbolos Gráficos Hidráulicos

Los circuitos hidráulicos pueden representarse en planos de distintas maneras. Puede apreciarse un esquema de la forma externa del componente, un corte seccional, un diagrama gráfico o una combinación de las anteriores, siendo los símbolos y diagramas gráficos los mas utilizados en la industria. A continuación se presentan los elementos usados en diagramas gráficos (Vickers, 1984):

- a) **Líneas:** tuberías, tubos y pasos hidráulicos se representan con líneas simples. Las líneas de trazo continuo son para el caudal principal del sistema. Las líneas piloto o de trazo largos interrumpidos llevan el fluido que se utiliza para controlar el funcionamiento de una válvula u otro componente. Las líneas de drenaje o de trazos cortos interrumpidos llevan el aceite de drenaje al tanque. En la *Figura 2.5* se muestra un esquema de los tipos diferentes de líneas.

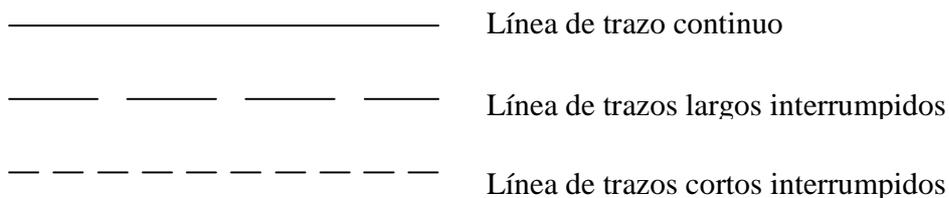


Figura 2.5: Tipos s de líneas usadas en diagramas hidráulicos.

- b) **Componentes Giratorios:** se representan básicamente con un círculo. Se utilizan triángulos para indicar las fuentes de energía. Ver *Figura 2.6*

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

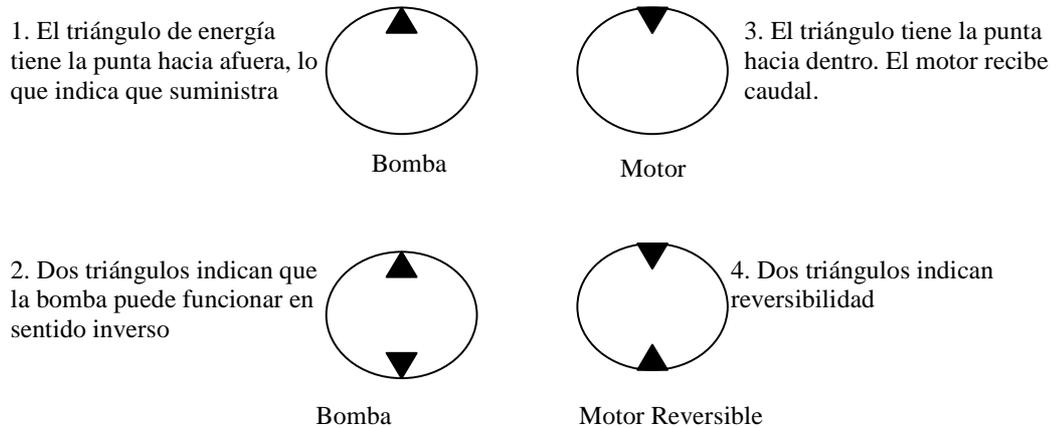


Figura 2.6: Símbolos de componentes giratorios

- c) **Cilindros:** se dibujan como rectángulos indicando el pistón y el vástago además de las conexiones de los orificios como se observa en la *Figura 2.7*.

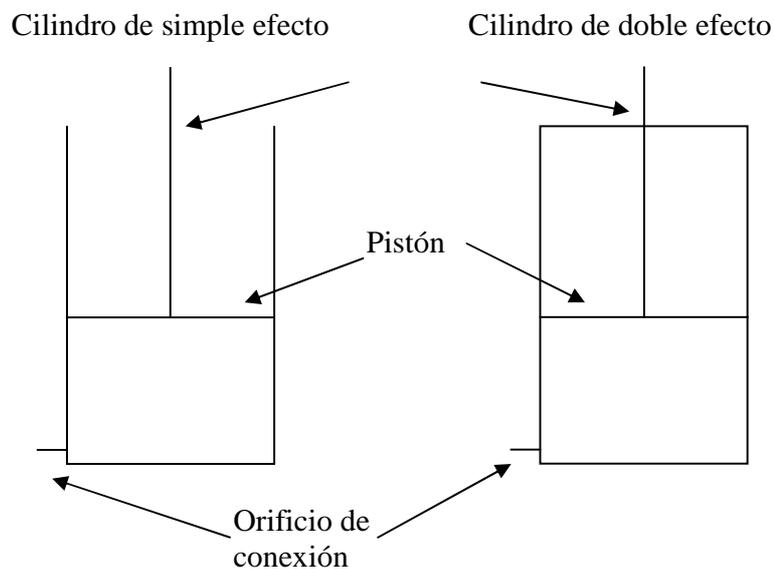
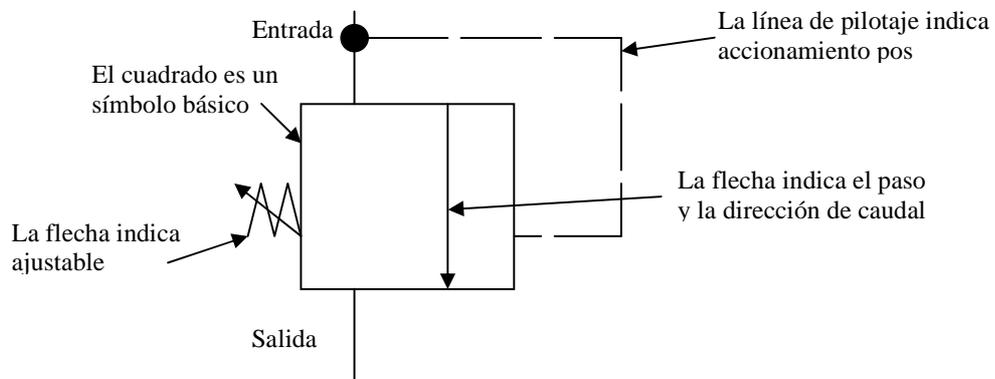


Figura 2.7: Simbología de los cilindros

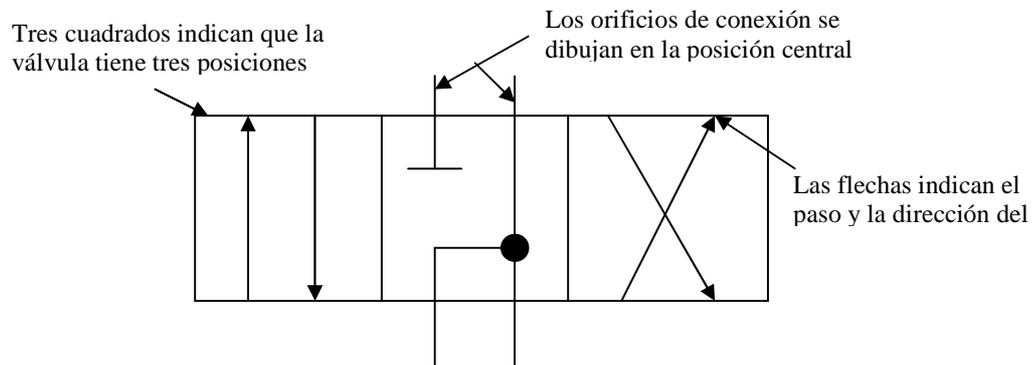
- d) **Válvulas:** se representan mediante un cuadrado denominado envoltura. Se añaden flechas para indicar paso y dirección del caudal. Ver *Figura 2.8*.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado



Válvula de Seguridad (Infinitas Posiciones)



Válvula de Distribuidora (Tres Posiciones)

Figura 2.8: Simbología de las válvulas

- e) **Tanques:** el depósito se dibuja como un rectángulo abierto en su parte superior. Las líneas de conexión se dibujan hasta el fondo del símbolo cuando las tuberías llegan bajo el nivel del líquido.

La simbología de los componentes hidráulicos es indispensable para la elaboración de planos de sistemas completos. En estos sistemas hidráulicos se encuentran al mismo tiempo todo tipo de elementos como actuadores, reguladores, instrumentos de medición, tuberías para las líneas de fluido entre otros, y ese hace indispensable la diferenciación de cada componente para la correcta interpretación del plano. Unos de

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

los elementos presentes en todos los sistemas hidráulicos industriales son las válvulas, ya que tienen múltiples aplicaciones dentro de los circuitos. A continuación se presenta una descripción de ellas.

2.2 Válvulas (Vickers; 1984)

Son dispositivos mecánicos cuya función es la de controlar los fluidos en un sistema de tuberías. En otras palabras, son los componentes de tuberías que permiten actuar sobre el fluido por apertura, cierre u obstrucción parcial de la zona del paso o por derivación o mezcla del mismo.

2.2.1 Tipos de Válvulas Industriales

Existen varias clasificaciones de válvulas según varios aspectos, sin embargo, en función de su propósito de aplicación podemos encontrar una primera clasificación de la siguiente forma:

- a) **Aislamiento:** su objetivo es interrumpir el flujo de la línea en de forma total y cuando sea preciso.
- b) **Retención:** se utilizan para impedir que el flujo no retroceda hacia la zona presurizada cuando esta decrece o desaparece.
- c) **Regulación:** Su misión es modificar el flujo en cuanto a cantidad, desviarlo, mezclarlo o accionarlo de forma automática.
- d) **Seguridad:** Utilizadas para proteger equipos y personal contra la sobre presión.

Estas serían las distintas funciones que pueden realizar las válvulas en un sistema hidráulico, sin embargo, la estructura de funcionamiento de las mismas es bastante similar. Existe un tipo de válvula muy usado en la industria ya que estas pueden

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

llevar a cabo varias funciones de las anteriores, dichas válvulas se denominan direccionales y se introducen a continuación.

2.2.2 Válvulas Direccionales

Se usan para controlar la dirección del caudal. Aunque todas realizan esta función varían significativamente en construcción y funcionamiento y pueden ser clasificadas, de acuerdo a sus características principales, de la siguiente manera:

- a) **Tipo de Elemento interno:** obturador, corredera rotativa o deslizante.
- b) **Métodos de actuación:** levas, émbolos, palancas manuales, mecánicos, solenoides eléctricos, presión hidráulica y combinación de los anteriores.
- c) **Número de Vías:** dos, tres, cuatro, múltiples vías.
- d) **Tamaño:** tamaño nominal de las tuberías conectadas a la válvula o a su placa base, o caudal nominal.
- e) **Conexiones:** roscas cónicas, cilíndricas, bridas y placas base.

La mayoría de las válvulas direccionales industriales son de posición definida, es decir, que controlan el paso del caudal abriendo o cerrando pasajes en posiciones definidas de la válvula. El símbolo gráfico para una válvula direccional contiene una envoltura definida, mostrando las direcciones del caudal en dicha posición.

Aunque estas válvulas tienen muchas aplicaciones, poseen ciertas limitaciones en cuanto a las posiciones de las mismas. Son rígidas, en el sentido que tienen un número de vías determinado y es invariable. Si se requiere más vías en una instalación hidráulica, se deben agregar otras válvulas y esto incluye más tuberías e incorporación de otros elementos. Para solventar este tipo de problemas, se pueden encontrar otro tipo de válvulas industriales denominadas servoválvulas que tienen infinitas posiciones y pueden controlar a la vez cantidad y dirección del caudal.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Estos no son los únicos tipos de válvulas que pueden encontrarse en los sistemas industriales, sin embargo, tanto con las válvulas direccionales como con las servoválvulas se puede controlar el paso de fluido a un actuador hidráulico bien sea lineal o rotacional, y de esta manera pueden construirse circuitos oleohidráulicos sencillos. Ahora que se tienen las nociones básicas de funcionamiento de las válvulas, se procederá a hablar de cilindros hidráulicos que son los actuadores lineales presentes en estos sistemas.

2.3 Cilindros Hidráulicos

Un cilindro hidráulico, también llamado un motor hidráulico lineal, es un actuador mecánico que se utiliza para proporcionar una fuerza lineal a través de un movimiento lineal. Ya que este dispositivo se acciona por la fuerza que ejerce un líquido confinado, representa un sistema hidráulico hidrostático (Vickers; 1984). Tiene muchos usos, notablemente en vehículos de transporte y elevación. Al introducir los cilindros hidráulicos, se tomará en cuenta su operación, sus aplicaciones y su clasificación, teniendo especial interés en explicar el funcionamiento de los cilindros hidráulicos amortiguados pues son objeto del presente estudio.

Se deben diferenciar una serie de elementos dentro un cilindro hidráulico para lograr conocer su funcionamiento. Dichos componentes se presentan a continuación.

2.3.1 Partes de un Cilindro Hidráulico (Vickers; 1984)

Un cilindro hidráulico contiene básicamente las partes mostradas en la *Figura 2.9*:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

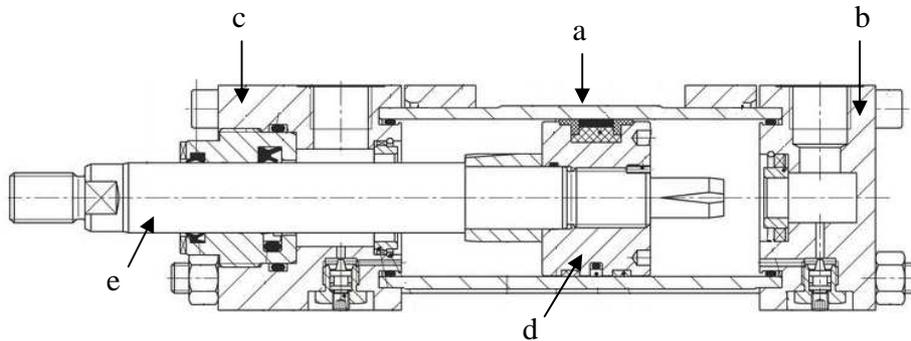


Figura 2.9: Esquema de un Cilindro Hidráulico

A continuación se presenta una breve explicación de las partes fundamentales del cilindro hidráulico.

- a) **Cuerpo de cilindro:** es una tubería forjada gruesa que debe ser maquinada internamente.
- b) **El fondo del cilindro:** en la mayoría de los cilindros hidráulicos, el cuerpo y el fondo se sueldan entre si. Esto puede dañar el interior del cuerpo. Por lo tanto es mejor tener una conexión atornillada o a través de bridas. En este caso también el cuerpo del cilindro se puede mantener y/o reparar en futuro.
- c) **Cabeza del Cilindro:** está conectada a veces con el cuerpo a través de una cerradura simple (para los cilindros simples). Sin embargo, en general la conexión se atornilla o se realiza a través de brida. Las conexiones de brida son las más eficientes, pero también son las más costosas. Las bridas tienen que ser soldadas con la tubería antes de trabajar con la máquina. La ventaja de este tipo de conexión es que está apertada y es simple de desmontar. Para tamaños más grandes del cilindro, la desconexión de un tornillo con un diámetro de 300 a 600 milímetros puede ser un problema grande así como la alineación durante el montaje.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- d) **Émbolo:** es la pieza de forma cilíndrica que se ajusta dentro del cuerpo del cilindro y transmite o recibe movimiento mediante un vástago conectado a la misma
- e) **Vástago:** es una pieza también de forma cilíndrica, de diámetro constante que se utiliza para transmitir el empuje en los cilindros hidráulicos. Es de menor diámetro que el émbolo y la relación entre los diámetros determinará la diferencia de áreas presentes dentro del cilindro. El conjunto formado por el émbolo y el vástago se denomina pistón:

Estos son los elementos básicos presentes en un cilindro hidráulico, sin embargo, existen otros componentes que se encuentran siempre en estos dispositivos como las junta de unión entre las piezas, los anillos, las bridas, los reguladores de amortiguación, y las estructuras para fijar el cilindro.

Conociendo los elementos fundamentales que conforman la estructura de un cilindro hidráulico, puede entenderse mejor el principio de operación del mismo. El funcionamiento de este tipo de actuadores se presenta a continuación.

2.3.2 Operación de los Cilindros Hidráulicos (Vickers; 1984)

Los cilindros hidráulicos consiguen su energía del fluido hidráulico presurizado, que es por lo general aceite. En el cuerpo del cilindro el pistón se conecta con un vástago que se encuentra en movimiento. El cuerpo es cerrado por el fondo del cilindro y el vástago pasa por la cabeza al realizar su movimiento.

El pistón divide el interior del cilindro en dos compartimientos o cámaras. La presión hidráulica actúa sobre el pistón para hacer el trabajo.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Un cilindro hidráulico es el actuador o el lado “motor” de un mecanismo. El lado “generador” del sistema hidráulico es la bomba hidráulica, esta trae un flujo fijo o regulado de aceite en el mismo. Los soportes de montaje o las articulaciones se montan al fondo del cilindro y en el vástago.

Para un cilindro de doble efecto, cuando se bombea aceite a una cámara del cilindro hidráulico, el pistón comienza a moverse hacia el lado opuesto. El pistón empuja el aceite en el otro compartimiento de nuevo al depósito. Si se asume que la presión del aceite en el compartimiento del vástago es cero, la fuerza en el vástago es iguala a la presión en el cilindro por el área del émbolo. Lo mismo ocurre en la otra dirección. De esta manera el cilindro hidráulico puede realizar dos movimientos, empujar cuando el aceite ejerce presión en la cámara del émbolo, y tirar cuando el fluido ejerce presión en la cámara del vástago. En ambos casos se debe evitar transmitir momento de flexión al cilindro.

En un cilindro simple, el mecanismo para el retorno del cilindro a su posición original funciona con un resorte. Dicho resorte realiza trabajo cuando la fuerza ejercida por el fluido es menor a la fuerza elástica.

Ya se han mencionados varios tipos de cilindros cuya clasificación viene dada precisamente de acuerdo a su operación, tal es el caso de los Cilindros Simples y los Cilindros de Doble Efecto, sin embargo de acuerdo a sus aplicaciones específicas, estos elementos pueden presentar ciertas particularidades y poseen otras denominaciones debido a que son variaciones de un cilindro básico. Estos tipos actuadores se encuentran dentro de los denominados Cilindros Hidráulicos Especiales y son presentados a continuación.

2.3.3 Cilindros Hidráulicos Especiales:

Los cilindros hidráulicos especiales incluyen cambios en la estructura tradicional de este tipo de actuadores y por lo tanto el funcionamiento varía de acuerdo a sus rasgos específicos. Entre ellos podemos encontrar los cilindros telescópicos, de émbolo, diferenciales y amortiguados.

a) Cilindro Telescópico:

La longitud de un cilindro hidráulico es el total de su carrera, el grueso del pistón, el grueso del fondo y cabeza y la longitud de las conexiones. Esta longitud no cabe a menudo en la máquina. Se utiliza una sucesión de cilindros con sus cuerpos y vástagos para lograr un alcance mayor. Si llamamos un cilindro normal “una carrera”, los cilindros telescópicos pueden ser dos, tres, cuatro, cinco o hasta seis carreras. En general los cilindros telescópicos son mucho más costosos que los y en su mayoría son de acción simple aunque pueden ser diseñados y ser fabricados especialmente para tener efecto doble.

b) Cilindro diferencial:

Los cilindros diferenciales poseen áreas distintas sometidas a presión durante el movimiento, dicha diferencia se debe al área del vástago. En estos cilindros el movimiento de avance es más lento que el de retorno, pero pueden ejercer una fuerza mayor. Un cilindro diferencial puede ser manufacturado como un cilindro normal, y solamente se agrega un control especial.

c) Cilindros Amortiguados:

Ya sean máquinas industriales o móviles que usan cilindros hidráulicos es inevitable que ocurran choques entre el cilindro y la cámara que lo rodea. Reducir la velocidad del pistón cuando este se aproxima al final de su carrera disminuye los esfuerzos en los componentes del cilindro y reduce la vibración transmitida a la estructura de la máquina. Esto se llama amortiguamiento del cilindro.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

El amortiguamiento ideal ocurre cuando toda la energía cinética es disipada para desacelerar el pistón a exactamente la velocidad cero cuando llega al fin de su recorrido.

Los parámetros hidráulicos y de movimiento relevantes al amortiguamiento son:

- Cambios suaves en la velocidad.
- Restricciones en los choques hidráulicos.
- Menos restricciones en los choques mecánicos.
- Ruido hidráulico (turbulencia).
- Ruido mecánico (roce e impacto).

El amortiguamiento ideal no puede ser obtenido con un cilindro sobreamortiguado porque los efectos del amortiguamiento empeoraran cada vez más. Se pueden tomar tres acciones para solucionar este problema:

- Incrementar la velocidad del pistón
- Reducir la presión de operación
- Incrementar la masa que se moverá

Si impactos severos ocurren sin importar el ajuste del amortiguamiento, el cilindro esta subamortiguado, para corregir esto se toman las acciones opuestas a cuando se encuentra sobreamortiguado:

- Reducir la velocidad del pistón.
- Incrementar la presión de operación.
- Reducir la masa que se moverá.
- Incorporar absorbedores de impacto en el arreglo del cilindro.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Saber las presiones de operación, las características del cilindro, y la masa específica de carga son el primer paso para asegurar que la velocidad del pistón se encuentra en las graficas de amortiguamiento del catálogo del fabricante. El ajuste de fabrica podría proveer mucho amortiguamiento haciendo difícil el ciclado rápido.

Generalmente, el dispositivo de amortiguación utilizado se instala en uno o ambos extremos del cilindro. Un tipo de amortiguador comúnmente usado consiste en una extensión cónica del vástago y del émbolo que se introduce en un orificio de la tapa, restringiendo así el caudal de retorno al tanque. Durante los últimos instantes de la carrera, el aceite desplazado se descarga a través del orificio ajustable. Para esto se incluye una válvula antirretorno para obtener el paso libre del aceite en sentido contrario. El funcionamiento de este tipo de amortiguación presente en los cilindros hidráulicos, se muestra en la siguiente *Figura 2.10*.

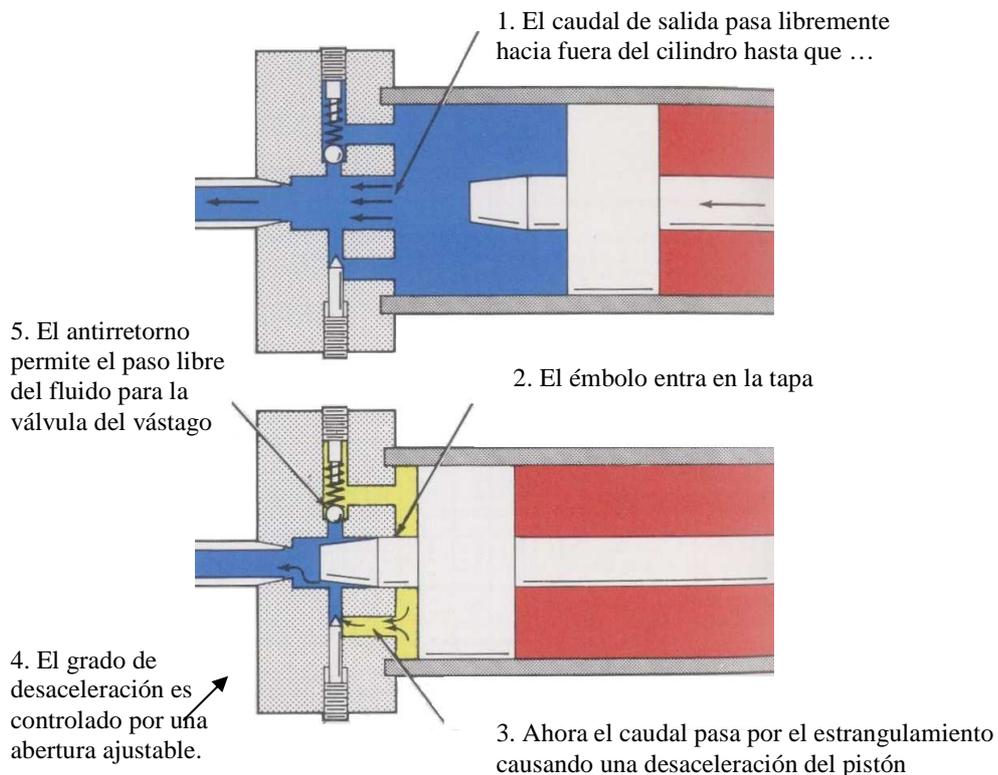


Figura 2.10: Cilindro con amortiguación

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

La importancia de los cilindros amortiguados reside en reducir los efectos de los esfuerzos presentes en los mismos, no solo para ser utilizados en aplicaciones que ameriten suavidad en sus movimientos, si no también para alargar la vida útil de estos elementos.

Al hablar de Cilindros Hidráulicos Especiales, se hace énfasis en particularidades del funcionamiento de los cilindros pero no se toma en cuenta su clasificación de acuerdo a la forma en que se construyen dichos elementos. Sin embargo, este principio de construcción determina, en gran parte, el rango de aplicaciones que tendrán los cilindros. A continuación se presenta esta clasificación.

2.3.4 Clasificación de los Cilindros Hidráulicos de acuerdo al principio constructivo

Actualmente se desarrollan dos principios constructivos para elaborar cilindros hidráulicos, por tirantes y de construcción redonda.

a) Construcción por Tirantes:

En los cilindros de tirantes los elementos principales de los mismos están unidos firmemente mediante barras de tracción (tirantes). Estos cilindros se caracterizan por su construcción compacta, se emplean especialmente en la industria de máquinas de herramientas y en instalaciones de fabricación en la industria automotriz debido a que su construcción compacta ahorra espacio.

b) Construcción Redonda:

Sus elementos principales están unidos firmemente mediante tornillos, soldaduras o anillos de retención. Dado que su montaje es robusto, estos cilindros pueden ser

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

empleados bajo condiciones extremas de operación como fábricas siderúrgicas, hidroeléctricas, astilleros y construcción de máquinas en general.

Ambos principios constructivos están bien diferenciados y brindan al cilindro características particulares para ser empleados en aplicaciones distintas. Dependiendo de la aplicación para la cual estén diseñados los cilindros, estos poseen cierta capacidad que viene dada por el tamaño de los mismos y la resistencia que estos tienen a la presión. Otras variables de los cilindros como la velocidad del mismo, la fuerza disponible y la presión necesaria para una carga dada dependen de área del pistón utilizado.

2.3.5 Fórmulas para aplicaciones de Cilindros Hidráulicos (Vickers; 1984)

De acuerdo con la aplicación que va a tener el cilindro, son indispensables ciertos requerimientos de velocidad o caudal, y de acuerdo a las dimensiones del actuador y las condiciones de operación, se obtendrán dichos requerimientos. Lo mismo pasa cuando se necesita una presión de trabajo dada o se quiere alcanzar cierta fuerza para realizar trabajo mediante un cilindro hidráulico. A continuación se presentan las fórmulas mediante las cuales se obtienen las magnitudes de las propiedades de los cilindros bajo ciertas condiciones.

- a) Velocidad de un cilindro conociendo su tamaño y caudal de la bomba

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

Donde v es la velocidad del pistón, Q el caudal y A el área del émbolo.

- b) Caudal necesario para conseguir una velocidad dada

$$Q = v * A \quad (2)$$

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

c) Fuerza a una presión dada

$$F = P * A \quad (3)$$

Donde F es la fuerza con que se mueve el pistón y P la presión a la que se somete el cilindro.

d) De la ecuación (3) se puede deducir la presión requerida para ejercer una fuerza determinada

$$P = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Estas fórmulas se utilizan para calcular propiedades bajo ciertas condiciones y, de acuerdo con el rango de trabajo de las mismas, se determina la aplicación que tendrá determinado cilindro. Generalmente los manuales del fabricante, presentan las variaciones de estas propiedades al someter dichos elementos bajo ciertas condiciones de operación. Sin embargo, cuando se quiere detallar el comportamiento de un cilindro hidráulico, la información brindada por el fabricante no es suficiente y se debe realizar un estudio con mayor profundidad. Para poder realizar este tipo de estudio se utiliza como herramienta el análisis dinámico de sistemas.

2.4 Análisis Dinámico

El análisis dinámico es estudiado mediante la aplicación de la Segunda Ley de Newton o Ley Fundamental de la dinámica que plantea el siguiente enunciado:

“La resultante de las fuerzas aplicadas a una partícula es proporcional a la variación en el tiempo de la cantidad lineal de movimiento de la partícula. Esta variación se produce en la dirección de la fuerza resultante”.

Si por definición la cantidad lineal de movimiento de una partícula es el producto de la masa m por su vector velocidad \bar{V} , la ley fundamental establece que:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

$$\bar{F} = \frac{d}{dt} (m \bar{V}) \quad (5)$$

donde \bar{F} es la resultante de las fuerzas aplicadas.

Si la masa de la partícula es invariante en el tiempo, entonces la ley fundamental viene dada por la siguiente expresión:

$$\bar{F} = m \frac{d \bar{V}}{dt} = m \bar{a} \quad (6)$$

Tomando en cuenta esta consideración, se establece que, la aceleración de una partícula es proporcional a la resultante de las fuerzas aplicadas sobre ella, teniendo la misma dirección y sentido que dicha resultante.

Este postulado puede aplicarse también para cuerpos rígidos siempre y cuando todas las partículas del mismo posean idénticos vectores velocidad y aceleración.

Dentro del análisis dinámico de sistemas, se toman en cuenta las fuerzas que actúan sobre el cuerpo. Una de las fuerzas que presentan mayor complejidad de estudio es la Fuerza de Fricción, por esta razón se presenta con más detalle a continuación.

2.5 Fricción

El estudio de la fricción involucra diferentes aspectos tales como propiedades de los cuerpos, lubricación, recubrimientos, variación de temperatura y la velocidad del movimiento. Existen diferentes modelos que toman en cuenta los aspectos mencionados anteriormente, entre ellos se encuentran la Fricción Estática, la Fricción de Coulomb, la Fricción Viscosa y la Fricción de Stribeck.

2.5.1 Fricción Estática

La Fricción Estática es una fuerza que se opone al inicio del deslizamiento entre dos cuerpos en contacto. Su valor máximo se obtiene en el instante anterior al movimiento.

2.5.2 Fricción de Coulomb

La Fricción de Coulomb es una fuerza que aparece después que se ha iniciado el movimiento, la misma es siempre inferior al de la Fricción Estática, y es ideal ya que no varía con la velocidad del cuerpo, por lo que tiene un valor constante, su ecuación es:

$$F_c = \mu F_N \text{sign}(v) \quad (7)$$

Donde μ es el coeficiente de fricción entre las superficies en contacto y F_N es la fuerza normal que no es afectada por el área de contacto.

2.5.3 Fricción Viscosa

Esta fuerza toma en cuenta la viscosidad de los lubricantes cuando los cambios de velocidad son rápidos, viene determinada por la resistencia interna del fluido, como resultados de las fuerzas de corte en las capas de fluido que se incrementan con la velocidad del cuerpo. El modelo es el siguiente:

$$F_v = k_v |v|^{\delta_v} \text{sign}(v) \quad (8)$$

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Donde k_v es el coeficiente de fricción viscosa y δ_v es el gradiente que describe la dependencia no lineal con la velocidad.

2.5.4 Fricción de Stribeck

De acuerdo al trabajo de Richard Stribeck, la fricción decrece continuamente con el incremento de la velocidad cuando entra a la fase de deslizamiento, este fenómeno contradice el comportamiento de la fricción estático. El modelo describe la transición entre el reposo y el movimiento del fluido, el modelo tiene una mayor influencia a velocidad relativamente bajas.

$$F_{St} = (F_s - F_c) e^{-\frac{|v|}{v_\sigma} \delta_\sigma} \quad (9)$$

v_σ Representa la velocidad de Stribeck

δ_σ Representa el gradiente de la caída de fricción dependiente de la velocidad.

En la *Figura 2.11* se aprecia el comportamiento de las fuerzas mencionadas anteriormente en función de la velocidad del cuerpo de estudio.

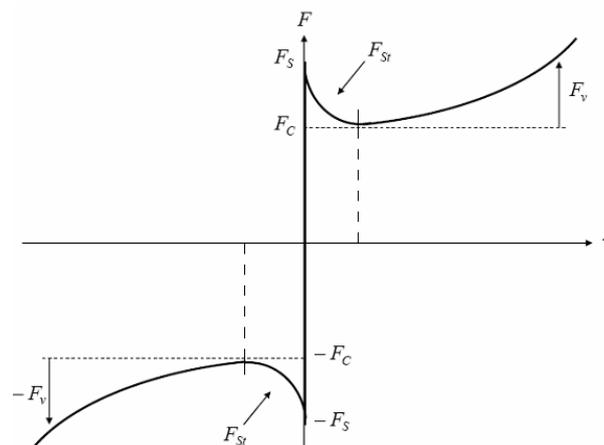


Figura 2.11: Fuerzas de Fricción vs Velocidad. (Heinze; 2007)

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Se observa que la fricción estática (F_s) solo aplica para velocidad cero. La fricción de Coulomb (F_c) es representada por la línea punteada horizontal, la fricción viscosa F_v está representada por la zona posterior a la línea punteada vertical, y la fricción de Stribeck (F_{st}) está representada por la parte anterior a la línea punteada vertical.

Por la complejidad del fenómeno de fricción, no existe un criterio general sobre cual modelo de fricción utilizar ya que dependen de las variables que intervienen en el objeto de estudio. Existen otros autores como LuGre (Heinze; 2007) que realizó un estudio del comportamiento dinámico de la fricción.

2.6 Método del Espacio de Estado para el análisis de sistemas

Actualmente los sistemas industriales presentan una gran complejidad ya que existen múltiples señales de entrada y salida que varían en el tiempo. Desde 1960 se utiliza el concepto de “Estado” para trabajar con este tipo de sistemas. Según Ogata (1993) se define el estado de un sistema dinámico como “el conjunto más pequeño de variables tales que el conocimiento de estas variables en $t = t_o$, conjuntamente con el conocimiento de la entrada para $t \geq t_o$, determinan completamente el comportamiento del sistema en cualquier tiempo $t \geq t_o$ ”.

Las Variables de Estado de un sistema representan el conjunto más pequeño de variables que determinan el estado de dicho sistema. Si se requieren n variables de estado para describir completamente el comportamiento de un sistema dado, se puede considerar a esas n variables como n componentes de un vector denominado Vector de Estado. El espacio n -dimensional cuyos ejes coordenados consisten en n vectores de estado, se denomina Espacio de Estado.

En el análisis de los espacios de estado se presentan tres tipos de variables, las variables de entrada, las de salida y las de estado. No existe una representación única

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

del espacio de estado de un sistema, sin embargo, la cantidad de variables de estado es la misma para cualquier representación. Las ecuaciones con las que se representan matemáticamente el espacio de estado se denominan Ecuaciones del Espacio de Estado y suelen tener una representación matricial.

El método de espacio de estado se utiliza con frecuencia para el análisis de control de sistemas desde la introducción de la teoría de control moderna que ha tomado importancia desde la década de los 60 debido a que la misma maneja múltiples señales de entrada y salida de un sistema dado.

2.7 Teoría de Control

El control automático resulta esencial en operaciones industriales para manejar variables como presión, temperatura, humedad, viscosidad y flujo presentes en procesos de transformación o manufactura. Los avances en esta materia brindan medios para lograr el funcionamiento óptimo de sistemas dinámicos y liberar a los trabajadores de operaciones rutinarias, mejorando así la productividad.

Dentro del control automático, existe una terminología utilizada para hablar de sus elementos y las relaciones que pueden establecerse entre los mismos. A continuación se presentan los fundamentos básicos del tópico, que en su mayoría fueron extraídos del libro de “Ingeniería de Control Moderno” de Ogata (1993).

2.7.1 Definiciones

Para familiarizarse con los sistemas de control es necesario tomar en cuenta las siguientes definiciones:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

a) **Sistema:**

Es una combinación de componentes que actúan en conjunto para cumplir un objetivo determinado.

b) **Control:**

Para dar una definición de control, es necesario primero definir los términos de variable controlada y variable manipulada:

- **Variable controlada:** es la cantidad o condición que se mide y controla. Normalmente la variable controlada es la salida del sistema.
- **Variable manipulada:** es la cantidad o condición modificada por el controlador, a fin de afectar la variable controlada. Normalmente la variable manipulada es la entrada del sistema.

El control se define como la medición de la variable controlada de un sistema para aplicar la variable manipulada con el fin de modificar la variable controlada en un valor predeterminado.

c) **Sistema de Control:**

Un sistema de control está definido como un conjunto de componentes que pueden regular su propia conducta o la de otro sistema con el fin de lograr un funcionamiento predeterminado. Dentro de la teoría de control puede hablarse de dos tipos de sistemas:

- **Sistemas de control de lazo cerrado:** son sistemas de control en los cuales se compara la variable de salida del sistema con la variable de entrada con el objetivo de crear una señal de error que actúe sobre la variable de entrada para llevar la salida del sistema a un valor deseado.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- **Sistemas de control de lazo abierto:** son aquellos sistemas donde la variable de salida no tiene efecto sobre la acción de control. Estos sistemas trabajan con ciclos de tiempo, esto es, la señal de entrada solo cambia en momentos determinados. Estos sistemas se utilizan cuando se conoce la relación entre la entrada y la salida del sistema y no hay perturbaciones que afecten la estabilidad de la salida. Una situación es estable si se mantiene en estado estacionario, es decir, igual en el tiempo y una modificación razonablemente pequeña de las condiciones iniciales no alteran significativamente la salida del sistema.

d) Diagrama de Bloques:

Es la representación gráfica de las funciones realizadas por cada componente del sistema y de flujo de señales. Este diagrama indica las relaciones que existen entre los diversos componentes.

Entre los elementos presentes en un diagrama de bloque se encuentran las flechas que indican la dirección del flujo de señales, los bloques que representan la función matemática que modifica la señal para un fin determinado, los puntos de suma que son círculos con una cruz e indican la operación de suma entre señales y el punto de bifurcación donde la señal va concurrentemente a otros bloques o puntos de suma.

e) Sistemas de control lineales:

Para definir los sistemas de control lineales hay que explicar en primera instancia dos propiedades de los mismos:

- **Homogeneidad:** describe el comportamiento de sistema cuando se multiplica la entrada del mismo por un escalar, la respuesta queda multiplicada por el mismo escalar.
- **Superposición:** la respuesta de un sistema, el cual es la suma de varias entradas, es igual a la suma de las respuestas de estos sistemas.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Si un sistema cumple con estas dos características, se dice que es un sistema lineal y que cumple con el Principio de Superposición. Sin embargo, si se hace un estudio cuidadoso de estos sistemas, se puede observar que solo serán lineales bajo un rango restringido de operación. Los sistemas lineales requieren del uso de matemática elemental y la transformada de Laplace. En el control lineal, se hace análisis de los sistemas en el dominio de la frecuencia y del tiempo.

f) Sistemas de control no lineales:

Estos sistemas son los más comunes dentro de los sistemas de control, y son aquellos a los cuales no se les puede aplicar el principio de la superposición. Para realizar operaciones con estos sistemas se requiere el uso del álgebra lineal y de la transformada Z respectivamente.

Es posible obtener un sistema lineal a partir de uno no lineal si el sistema trabaja en las proximidades de un punto de equilibrio y si las señales incluidas son pequeñas; el sistema lineal siempre tendrá un rango de operación limitado.

En el control automático de sistema se pueden aplicar acciones de control tanto en sistemas lineales como no lineales. Estas acciones de control se llevan a cabo mediante diversos controladores que se presentan a continuación.

2.7.2 Acción de control

Una acción de control es la forma en la cual un controlador automático compara el valor real de la salida de un sistema con el valor deseado, determina el error y produce una señal de control que reducirá el error a cero o a un valor muy pequeño.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Existen diferentes acciones de control que son utilizadas en circuitos industriales, los controladores que llevan a cabo estas acciones se clasifican de la siguiente manera:

- Controlador de dos posiciones, o intermitentes (ON-OFF)
- Controlador proporcional
- Controladores integral
- Controlador proporcional-integral (PI)
- Controlador proporcional-derivativo (PD)
- Controlador proporcional-integral-derivativo (PID)

A continuación se presenta una breve explicación de cada controlador, analizando la manera en que llevan a cabo la acción de control y se incluye el diagrama de bloque de cada uno de ellos.

2.7.2.1 Controlador ON-OFF

Los controladores de éste tipo tienen dos posiciones estables, conmutando entre uno y otro según el valor de $e(t)$. Para evitar que el control conmute en forma descontrolada, la variable de control $u(t)$ cambiará de valor sólo cuando $e(t)$ presente valores fuera de un cierto intervalo, de esta manera se define como zona muerta ó brecha diferencial al intervalo dentro del cual el controlador no conmuta.

La salida $u(t)$ se puede escribir como:

$$\begin{aligned} u(t) &= U_1 \text{ para } e(t) > 0 \\ u(t) &= U_2 \text{ para } e(t) < 0 \end{aligned} \tag{10}$$

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Donde U_1 y U_2 son constantes. A continuación se presentan los diagramas de bloques de un controlador ON-OFF con y sin brecha diferencial

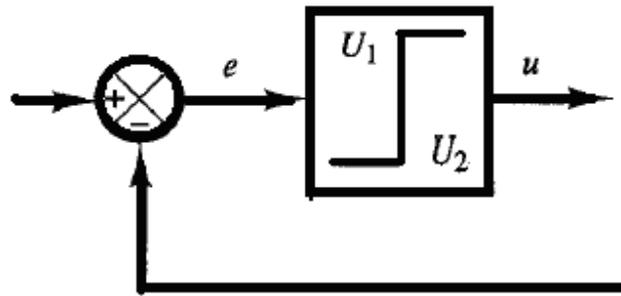


Figura 2.12: Diagrama de bloques de un controlador on off sin brecha diferencial

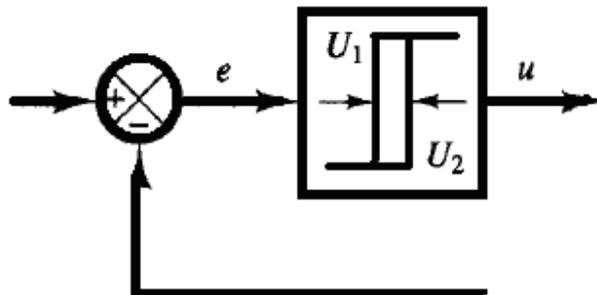


Figura 2.13: Diagrama de bloques de un controlador on off con brecha diferencial

La brecha diferencial permite que el controlador no conmute indiscriminadamente ante pequeñas variaciones de $e(t)$, en general debido a ruidos.

2.7.2.2 Controlador proporcional

En este tipo de controlador, la relación entre la salida del controlador $u(t)$ y la señal de error $e(t)$ esta dada por:

$$u(t) = K_p e(t) \quad (11)$$

Y se transforma al dominio de Laplace:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \quad (12)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional. El diagrama de bloque de un controlador proporcional se presenta en la *Figura 2.14*:

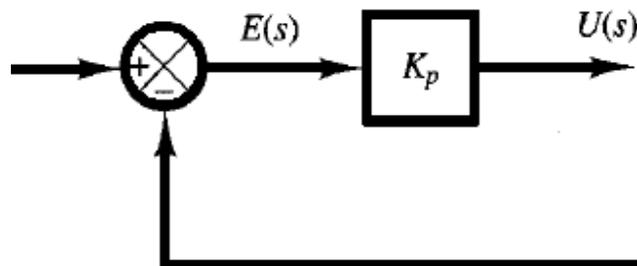


Figura 2.14: Diagrama de bloques de un controlador proporcional.

Sin importar el mecanismo en si y la potencia que lo alimenta, el controlador proporcional es esencialmente un amplificador con ganancia ajustable.

2.7.2.3 Controlador integral

En este tipo de controlador, el valor de la salida del controlador $u(t)$ varía en razón proporcional a la señal de error $e(t)$.

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (13)$$

Donde K_i es una constante ajustable, en el dominio de Laplace la ecuación queda como:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (14)$$

En la *Figura 2.15* se presenta el diagrama de bloques de un controlador integral:

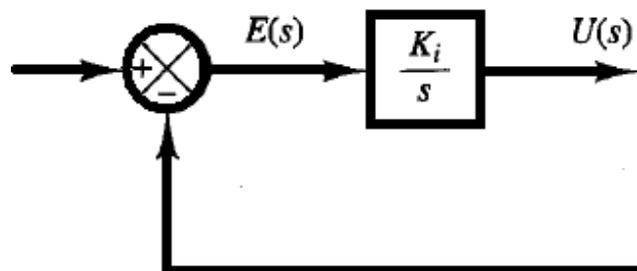


Figura 2.15: Diagrama de bloques de un controlador integral.

Si se duplica el valor de $e(t)$, el valor de $u(t)$ varía a doble velocidad. En ocasiones la acción de control integral recibe el nombre de control de reposición o restablecimiento.

2.7.2.4 Controlador proporcional e integral (PI)

La acción de este tipo de controlador está definida por:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (15)$$

Y la función de transferencia es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (16)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional y T_i se denomina tiempo integral. Ambos valores son ajustables. El recíproco del tiempo integral T_i recibe el nombre de frecuencia de reposición, la cual representa la cantidad de veces por minuto que se repite la acción proporcional. En la *Figura 2.16* se presenta el diagrama de bloques de un controlador PI.

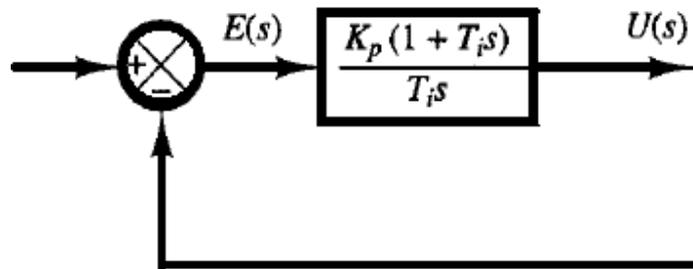


Figura 2.16: Diagrama de bloques de un controlador PI

Si la señal de error $e(t)$ es una función de escalón unitario, la salida del controlador $u(t)$ se observa en la *Figura 2.17*:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

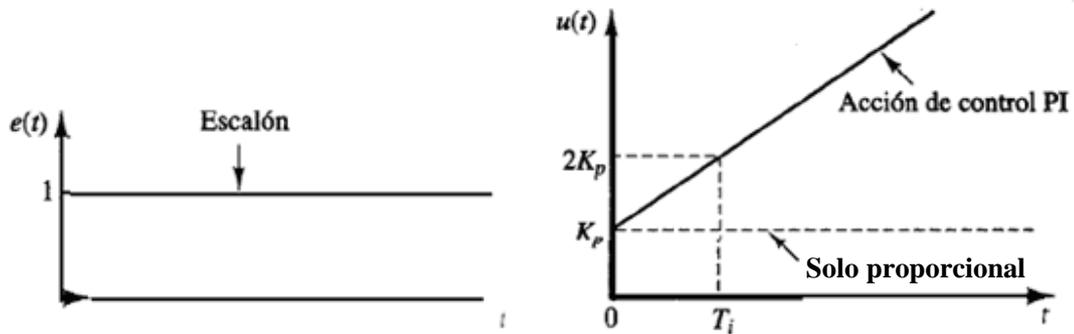


Figura 2.17: Respuesta del controlador PI ante una entrada tipo escalón

Se debe tomar en cuenta que un escalón unitario, es una señal que para un instante de tiempo determinado su valor es cero, y para el siguiente instante de tiempo, su valor es la unidad.

2.7.2.5 Controlador proporcional derivativo (PD)

La acción de este tipo de controlador esta definida por:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{d e(t)}{dt} \quad (17)$$

Y la función de transferencia es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p (1 + T_d s) \quad (18)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional y T_d se denomina tiempo derivativo o tiempo de adelanto. Ambos valores son ajustables. El del tiempo derivativo T_d representa el intervalo de tiempo en el que la acción derivativa se adelanta al efecto de acción proporcional. Este tipo de acción también se llama control de velocidad, y se presenta

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

cuando el valor de la salida. En la *Figura 2.18* se presenta el diagrama de bloque de este tipo de controlador:

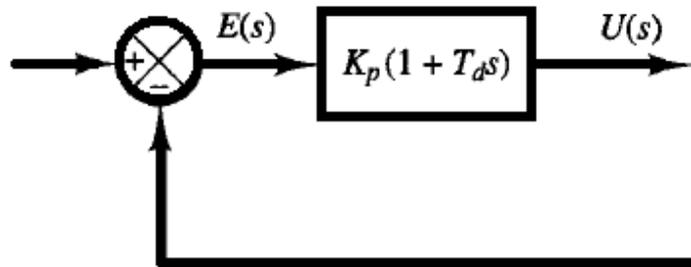


Figura 2.18: Diagrama de bloques de un controlador PD

Si la señal de error $e(t)$ es una función de rampa unitaria, la salida del controlador $u(t)$ es la siguiente:

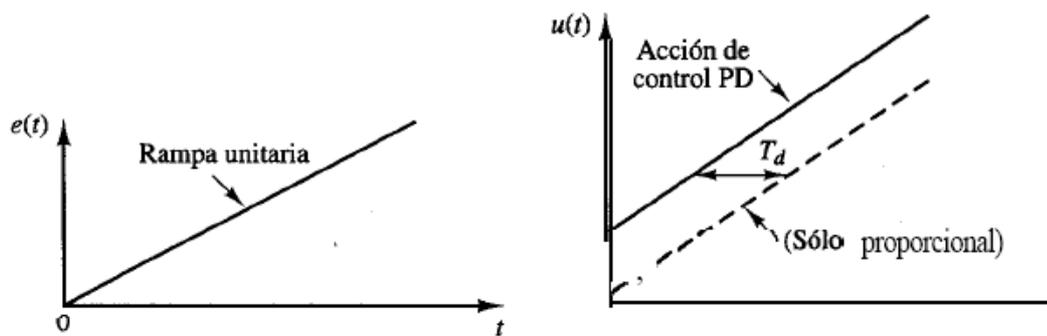


Figura 2.19: Respuesta del controlador PD ante una entrada tipo rampa

La acción derivativa se anticipa al error y esto es una ventaja, sus desventajas son que amplifica el ruido y produce un efecto de saturación en el actuador.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

2.7.2.6 Acción de control proporcional integral derivativo (PID)

Es la combinación de los efectos de acción proporcional, integral y derivativa, y toma las ventajas de cada una de las anteriores, la ecuación de control de este tipo de acción es:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{d e(t)}{dt} + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (19)$$

Donde $K_p T_d$ es la ganancia derivativa K_d y K_p / T_i es la ganancia integral K_i

Y su función de transferencia es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (20)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional, T_i es el tiempo integral y T_d es el tiempo derivativo. El diagrama de bloque de este tipo de actuador se presenta en la *Figura 2.20*:

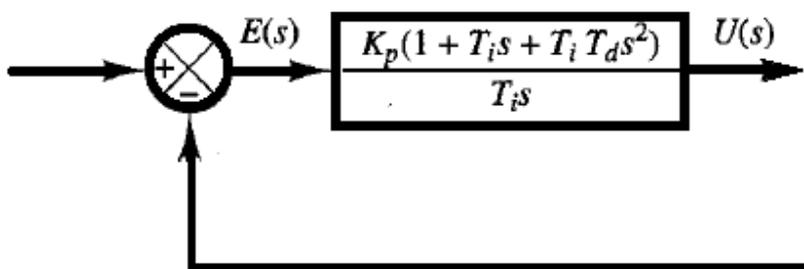


Figura 2.20: Diagrama de bloques de un controlador PID

Si la señal de error $e(t)$ es una función de rampa unitaria, la salida del controlador $u(t)$ es la siguiente:

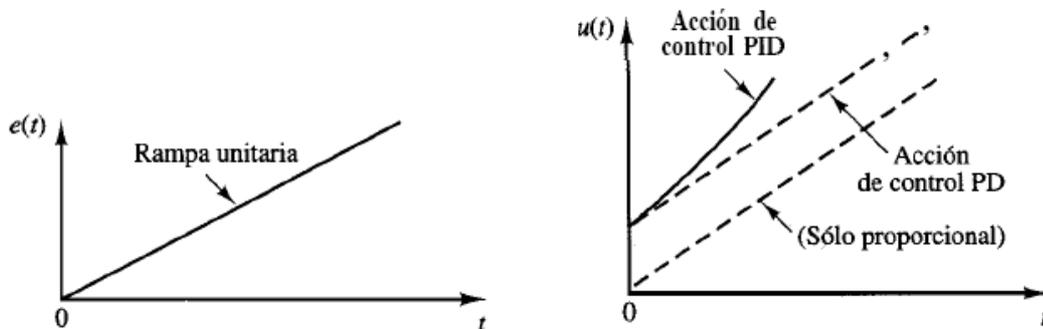


Figura 2.21: Respuesta del controlador PID ante una entrada tipo rampa

Ya se ha explicado brevemente los controladores básicos utilizados en la acción de control de sistemas en general, sin embargo, existe una clasificación de controladores según el tipo de potencia que utilizan en su operación como pueden ser los neumáticos, hidráulicos o electrónicos. Cualquiera de estos dispositivos tiene particularidades respecto a los otros. A continuación se analizan los Controladores Hidráulicos por ser objeto del presente estudio.

2.7.3 Controladores Hidráulicos

Como ya se planteó en secciones anteriores, los sistemas hidráulicos presentan una serie de factores que los hacen competir en aplicaciones de todo tipo. Características como su precisión, arranque rápido, flexibilidad y simplicidad de operación los hacen ideales para ser utilizados en grandes maquinarias donde hay masa significativa bajo cargas externas. Generalmente la variable a controlar en este tipo de sistemas es la presión y muchas veces se utilizan sistemas electrónicos combinados con los hidráulicos para combinar las ventajas de ambos sistemas.

En estos sistemas, se emplean dispositivos hidráulicos para ejercer la acción de control básica. Tal es el caso de un servomotor hidráulico, que tomando ciertas

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

consideraciones y utilizando herramientas de control, puede emplearse como un controlador proporcional o integral; y si se le agrega un cilindro y un resorte, se obtienen acciones de control proporcional e integral o proporcional y derivativa, según su disposición. También pueden agregarse otros dispositivos como los amortiguadores que funcionan como elementos diferenciadores.

Las acciones de control industriales, entre ellas las hidráulicas, son tomadas en cuenta para automatizar sistemas. Existe una gran cantidad de controladores además de infinitas combinaciones de ellos para lograr el control de la situación que se presenta en una planta. Los controladores que serán utilizados se escogen según los requerimientos del sistema y las variables que desean ser controladas, para ello debe hacerse un estudio detallado de las condiciones que desean controlarse y de esta manera escoger la mejor herramienta de control posible.

Una vez establecidos los fundamentos prácticos del estudio, se procederá a construir el modelo numérico del comportamiento de un cilindro hidráulico. Para ello se toman en cuenta algunos modelos matemáticos propuestos por otros autores y se analizan las diferencias y similitudes con trabajos anteriores.

En primer lugar se introducirán dos modelos de cilindros hidráulicos encontrados en trabajos anteriores y que fueron utilizados para extraer un nuevo modelo adaptado a las condiciones del cilindro hidráulico con el que se trabajó en el presente estudio. Posteriormente se presentará un método para solucionar ecuaciones diferenciales que será utilizado para trabajar con el modelo propuesto.

2.8 Modelo de Bröker y Lemmen

Este modelo de un cilindro hidráulico se presenta en un trabajo denominado "Nonlinear Control Methods for Disturbance Rejection on a hydraulically driven

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

flexible Robot” (Métodos de control no lineal para rechazo de perturbaciones en un robot flexible manejado hidráulicamente). Esta publicación del año 2001 presenta dos controladores no lineales para reducir el efecto de las perturbaciones presentes en los cilindros hidráulicos diferenciales que son utilizados industrialmente en maquinarias con variedad de aplicaciones. Estas perturbaciones no lineales vienen dadas por las vibraciones no deseadas que se observan frecuentemente en este tipo de maquinaria.

Ambos controladores se prueban en un estudio por simulación que presenta un sistema de cilindro diferencial regulado con una servoválvula, y que representan una parte importante del funcionamiento de los robots flexibles. Por esta razón, el autor presenta un modelo matemático de un cilindro hidráulico diferencial del sistema usado para su estudio utilizando las cuatro ecuaciones que se presentan a continuación.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (21)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_{ta}} \left(\left(x_3 - \frac{x_4}{\varphi} \right) A_A - F_f(x_2) - F_d \right) \quad (22)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E_{oil}}{V_A(x_1)} \left(-A_A x_2 + B_V K_V a_1(x_3) U \right) \quad (23)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{E_{oil}}{V_B(x_1)} \left(\frac{A_A}{\varphi} x_2 - B_V K_V a_2(x_4) U \right) \quad (24)$$

Donde

- x_1 representa la posición del pistón.
- x_2 representa la velocidad del pistón.
- x_3 representa la presión del aceite en la cámara del émbolo.
- x_4 representa la presión del aceite en la cámara del vástago.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Y se definen los siguientes términos constantes luego de establecer las condiciones de la simulación:

m_{ta}	representa la masa del cilindro.
A_A	representa el área sobre la cual actúa la presión en la cámara del émbolo.
A_B	representa el área sobre la cual actúa la presión en la cámara del vástago.
$\varphi = A_A / A_B$	representa la relación de áreas.
E_{oil}	representa el módulo de elasticidad del aceite.
H	representa la carrera máxima del cilindro.
B_V	representa la resistencia al flujo debido a la fricción en el sistema.
K_V	representa el factor de amplificación de la válvula.
$U = u / u_{max}$	que representa el valor del voltaje de la servo válvula normalizado.

El volumen en cada cámara varía conforme el cilindro avanza y por tanto viene dado por las siguientes ecuaciones:

$$V_A(x_1) = V_{pipe,A} + x_1 A_A \quad (25)$$

$$V_B(x_1) = V_{pipe,B} + (H - x_1) \frac{A_A}{\varphi} \quad (26)$$

Donde la ecuación (25) representa el volumen de la cámara del émbolo y la ecuación (26) representa el volumen de la cámara del vástago, y V_{pipe} es el volumen de fluido presente en la tubería para cada cámara.

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Por su parte las funciones a_1 y a_2 representan las diferencias de presión entre las cámaras del cilindro y la presión real del sistema hidráulico, vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$a_1(x_3) := \begin{cases} \operatorname{sgn}(p_0 - x_3) \sqrt{|p_0 - x_3|}, \forall U \geq 0 \\ \operatorname{sgn}(x_3 - p_t) \sqrt{|x_3 - p_t|}, \forall U \leq 0 \end{cases} \quad (27)$$

$$a_2(x_4) := \begin{cases} \operatorname{sgn}(x_4 - p_t) \sqrt{|x_4 - p_t|}, \forall U \geq 0 \\ \operatorname{sgn}(p_0 - x_4) \sqrt{|p_0 - x_4|}, \forall U \leq 0 \end{cases} \quad (28)$$

Donde p_0 es la presión atmosférica y p_t es la presión del tanque dentro del sistema.

Finalmente las fuerza presentes en el cilindro son F_d , que representa la fuerza externa a la que se somete el mismo y F_f , que es la fuerza de fricción y se aproxima a la Fricción de Stribeck como combinación de la Fricción Viscosa, Fricción Estática y Fricción de Coulomb, como se ve a continuación:

$$F_f(x_2) = \begin{cases} f_{vi}x_2 + F_C + F_s \exp\left(-\frac{x_2}{C_s}\right), \quad \forall x_2 \geq 0 \\ f_{vi}x_2 - F_C - F_s \exp\left(-\frac{x_2}{C_s}\right), \quad \forall x_2 < 0 \end{cases} \quad (29)$$

Bröcker plantea que este modelo analítico de un sistema hidráulico de cilindro y servoválvula, es válido si se asumen las siguientes simplificaciones:

- No se presentan efectos gravitacionales.
- No existe fuga alguna.
- La aceleración del sistema, la elasticidad del aceite, la presión del tanque y la presión de la bomba, deben permanecer constantes todo el tiempo.
- No hay desfase entre el momento de accionamiento de la válvula y el cilindro.
- El comportamiento de la válvula es proporcional.

Utilizando este modelo, Bröcker y Lemmen lograron simular el comportamiento del cilindro sometiéndolo a ambos controladores para observar su respuesta. Sin embargo, existen modelos que no realizan tantas simplificaciones sino que toman en cuenta factores como la fuerza gravitacional y las fugas internas y externas presentes en el cilindro. Tal es el caso de Heinze (2007) que se presenta a continuación.

2.9 Modelo de Heinze

Heinze, en el año 2007, desarrolló un trabajo denominado “Modelling, simulation and control of a hydraulic crane” (Modelado, simulación y control de un brazo hidráulico), en el cual se planteó un modelo que presentaba la dinámica de un brazo hidráulico utilizado en obras forestales. Se utilizó MATLAB para realizar la simulación de todo el sistema. Dicho brazo contenía tres cilindros hidráulicos de doble acción y una unidad de control con válvula.

Este autor hizo énfasis en el estudio de la fricción del actuador y logró elaborar mapas del comportamiento de la fricción respecto a la velocidad. De esta manera obtuvo un modelo del comportamiento dinámico de un cilindro hidráulico bastante detallado. Los aspectos principales del modelo se presentan a continuación.

Las ecuaciones de estado del modelo planteado son las siguientes:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (30)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m} [(x_3 A_1 - x_4 A_2) + mg - F_{fr}] \quad (31)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E}{V_1} (q_1 + q_{int} - A_1 x_2) \quad (32)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{E}{V_2} (q_2 + q_{int} - q_{ext} - A_2 x_2) \quad (33)$$

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Donde, de manera similar al modelo anterior, se tiene que:

- x_1 representa la posición del pistón.
- x_2 representa la velocidad del pistón.
- x_3 representa la presión del aceite en la cámara del émbolo.
- x_4 representa la presión del aceite en la cámara del vástago.

Por otra parte, las constantes que se tienen en el modelo son las siguientes:

- m representa la masa del conjunto émbolo-vástago.
- A_1 representa el área sobre la cual actúa la presión en la cámara del émbolo.
- A_2 representa el área sobre la cual actúa la presión en la cámara del vástago.
- g representa la aceleración de la gravedad.
- E representa el módulo de elasticidad del aceite.
- q_1 representa el caudal de entrada al cilindro.
- q_2 representa el caudal de salida del cilindro.
- q_{int} representa la fuga interna del cilindro.
- q_{ext} representa la fuga externa del cilindro.

La Fuerza de Fricción F_{fr} fue estimada por Heinze utilizando el modelo dinámico de LuGre que consiste la descripción microscópica entre las superficies de contacto en términos del comportamiento de amortiguación.

Los volúmenes de las cámaras V_1 y V_2 , dependen del tiempo y vienen dados por las siguientes ecuaciones:

CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

$$V_1(t) = \frac{(l_c - l_p + 2x_1)d_c^2\pi}{8} + V_0 \quad (34)$$

$$V_2(t) = \frac{(l_c - l_p - 2x_1)(d_c^2 - d_r^2)\pi}{8} + V_0 \quad (35)$$

Donde

- l_c representa la longitud completa del cilindro
- l_p representa el espesor del émbolo
- d_c representa el diámetro interno del cilindro
- d_r representa el diámetro del vástago
- V_0 representa el volumen muerto en las tuberías del circuito hidráulico.

Por último, se toman en cuenta los flujos dentro y fuera del cilindro y se tiene que q_{int} es la fuga interna entre el émbolo y el cilindro y q_{ext} es la fuga externa del cilindro entre el final del vástago y el cilindro.

El modelo de Heinze (2007) resulta más completo que el de Bröcker y Lemmen (2001) en cuanto a los detalles de un cilindro, pues presenta menos simplificaciones. Sin embargo, luego de utilizar diversas herramientas de simulación, ambos autores logran realizar una aproximación del comportamiento de un cilindro hidráulico de doble acción para los fines que cada trabajo presentaba.

Los dos modelos anteriores presentan una simulación computacional para mostrar sus resultados. Estos autores obtuvieron sistemas de ecuaciones diferenciales que necesitan ser trabajados para poder introducir las ecuaciones a un programa de simulación. Existen métodos que nos permiten tratar estos sistemas, tal es el caso de Método de Euler que se presenta a continuación.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO III MARCO METODOLÓGICO

Con la finalidad de cumplir con los objetivos de esta investigación, se desarrolló un modelo numérico de un actuador hidráulico lineal de tipo amortiguado y diferencial. Para ello, se tomaron en cuenta los modelos propuestos por Bröcker y Lemmen (2001) y Heinze (2007) además de consideraciones particulares que adecuaron el modelo al comportamiento real del actuador en estudio. Este modelo podrá ser utilizado como herramienta para futuros trabajos en diversas áreas relacionadas con el tema.

Para validar experimentalmente la exactitud y precisión del modelo se realizaron una serie de ensayos utilizando un cilindro hidráulico existente en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico. Dicha unidad es una instalación que contiene diversos elementos hidráulicos tales como válvulas, actuadores, manómetros entre otros, que se encuentra en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

Para poner en funcionamiento la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, fue necesario realizar una serie de actividades en la misma previas a la elaboración de los ensayos, para luego realizar el diseño de la metodología experimental, la cual está enfocada en el análisis de imágenes de video. Posteriormente se describe el procedimiento a utilizar para la adquisición de datos. Los datos obtenidos no solo se emplearon para validar el modelo, sino también para ajustar algunos parámetros del mismo.

3.1 Modelo Numérico de un cilindro hidráulico diferencial amortiguado

Para la elaboración del modelo numérico, se parte del análisis dinámico aplicado al cilindro, donde se toman en cuenta todas las fuerzas presentes para ciertas condiciones tales como:

- La disposición del cilindro es vertical, por lo tanto se toman en cuenta las fuerzas gravitacionales aplicadas al mismo.
- Desde el momento que la bomba se acciona, el fluido ejerce presión en el actuador.
- Las propiedades del fluido son constantes debido a que el rango de temperaturas dentro del sistema no cambia significativamente en el tiempo.
- Las fugas internas y externas en el cilindro son despreciables.

En la *Figura 3.1* se presenta un esquema del cilindro donde se muestran las fuerzas que actúan sobre el mismo al empujar, es decir, cuando la presión del sistema actúa sobre la cámara del embolo, la cual se denotará como la cámara A. La cámara del vástago se denotará como la cámara B.

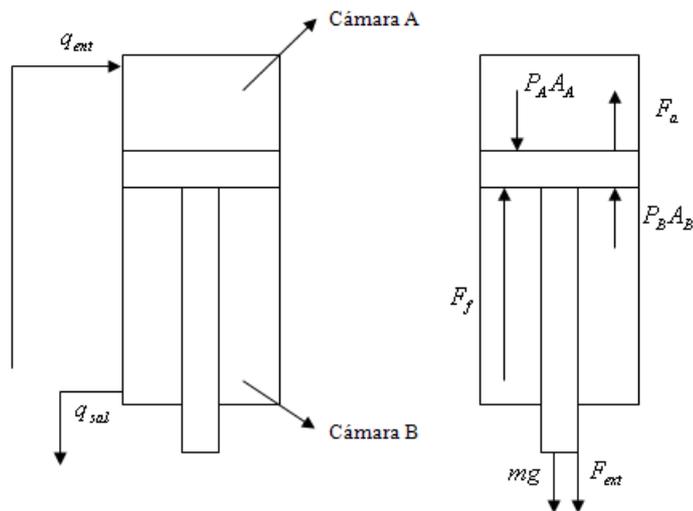


Figura 3.1: Diagrama de cuerpo libre del cilindro.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Del diagrama de cuerpo libre mostrado, se obtiene la siguiente ecuación al aplicar la Segunda Ley de Newton:

$$\ddot{x}_{piston} = \frac{1}{m} \left[(P_A A_A - P_B A_B) + mg - F_f + F_{ext} - F_a \right] \quad (36)$$

Donde \ddot{x}_{piston} es la aceleración del pistón, m representa la masa del pistón A_A y A_B las áreas sobre las que se ejerce presión en la cámara A y en la cámara B respectivamente.

Para el análisis, solo se tomaron en cuenta las fuerzas presentes en la dirección paralela al eje del cilindro ya que el análisis en las otras direcciones no ofrece información acerca del movimiento del mismo. Las fuerzas que actúan sobre el cilindro son:

- Las fuerzas que ejercen las presiones en las cámaras del cilindro, en este caso $P_A A_A$, $P_B A_B$ obtenidas de la ecuación (3).
- El peso del cilindro mg .
- La fuerza de fricción que se opone al movimiento del cilindro F_f .
- La fuerza externa que representa la carga que mueve el cilindro F_{ext} .
- La fuerza amortiguadora del cilindro F_a .

La ecuación (36) introduce el término de fricción dentro del cilindro, y se coloca como función de la velocidad. Como se vio en el punto 2.5, existe un modelado para determinar esta fuerza, sin embargo se descartaran algunos términos de la misma.

La fricción de Stribeck toma importancia a velocidad relativamente bajas, según Heinze (2007) esta velocidad de transición entre Stribeck y el comportamiento

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

viscoso es de 0.02 m/s para cilindros hidráulicos con comportamiento similar a los estudiados. Como se verá en el siguiente capítulo, el rango de las velocidades de los cilindros hidráulicos a modelar está entre 0,005 y 0,15 m/s por lo que la velocidad de Stribeck debe ser considerada, sin embargo, en este Trabajo Especial de Grado no se realiza un estudio de identificación de parámetros para el fenómeno de fricción. Al no contar con los valores reales de los coeficientes a emplear, se utiliza un modelo de fricción reducido a:

$$\begin{cases} F_f = F_e & \text{para } v = 0 \\ F_f = F_c + k_v x_2^{1.5} & \text{para } v \neq 0 \end{cases} \quad (37)$$

La fuerza amortiguadora del cilindro F_a presente en la ecuación (36) solo tiene efecto al final de la carrera del cilindro, ya que esta es una característica del mismo, por lo tanto:

$$\begin{cases} F_a = 0 & \forall x_{piston} < 0,9H \\ F_a = k_a v & \forall x_{piston} \geq 0,9H \end{cases} \quad (38)$$

Donde H representa la carrera del pistón y k_a es la constante de amortiguación del actuador.

Las presiones que actúan en las cámaras del cilindro son variables en el tiempo, debido a que el fluido tiene cierto grado de elasticidad representado por el módulo de elasticidad del fluido E . Para introducir este aspecto al modelo, se utilizó el trabajo de Heinze (2007) el cual obtiene las siguientes dos ecuaciones de un estudio de la conservación de la masa del fluido despreciando las fugas presentes en el cilindro hidráulico.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{E}{V_A} (q_{ent} - A_A \dot{x}_{pistón}) \quad (39)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = -\frac{E}{V_B} (q_{sal} - A_B \dot{x}_{pistón}) \quad (40)$$

Donde:

$\frac{dP_A}{dt}$, $\frac{dP_B}{dt}$ representan el cambio de presión de las cámaras A y B respectivamente.

en el tiempo

E representa el módulo de Elasticidad del fluido

V_A y V_B representan los volúmenes de las cámaras A y B respectivamente.

q_{ent} representa el caudal de entrada al cilindro.

q_{sal} representa el caudal de salida del cilindro.

$\dot{x}_{pistón}$ representa la velocidad del pistón.

Los volúmenes A y B varían en función de la posición del pistón $x_{pistón}$, y para calcular su valor se utilizó el modelo de Bröcker y Lemmen(2001) que toma en cuenta el volumen de las tuberías conectadas a las cámaras de los cilindros.

$$V_A(x_{pistón}) = V_{tuboA} + x_{pistón} A_A \quad (41)$$

$$V_B(x_{pistón}) = V_{tuboB} + (H - x_{pistón}) A_B \quad (42)$$

Donde V_{tuboA} , V_{tuboB} es el volumen de fluido presente en la tubería para las cámaras A y B respectivamente.

Para obtener un sistema de ecuaciones de estado, fue necesario colocar la ecuación (36) en términos de la primera derivada, por lo tanto, se agrega otra ecuación que

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

representará la segunda derivada de la posición del pistón. Así, reagrupando las ecuaciones (36) (39) y (40) se obtiene un sistema de ecuaciones de estado como el que sigue

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (43)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m} \left[(x_3 A_A - x_4 A_B) + mg - F_f + F_{ext} - F_a \right] \quad (44)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E}{V_A} (q_{ent} - A_A x_2) \quad (45)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{E}{V_B} (q_{sal} - A_B x_2) \quad (46)$$

Donde

- x_1 representa la posición del pistón vista en las ecuaciones (41) y (42)
- x_2 representa la velocidad del pistón.
- x_3 representa la presión del aceite en la cámara A.
- x_4 representa la presión del aceite en la cámara B.

Este modelo se ajustó usando valores que se obtuvieron de la validación experimental, para adaptarlo mejor al comportamiento real del cilindro.

3.2 Validación experimental

La validación experimental permitió sustentar el modelo numérico planteado anteriormente, y consiste en una serie de ensayos donde se controlan algunas variables del modelo. El elemento más importante para la realización de ensayos es la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, la cual es descrita a continuación, así mismo, los cilindros hidráulicos son el elemento a estudiar dentro del trabajo de investigación, pero también se incluye información técnica acerca de la electroválvula los manómetros y el regulador de flujo empleado.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

En conocimiento de los elementos que permitirán desarrollar la parte experimental de este trabajo, se procedió a actuar sobre la Unidad, realizando un reconocimiento visual y ajuste de algunas de sus partes, para luego ponerla en funcionamiento.

3.2.1 Descripción de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico

Para trabajar con elementos hidráulicos, es necesario contar con un sistema de potencia que suministre la energía necesaria para activar los diversos elementos de un circuito hidráulico. Dicho sistema se encuentra en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela. Este banco de pruebas fue diseñado en el año 2000 para ser utilizado en la asignatura de Automatización de Procesos, sin embargo posee características que lo hacen aprovechable para diversas asignaturas del Pensum de estudios actual, tales como Instrumentación, Automatización Industrial, Controles Automáticos, Controladores Lógicos Programables, entre otras. A continuación se presentan las características de la unidad.

3.2.1.1 Características Generales de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico (Ciullo y Fernández; 2000)

- Las dimensiones generales del equipo se presentan en la *Figura 3.2*. El peso de la unidad es de aproximadamente 1500 kg.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

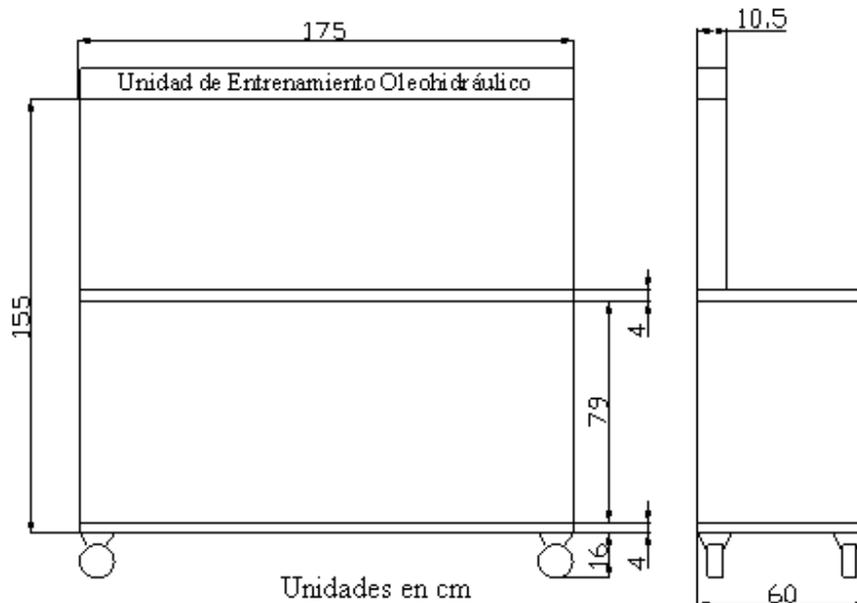


Figura 3.2: Vista frontal y lateral de la unidad de entrenamiento Oleohidráulico

- La unidad puede ser movilizada ya que posee un par de ruedas fijas y un par de ruedas giratorias con capacidad para soportar 500 kg cada una.
- Como accionador primario, posee un motor eléctrico de 7,5 HP tipo Jaula de Ardilla. Este motor se conecta en 220/460 VAC toma trifásica de 60 Hz del tipo T y con un consumo de 22,2/11,1 A respectivamente. Designación B, código H, Aislamiento tipo B. El motor es de Marca U.S. Electrical Motor y gira a 1740 r.p.m.
- El motor se encuentra acompañado de un arrancador termomagnético marca Allan Bradley (Bolletín 709) Tamaño 1, Tipo 12, Catálogo No. 709 BJB; Serie L, con protectores térmicos Modelo W 64 con capacidad de 26,8 A, acoplado a un cuadro de pulsadores ARRANQUE –PARADA.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- La presión máxima del sistema está limitada a 800 psi y el flujo de alimentación de cada panel es de 2 GPM.
- El panel N°1 provee la posibilidad de realizar montajes de múltiples circuitos hidráulicos, además cuenta con una bandeja horizontal como área de trabajo.
- La mayoría de los equipos industriales instalados son resistentes a altas presiones y tienen una elevada confiabilidad operativa ya que sus fabricantes son de alto reconocimiento en el ámbito mundial de equipos oleohidráulicos.
- Al realizar las conexiones, no es necesario el uso de herramientas ya que los componentes poseen acoples macho instalados y todas las conexiones se realizan con mangueras con acoples hembra, de esta manera se garantiza fácil operatividad.
- La unidad posee un filtro de 25 μ m que permite garantizar la limpieza del fluido de trabajo. El sistema del filtro posee un manómetro indicador de presión que advierte cuando el filtro debe ser reemplazado.
- Posee tuberías rígidas HN (Sh 40) y Tubin HN de 3/8" con válvulas de presión. Existe una gran facilidad de empalme entre los bloques de presión, retorno y drenaje gracias a los múltiples pórticos que poseen las tres líneas.
- Existen manómetros en diversos lugares de la unidad para lograr una gran visualización de las presiones del sistema.
- El tanque de depósito del fluido posee una capacidad de aproximadamente 22 galones y es adecuado para evitar fenómenos de aireación y garantizar un medio de enfriamiento para el fluido de trabajo. Dicho tanque posee una placa

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

desviadora dentro del mismo para separar la línea de succión de la de retorno y evitar la formación de torbellinos.

Para poner en operación los elementos hidráulicos ubicados en los paneles, es necesario contar con la energía suficiente para elevar la presión del fluido hidráulico y activar los actuadores, a continuación se describe el sistema de potencia de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.

3.2.1.2 Sistema de potencia de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico

Los equipos utilizados en la Unidad de Potencia son indispensables para el arranque del banco y garantizan que se mantenga el caudal del sistema. Esta unidad no solo pone en funcionamiento a los paneles actuales sino que esta diseñada para arrancar un tercer panel.

A continuación se presentó una tabla con los elementos con los que cuenta la unidad de potencia de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico. Se realiza una numeración de los elementos para poder observarlos en el posterior esquema y coincide con la numeración utilizada en Ciullo y Fernandez (2000)

Tabla 3.1: Componentes Unidad de Potencia (Ciullo y Fernandez; 2000)

Num	Componente	Modelo	Marca
1	Deposito de Fluido (22 GAL)	T-22	Vickers
2	Colador de Succión	SE-1457	UCC
3	Indicador de Nivel	Tipo Visor	Fabricado
4	Filtro Aireador	AB.1163.40-83-MM	UCC
5	Motor Eléctrico	N=7.5HP ; n=1740 r.p.m	U.S Electrical Motor
6	Acople Flexible	500-R	Magnaloy
7	Bomba de Paletas	V10P-1P4P-5P-1C-2C-12	Vickers

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Continuación Tabla 3.1

Num	Componente	Modelo	Marca
8	Válvula de Aguja 1/2"	XV-500P-6	Parker
9	Divisor de Flujo	FDC1-10-6T-66	Vickers
10	Distribuidor Panel Nro.3	P3-T3-D3	Fabricado
11	Manómetro (0-100) Bar	PGB-0631.100	UCC
12	Regulador de Presión	CT-06-B-50	Vickers
13	Válvula de Aguja 1/2"	N-1514-1	Marsh Instrument
14	Bloque de Presión	P-1	Fabricado
15	Manómetro (0-100) Bar	PGB-0631.100	UCC
16	Regulador de Presión	CT-06-B-50	Vickers
17	Válvula de Aguja 1/2"	N-1514-1	Marsh Instrument
18	Bloque de Presión	P-2	Fabricado
19	Tanque de Retorno Común	T1-T2	Fabricado
20	Filtro de Retorno	OFRS-25-P-PA-10	Vickers
21	Bloque de Dreno Común	D1-D2	Fabricado
22	Acoples-Rápido (Macho)	H3-63	Parker
23	Regulador de Presión	RV5-10K8H35	Vickers
24	Antiretorno en línea	DT8P1-03-5-11	Vickers
25	Pata de Montaje (Bomba)	FB-A-10	Vickers
26	Arrancador Trifásico	Tamaño 1 Tipo 12 Serie L	Allan-Bradley
27	Breaker Trifásico	HQC-3 x 75 Amp	Westinghouse
28	Cuadro Start-Stop	XAL-B211	Telemecanique

Gracias al sistema de potencia, es posible alimentar con presión y caudal los elementos que se describirán a continuación.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

3.2.1.3 Componentes del Panel N°1 de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico

Los componentes de este panel provienen de una selección realizada para darle versatilidad a la unidad. Dichos elementos son los componentes básicos de sistemas oleohidráulicos típicos. A continuación se presentan los elementos del Panel I del Banco de Entrenamiento Oleohidráulico. De igual manera, se agrega la numeración utilizada en Ciullo y Fernandez (2000)

Tabla 3.2: Componentes Panel I (Ciullo; 2000)

Num	Componente	Modelo	Marca
29	Cilindro Hidráulico Diferencial Dp: 2"; Dv: 1"; Lc:6"	Cilindro I	Desconocido
30	Cilindro Hidráulico Amortiguado Dp: 2 1/4"; Dv: 1"; Lc:6"	Cilindro II	Desconocido
31	Regulador de Flujo Compensado	FG-02-1500-10	Vickers
32	Regulador de Flujo	N-600-S	Parker
33	Electroválvula Direccional 4/3	DG4S4-016-C-50	Vickers
34	Válvula Hidráulica Direccional	DG3S4-062-C-2-51	Vickers
35	Caudalímetro	FM-26-322	UCC
36	Motor Hidráulico	M2-210-35-1C-13	Vickers
37	Válvula de Secuencia	RCT-03-A2-30	Vickers
38	Válvula Antirretorno en Línea (Check)	3C13-4-15	Fluids Control
39	Válvula Reductora de Presión	PRV2-10K-8K-8H	Vickers
40	Válvula Direccional Manual	MRV4-16-D-12-T	Vickers
41	Manómetros (0-100) Bar "A-B-C-D"	PGB-0631.100	UCC
42	Válvula Antirretorno Pilotada	SPC1-10-P-6T	Vickers
43	Electroválvula 2/2	SV4-10C-8H-115AG	Vickers
44	Fin de Carrera	XCKM115	Telemecanique
45	Regulador de Presión Duplex	CG06FBDG0A-10	Vickers
46	Mangueras R5R (15)	SAE-J-517-100 13/32	Parker
47	Acople Rápido Macho	H3-63	Parker
48	Acople Rápido Hembra	H3_62	Parker

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Continuación Tabla 3.2

Num	Componente	Modelo	Marca
49	Regulador de Presión	RV5-10K-8H-35	Vickers
50	Fin de Carrera	XCKM121	Telemecanique
51	Cuadro de Selectores ON/OFF	Desconocido	Desconocido
52	Antiretorno en Ángulo (check)	C2-820	Vickers
53	Electroválvula Direccional 4/2	DG4S4-012A-50	Vickers
54	Codos 90° macho-macho	3/8" CR-S	Parker
55	Niples macho-macho	3/8" FF-S	Parker
56	Placa Base para Electroválvula Direccional	DGSME-01X-20-T8	Vickers
57	Placa Base para Válvula Hidráulica Direccional	DGSME-8X-10	Vickers
58	Placa Base para Regulador de Flujo Compensado	FGME-02-20	Vickers
59	Placa Base para Regulador de Presión Duplex	CGME-06-S-20	Vickers
60	Fin de Carrera	E-100-00-E1	Ersce
61	Placa Base para Manómetros	Desconocido	Fabricados

Los componentes de este panel sirven para realizar una gran cantidad de prácticas de laboratorio destinadas a la comprensión básica de los sistemas hidráulicos, y conserva la facultad de ser versátil y manual, de manera que el estudiante que practique en los mismos desarrolle conocimientos en materia de hidráulica, sin embargo, la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico es capaz de sostener otro panel, el cual se muestra a continuación:

3.2.1.4 Componentes del Panel N°2 de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico

El panel N°2 es una propuesta realizada por Ciullo y Fernández(2000) sobre la cual estaba planificado colocar diversos elementos hidráulicos que complementarían al panel N°1 en materia de automatización. En principio este panel se encontraba vacío,

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

pero con el desarrollo de esta investigación se le anexaron componentes que sirvieron para la elaboración tanto de este trabajo como para trabajos futuros. Dichos componentes son electroválvulas marca Rexroth, y Manómetros de Bourdon marca Bourdon-Haenni. Adicionalmente, se anexaron a este panel de manera provisional dos elementos del panel N°1, el regulador de flujo (N°32) y el cilindro hidráulico amortiguado (N°30).

a) Válvulas direccionales de 4 vías y 3 posiciones con solenoides de alterna en baño de aceite. Marca Rexroth.

Las válvulas direccionales empleadas poseen las siguientes características (Manual Rexroth; 2003):

- Son válvulas direccionales de corredera de mando directo con accionamiento por solenoide en versión de alta potencia.
- La masa de la válvula es de 1,95 Kg.
- La válvula puede ser colocada en un rango de temperaturas del ambiente que va desde -20 a 50°C.
- Características Hidráulicas
 - La presión de servicio máxima es 2320 psi.
 - El caudal máximo es 15,8 GPM.
- La especificación de las válvulas montadas son las siguientes:

4WE6 G62_/EW110 N9 K4

4: Cuatro vías
WE: Modelo
6: Tamaño nominal ISO
G: Símbolo Pistón
62: Serie
_: Retorno con resorte
E: Solenoide de Alta

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

W110: Tensión Alterna 120 o 110 V, 50/60 Hz

N9: Dispositivo de accionamiento auxiliar protegido.

K4: Sin conector con Zócalo DIN EN 175301-803

Las válvulas Modelo WE son válvulas direccionales de corredera de accionamiento por solenoides. Controlan el arranque, parada y sentido de caudal.

Funcionamiento de la válvula

En situación de reposo, el pistón de mando es mantenido en posición media o en posición de salida mediante el resorte de retorno (excepto la corredera de impulso). El accionamiento del pistón de mando se logra mediante el solenoide en baño de aceite. Para garantizar una función impecable hay que tener en cuenta que la cámara de presión del solenoide esté llena de aceite.

La fuerza del solenoide actúa mediante el impulsor sobre el pistón de mando y lo desplaza desde su posición de reposo hasta la posición final deseada. Para ello se habilita la dirección de caudal requerida P hacia A y B hacia T o P hacia B y A hacia T.

Al desenergizar el solenoide, el pistón de mando es desplazado nuevamente a su posición de reposo mediante el resorte de retorno.

Un dispositivo de accionamiento auxiliar opcional, asegura un desplazamiento del pistón de mando sin excitación del solenoide.

Los picos de presión en la tubería del depósito para dos o más válvulas pueden ocasionar, en válvulas con enclavamiento, movimientos inadvertidos del pistón. Se recomienda situar separadamente las tuberías de retorno o incorporar una válvula antiretorno en la tubería del depósito.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

b) Manómetros con glicerina marca Bourdon-Haenni.

Los manómetros poseen una caja hermética de acero inoxidable con un dial de 63 mm de diámetro hecho de una aleación de aluminio.

- Cuentan con un sensor Tipo Bourdon de Bronce.
- Conexión Inferior con Rosca $\frac{1}{4}$ " NPT.
- Escala 0-1000 psi.
- Precisión Clase 1,6%.
- Temperatura de operación de fluidos en contacto con el manómetro de -10 a 80°C.
- Ventana de Policarbonato irrompible.
- Excelente resistencia ante las vibraciones y el ambiente corrosivo.
- Puede ser utilizado con todos los sistemas líquidos o gaseosos compatibles con elementos sensores de material cuproso.

c) Regulador de flujo modelo N-600-S

Los reguladores de flujo son ideales para el control de velocidad en sistemas hidráulicos donde no sea necesaria una válvula antirretorno y proveen un excelente control y cierre seguro en un espacio pequeño. El regulador proporciona un buen ajuste para bajos caudales en las primeras tres vueltas de la perilla, una escala de colores debajo de la perilla indica el nivel de regulación.

d) Cilindro Hidráulico amortiguado

El cilindro hidráulico amortiguado empleado posee las siguientes dimensiones:

Diámetro del pistón: 2 $\frac{1}{4}$ pulgadas

Diámetro del vástago: 1 pulgada

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Longitud de la carrera: 6 pulgadas

El tipo de amortiguación del cilindro es de extensión cónica del vástago.

Con todos estos elementos, se realizó el montaje del cilindro hidráulico para la realización de la validación experimental.

3.2.2 Actividades realizadas sobre la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico

Se realizó una inspección general de la Unidad para verificar el estado de sus componentes, se llevo a cabo la puesta a punto del sistema de potencia para comprobar su correcto funcionamiento, y se confirmó que los valores de presión y caudal enviados por la misma estaban dentro del rango descrito por Ciullo y Fernández (2000). Además se verificó que el nivel y las condiciones del aceite eran las adecuadas para llevar a cabo las pruebas. A su vez se revisó la succión de la bomba, la cual se encontró en buenas condiciones.

Se instalaron los elementos propuestos para el panel 2, conservando las características de versatilidad y espacio de la unidad.

Dos válvulas direccionales de 4 vías y 3 posiciones con solenoides de alterna en baño de aceite marca Rexroth se colocaron apoyadas en un par de soportes en forma de “L” con la finalidad de apoyar las válvulas sobre el panel vertical. Para esta disposición fue necesario realizar cálculos de flexión en las bases para evitar posibles fallas o deflexión excesiva al poner en funcionamiento el sistema hidráulico.

La posición de las electro válvulas se escogió para que puedan ser utilizadas en conjunto con la mayor parte de los instrumentos que se colocarán a futuro en el panel N°2 y para algunos elementos del panel N°1.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Para controlar la posición de la corredera de las electro válvulas, se construyó un tablero de control ubicado debajo del panel N°2 en donde a través de un interruptor, es posible alimentar los solenoides que mueven la corredera.

Se instaló el cilindro amortiguado del panel N°1 en el panel N°2 para realizar los ensayos con el mismo, se abrieron agujeros en el panel N°2 para el posicionamiento de los cilindros hidráulicos de este panel.

Se colocó el regulador del flujo del panel N°1 en el panel N°2 para regular el caudal del sistema.

Se agregó una base para colocar dos Manómetros con glicerina marca Bourdon-Haenni, y tiene la disponibilidad de agregar dos componentes más.

Una vez instalados los componentes del panel N°2, se procede a realizar el diseño de la validación experimental.

3.2.3 Diseño de la Validación Experimental

En el marco de la investigación planteada, referida al análisis de actuadores hidráulicos del tipo diferencial y amortiguado, se plantea una metodología de tipo experimental de campo, en la medida que se realizó bajo condiciones controladas de los actuadores recolectando datos reales de la posición y velocidad de los mismos. En este sentido, se aplicó el método explicado a continuación:

3.2.3.1 Método de Análisis de Imágenes de Video

El análisis de imágenes de video es un método que se ha desarrollado en la última década debido a los avances tecnológicos en video digital, autores como Sabot et al (1997) lo emplearon para analizar los aludes de nieve en Los Pirineos. El método se utiliza para obtener data de posición y velocidad con respecto al tiempo para elementos en movimiento. La bondad del análisis es la posibilidad de descomponer el video tomado del elemento a estudiar en imágenes, brindando la posibilidad de analizar cuadro a cuadro la posición del mecanismo con respecto al tiempo y obtener, como mínimo 24 puntos de estudio por segundo.

Las dificultades de usar este método radican en que los videos son tomados desde una sola perspectiva. La toma de un video se asemeja al funcionamiento de la vista humana, donde desde un foco se disparan líneas rectas que abarcan el plano a estudiar, cuando la línea trazada desde el foco es perpendicular al plano, se obtiene un error de 0%, pero a medida que las líneas se alejan de la perpendicularidad, el porcentaje de error aumenta. Este error se llamará error de alineación. Adicionalmente, las cámaras convencionales no son capaces de apreciar valores de posición menores a 1mm, por lo que se generará también un error de apreciación, dicho error será menor a medida que la definición de la cámara sea superior.

Para la metodología experimental, se utilizó el método de análisis de imágenes de video para el estudio de la carrera de los cilindros hidráulicos, en particular la posición y la velocidad de los mismos para intervalos de tiempo de 1/25 segundos colocando la cámara en el inicio de la carrera del cilindro para establecer un sistema de coordenadas preciso. Para estos puntos se utilizará un factor de corrección que depende de la posición de la cámara con respecto al plano en donde se realiza la carrera del cilindro. Mientras más lejos se coloque la cámara, el error de alineación disminuye pero el error de apreciación aumenta, lo contrario sucede cuando se coloca

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

la cámara muy cerca del cilindro, el error de apreciación disminuye, pero el error de alineación aumenta.

El error de alineación se puede corregir al conocer la posición de la cámara con respecto al cilindro, y utilizando el teorema de triángulos semejantes, al considerar el ángulo α igual en ambos triángulos, se puede obtener la siguiente relación para una posición cualquiera en la carrera:

$$X_c = \frac{Xb}{c} \quad (47)$$

Donde x es la distancia medida por la cámara, c es la distancia de la escala graduada a la cámara, b es la distancia de la cámara al cilindro y X_c es la posición corregida del cilindro como se observa en la *Figura 3.3*.

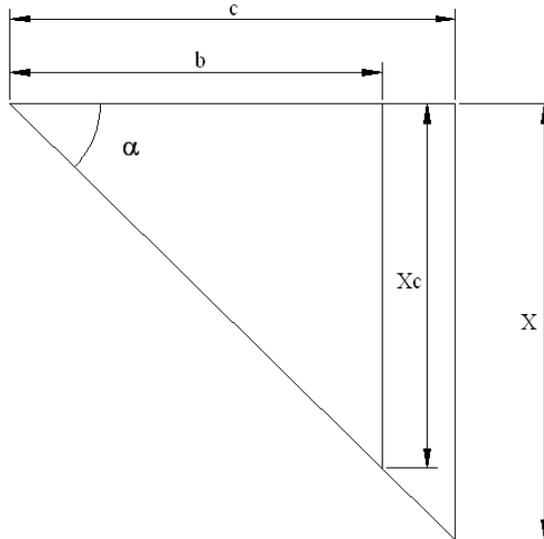


Figura 3.3: Error de alineación

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

El método de análisis de imágenes de video permitió observar el movimiento del cilindro al ser sometido a diferentes variables.

3.2.3.2 Definición de Variables

En el estudio de los cilindros hidráulicos, se presentan muchas variables que pueden ser manipulables o medibles, las variables que se presentan a continuación son variables que se encuentran representadas en los modelos numéricos presentados anteriormente, y por lo tanto, es de suma importancia su evaluación experimental. De acuerdo a Ballestrini (2002) pueden ser clasificadas de la siguiente manera:

a) Variables Manipuladas

Una vez establecidos los equipos a disposición, se definen las variables que fueron alteradas a fin de evaluar el comportamiento del cilindro.

- **Presión del Sistema:** La presión del sistema alcanza los 800 psi y puede ser controlada con una válvula de presión presente en cada panel.
- **Fuerza Externa:** Por la disposición vertical de los cilindros, la carga externa suministrada al sistema esta representada por el peso adicional que se le agregue al mismo.
- **Sentido de movimiento del cilindro:** los cilindros diferenciales presentan comportamientos distintos al tirar y empujar, por lo tanto se realizaron ensayos para ambos sentidos del desplazamiento del cilindro.
- **Caudal de entrada al cilindro:** El caudal de entrada al cilindro puede ser controlado a través de válvulas que restringen el flujo.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

b) Variables Controladas o Medidas

Las variables manipuladas alteran las variables controladas, en este caso, la presión de las cámaras, la posición y la velocidad del cilindro.

- **Presión en cada cámara:** por ser cilindros diferenciales de doble acción, existe una diferencia de presión entre las cámaras de los mismos. Para medir estas presiones se utilizaron manómetros de glicerina y se observó el comportamiento de los mismos durante el proceso.
- **Posición:** El cilindro al ser activado por la presión del sistema, empieza a moverse en un sentido determinado, se midió la posición del cilindro para intervalos de tiempo cortos para obtener de manera precisa cual será la posición del cilindro en un tiempo determinado.
- **Velocidad:** Al igual que la posición, el cilindro obtuvo una velocidad para un instante de tiempo determinado, la velocidad no fue medida directamente, sino que fue medida a partir de la posición basándose en que la misma se obtiene como la derivada de la posición en el tiempo.

3.2.3.3 Obtención de la data experimental

Una vez conocidas todas las variables a estudiar, se prosigue con la conexión adecuada entre los componentes del panel N°2 para extraer la data experimental que servirá para validar el modelo numérico propuesto. La conexión entre componentes se realizó a través de mangueras flexibles en cuyos extremos se encuentran acoples hembras que encajan con acoples machos ubicados en todas las entradas y salidas de los componentes del panel.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Se conectó el bloque de presión del panel a la entrada del regulador de caudal y de la salida del regulador a la entrada P de la válvula, la salida T de la válvula se unió al bloque de descarga del panel. Las conexiones A y B de la válvula se conectaron a las cámaras A y B del cilindro respectivamente, y con dos manómetros para leer las presiones de las mismas. Se conectaron los cables de alimentación de los solenoides de la válvula al tablero de control. En la *Figura 3.4* se presenta el diagrama hidráulico de la instalación utilizada.

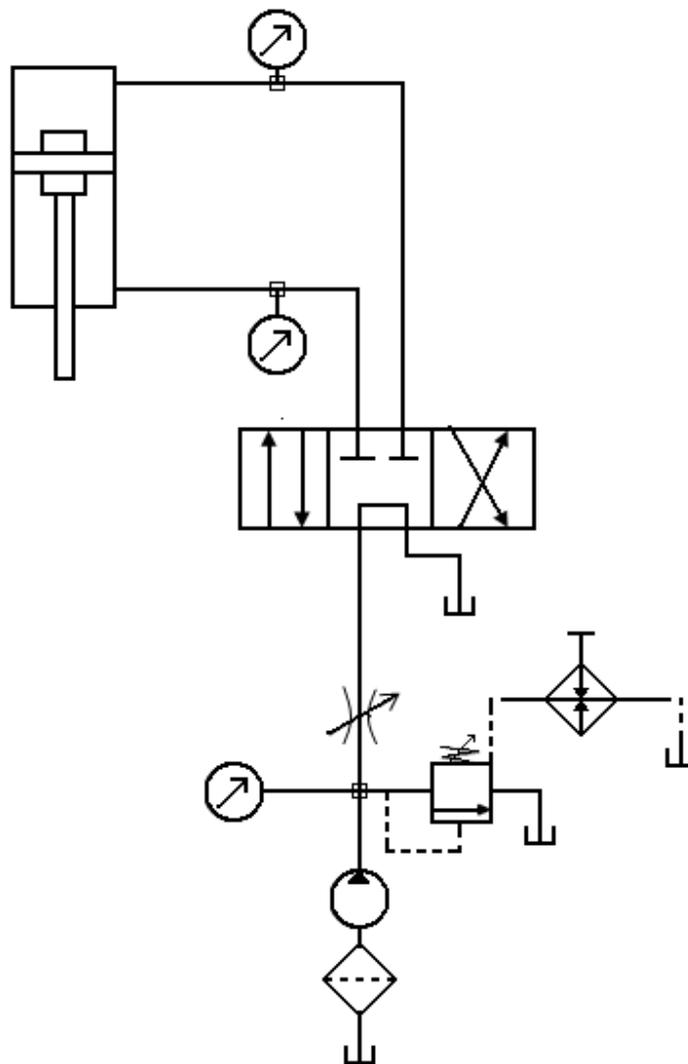


Figura 3.4: Diagrama Hidráulico de la instalación

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Para obtener la posición del cilindro a través del tiempo, se utilizó una cámara marca Sony modelo DSC-W55 capaz de capturar veinticinco cuadros por segundo, rapidez suficiente para la obtención de esta variable, se colocó detrás del cilindro una escala graduada con una apreciación de 2mm, la cual intercala cada 2mm los colores blanco y negro para una mejor visualización en el video. La cámara se mantuvo estática en su posición a través de un trípode en donde se puede ajustar la altura ideal de la misma, la cual es la misma altura del cilindro retraído para evitar errores de alineación.

Se realizaron siete ensayos que constan de seis videos cada uno (tres videos al tirar y tres al empujar), en donde se variaron adecuadamente las variables manipuladas del experimento y se capturo el movimiento del cilindro, a continuación se explica en detalle cada uno de ellos:

Ensayo A: se utilizó el máximo caudal que suministra la bomba (un poco más de 2GPM) y se varió la presión del sistema con el regulador de presión del panel N°2, las presiones utilizadas fueron 200 psi, 400 psi y 600 psi.

Ensayo B: se trabajó con una presión del sistema de 200 psi, utilizando el regulador de flujo para variar el caudal del sistema. Los caudales utilizados fueron 1 GPM, 1.5 GPM y 2 GPM.

Ensayo C: se empleó una presión del sistema de 600 psi, utilizando el regulador de flujo para variar el caudal del sistema. Los caudales utilizados fueron 1 GPM, 1.5 GPM y 2 GPM.

Ensayo D: se fijaron valores de presión del sistema a 200 psi y caudal 1 GPM, variando la fuerza externa que debe movilizar el cilindro utilizando pesos de 50 Kg, 86 Kg y 122 Kg. Estas cargas representan entre el 5 y 10% de la capacidad máxima

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

del cilindro a 200 psi. La variación de la fuerza externa se realizó utilizando una cabina capaz de soportar probetas de concreto.

Ensayo E: se trabajó a 200 psi y 2 GPM, variando la fuerza externa que debe movilizar el cilindro utilizando pesos de 50 Kg, 86 Kg y 122 Kg.

Ensayo F: se utilizaron 600 psi y 1 GPM, variando la fuerza externa que debe movilizar el cilindro utilizando pesos de 50 Kg, 86 Kg y 122 Kg.

Ensayo G: se fijaron valores de 600 psi y 2 GPM, variando la fuerza externa que debe movilizar el cilindro utilizando pesos de 50 Kg, 86 Kg y 122 Kg.

Se colocó la cámara a una distancia de 44 cm del cilindro para los ensayos A, B y C y 48.5 cm para los ensayos D, E, F y G. La distancia se alteró para los últimos cuatro ensayos debido a que se necesitó espacio para la colocación de la cabina con los pesos. La distancia entre el cilindro y la escala fue de 9.5 cm.

Estos siete ensayos garantizan que se evalúan a cabalidad la relación entre las variables manipuladas y las variables controladas. De esta manera se realizó la validación experimental del modelo numérico que permitió observar las similitudes o discrepancias entre el análisis propuesto y el comportamiento real del cilindro hidráulico estudiado.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO IV

RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

En la investigación planteada, se presentan dos tipos de resultados, los primeros son obtenidos del modelo numérico propuesto para el comportamiento de cilindros hidráulicos del tipo diferencial y amortiguado, y los segundos fueron extraídos experimentalmente en el montaje realizado en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico. Cada grupo de datos será interpretado particularmente para luego llevar a cabo una comparación entre los mismos.

Para el análisis adecuado de esta información, es necesario presentarla de manera organizada mostrando los datos más representativos con el objeto de dar respuesta al problema planteado en la investigación.

Una de las principales consideraciones del problema planteado fue adaptar el modelo numérico al comportamiento real del actuador, para ello, se utilizó parte de la data extraída de los resultados experimentales con el fin lograr un mejor ajuste entre los grupos de resultados.

Es importante destacar que el sistema de ecuaciones tal como se plantea en el modelo, presenta inconvenientes al resolverlo numéricamente, es decir, los datos obtenidos del mismo no se ajustan al comportamiento observado en los resultados experimentales. Este problema se presenta particularmente en las Ecuaciones (45) y (46) donde la presión del sistema solo se estabiliza si el caudal del sistema es exactamente igual a la velocidad del cilindro por el área de aplicación de la fuerza. Al realizar las iteraciones con cualquier método numérico, es imposible alcanzar dicha igualdad a menos que se introduzca en el algoritmo de la simulación la condición $q_{ent}=v*A$.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

$$\dot{x}_3 = \frac{E}{V_A} (q_{ent} - A_A x_2) \quad (45)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{E}{V_B} (q_{sal} - A_B x_2) \quad (46)$$

Al utilizar la condición anterior, estas ecuaciones se anulan para cualquier instante de tiempo luego de alcanzar la estabilidad del sistema. Sin embargo, son usadas para simular el estado transitorio que se explicará posteriormente.

Otro de los inconvenientes presentados con el modelo numérico son las condiciones iniciales del mismo, en ellas se toma en cuenta que en la cámara a la que entra el fluido la presión es igual a la del sistema. Sin embargo, esto no ocurre en la realidad, ya que se observó que el movimiento del cilindro en la simulación numérica es más rápido al real. La diferencia entre estos comportamientos se debe a que el modelo numérico no toma en cuenta que el caudal que entra a la cámara solo ejerce presión cuando encuentra resistencia.

Por esta razón, se incorporaron al modelo una serie de valores de presión medidos experimentalmente en las cámaras del cilindro que se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 4.1: Presiones Registradas Experimentalmente

Variables Manipuladas			Presiones Registradas Experimentalmente			
Presión Sis (psi)	Caudal (GPM)	Fuerza Ext (N)	PA Empujar (psi)	PB Empujar (psi)	PA Tirar (psi)	PB Tirar (psi)
200	1	0	10	0	0	20
		490	10	10	0	80
		842,2	10	40	0	120
		1195,6	10	50	0	160
	1,5	0	10	0	0	40
		490	-	-	-	-
		842,2	-	-	-	-
		1195,6	-	-	-	-

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Continuación Tabla 4.1

Variables Manipuladas			Presiones Registradas Experimentalmente			
Presión Sis (psi)	Caudal (GPM)	Fuerza Ext (N)	PA Empujar (psi)	PB Empujar (psi)	PA Tirar (psi)	PB Tirar (psi)
200	2	0	20	0	0	80
		490	20	20	0	120
		842,2	20	40	0	140
		1195,6	20	50	0	180
	2,2	0	0	20	0	80
		490	-	-	-	-
		842,2	-	-	-	-
		1195,6	-	-	-	-
600	1	0	10	0	0	20
		490	10	20	0	80
		842,2	10	40	0	120
		1195,6	10	50	0	160
	1,5	0	0	20	0	40
		490	-	-	-	-
		842,2	-	-	-	-
		1195,6	-	-	-	-
	2	0	20	0	0	80
		490	20	40	0	120
		842,2	20	40	0	160
		1195,6	20	50	0	200
	2,2	0	0	20	0	80
		490	-	-	-	-
		842,2	-	-	-	-
		1195,6	-	-	-	-

Estos valores solo se presentan para las variaciones de presión del sistema, caudal y fuerza externa propuestos en el punto **3.2.3.3** ya que estas fueron las condiciones analizadas en este estudio.

Se observa que las presiones al tirar son mayores que al empujar por la diferencia entre las áreas de acción. En la cámara de mayor área, es decir la del émbolo, se registra una presión menor para la misma fuerza aplicada.

4.1 Resultados del Modelo Numérico

Tomando en cuenta todas las consideraciones anteriores, se presentan los resultados de la simulación del modelo numérico en Matlab 2007, donde se presentan gráficas asignando distintas variables que intervienen en el comportamiento del actuador, descritas en la sección 3.2.3.2. como la presión, el caudal y la fuerza externa.

Las gráficas que se muestran a continuación presentan dos secciones bien diferenciadas, la primera representa el comportamiento estable del cilindro, y la segunda el comportamiento amortiguado del mismo. Esta diferencia se debe a lo que se plantea en la ecuación (38), donde existe una fuerza de amortiguación presente solo en el último 10% de la carrera del actuador.

Se presentan curvas de Posición del pistón vs Tiempo, donde se puede apreciar la velocidad como la pendiente de dichas curvas. Debido a que la velocidad es constante para cada zona, no se graficó la curva Velocidad del pistón vs Tiempo, sin embargo se muestra una tabla para cada gráfica con los valores de velocidad en los intervalos.

La siguiente gráfica presenta la variación de la posición respecto al tiempo para dos valores de presión distintos, 200 y 600 psi, para un caudal de 2,2 GPM, sin fuerza externa aplicada. Las primeras tres gráficas describen el comportamiento del cilindro al empujar.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

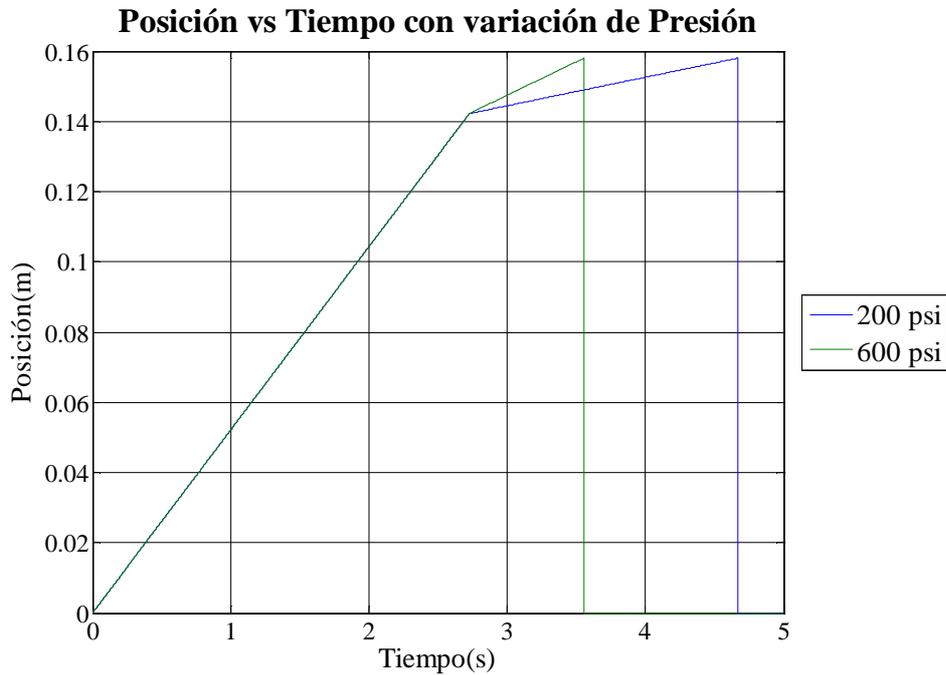


Figura 4.1: Posición del pistón vs Tiempo con variación de presión

Tabla 4.2: Velocidades con variación de Presión

	Velocidad en Estado Estable (m/s)	Velocidad en la Zona Amortiguada (m/s)
200 psi	0,05214	0,00809
600 psi	0,05214	0,01906

En esta figura se observó que la presión no interviene en la posición del cilindro respecto al tiempo para su zona estable, sin embargo, se aprecia una diferencia considerable en las pendientes de la zona amortiguada. Cuando la presión del sistema es mayor la amortiguación del cilindro disminuye. Se aprecia que la velocidad del actuador es constante para cada zona.

Otra de las variables manipuladas fue el caudal, por ello se presenta a continuación una gráfica para observar el comportamiento del cilindro ante esta variación. Para este caso se fijó la presión del sistema a 200 psi sin fuerza externa para observar mejor el comportamiento en la zona amortiguada.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

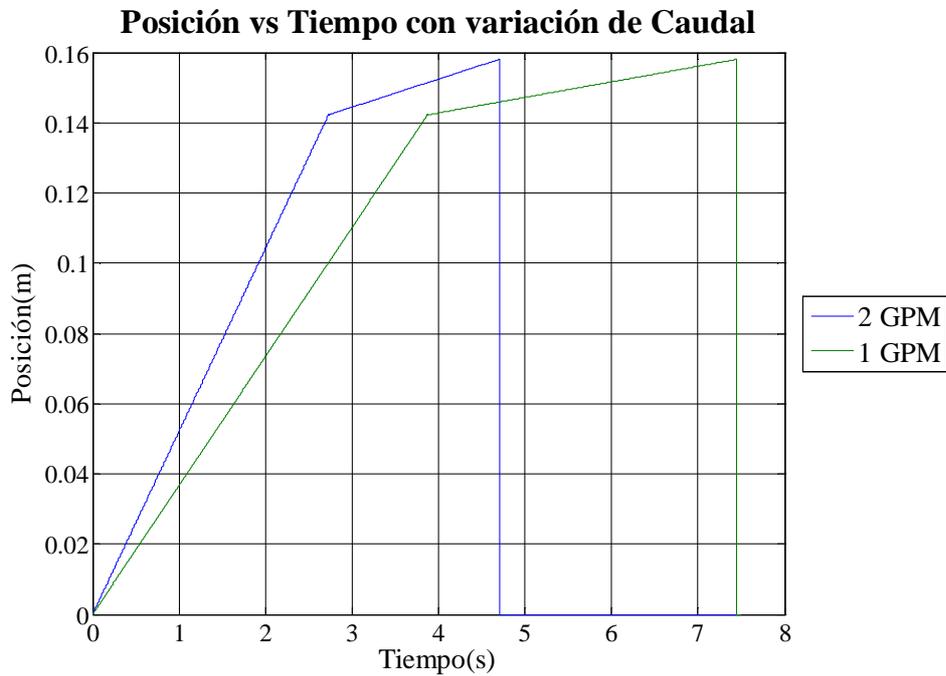


Figura 4.2: Posición del pistón vs Tiempo con variación de caudal

Tabla 4.3: Velocidades con variación de Caudal

	Velocidad en Estado Estable (m/s)	Velocidad en la Zona Amortiguada (m/s)
1 GPM	0,03652	0,00443
2 GPM	0,05207	0,00795

De esta gráfica se obtiene que la variación del caudal afecta la velocidad, ya que al aumentar el flujo aumenta la pendiente de la curva Posición vs Tiempo. Para la zona amortiguada se observa que la diferencia entre las pendientes al variar el caudal es menor que al variar la presión.

También fue manipulada la fuerza externa aplicada al cilindro para observar su comportamiento, dicha gráfica se muestra a continuación con un valor de presión de 200 psi y caudal de 2 GPM.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

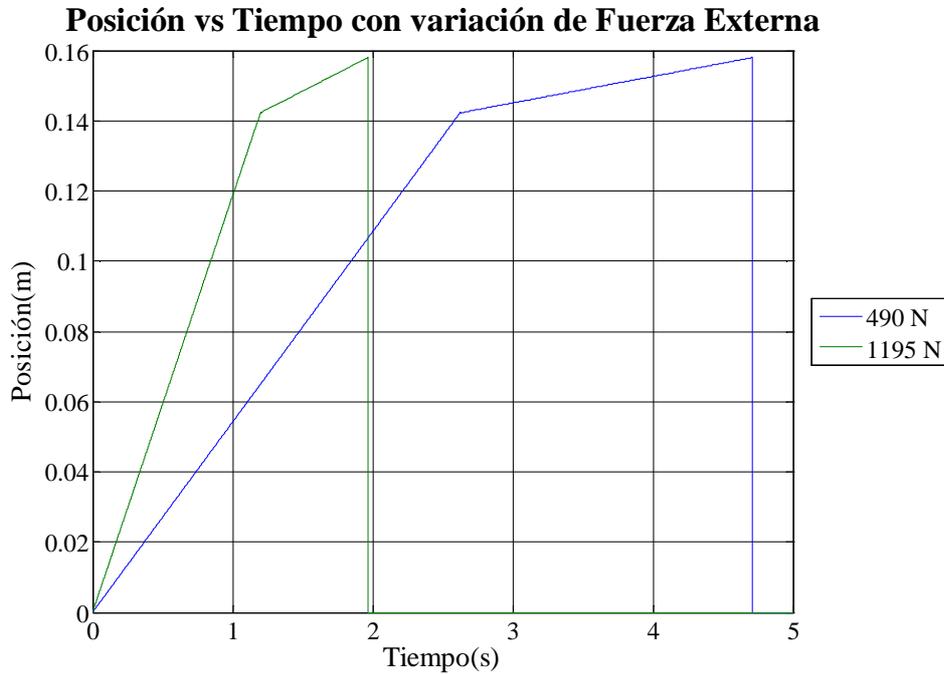


Figura 4.3: Posición del pistón vs Tiempo con variación de fuerza externa

Tabla 4.4: Velocidades con variación de Fuerza Externa

	Velocidad en Estado Estable (m/s)	Velocidad en la Zona Amortiguada (m/s)
490 N	0,05411	0,00758
1195 N	0,11829	0,02421

En esta gráfica se obtiene que al aumentar la fuerza externa, la velocidad del cilindro aumenta ya que la fuerza externa actúa en la dirección del movimiento favoreciendo el mismo. Se observa que la diferencia entre las pendientes en la zona amortiguada es menor a la variación con el cambio de presión, pero mayor al manipular los caudales.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Otra de las variables a tomar en cuenta al simular el comportamiento del actuador, es el sentido de su movimiento. Se presentan las condiciones empujar y tirar para 200 psi, 2 GPM y sin fuerza externa aplicada.

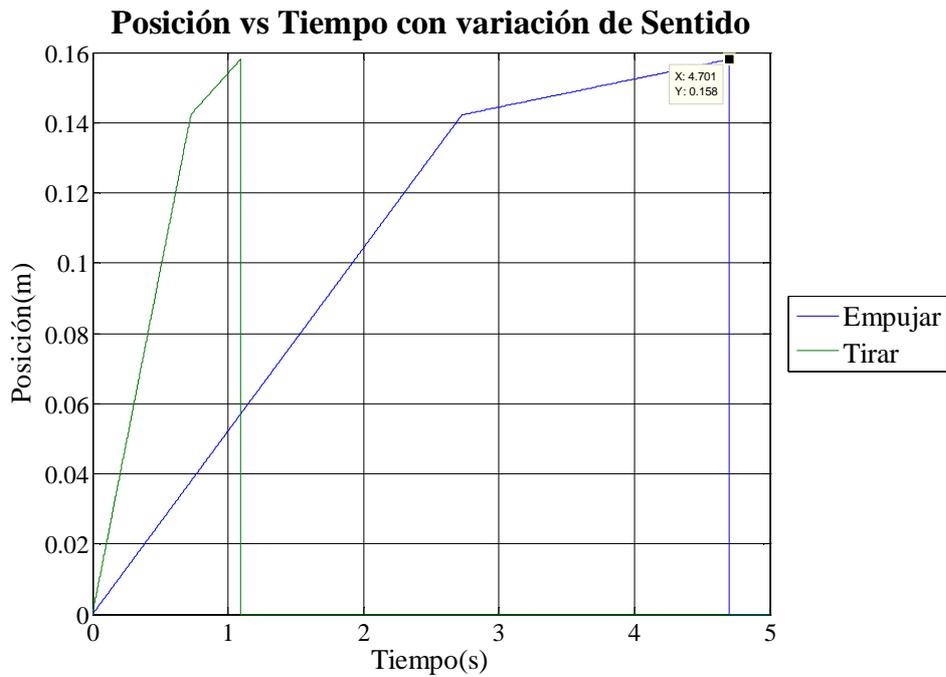


Figura 4.4: Posición del pistón vs Tiempo con variación de sentido

Tabla 4.5: Velocidades con variación de Sentido

	Velocidad en Estado Estable (m)	Velocidad en la Zona Amortiguada (m)
Empujar	0,04292	0,008
Tirar	0,19474	0,04292

Se observa que la velocidad al tirar es mayor que al empujar debido a la diferencia entre las áreas donde ejerce fuerza el caudal, a mayor área menor velocidad. Al empujar, se toma en cuenta el área del émbolo que es mayor al área en la cámara del vástago que interviene al tirar.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Por otra parte, en el modelo numérico propuesto es posible apreciar como el cilindro pasa del reposo al estado donde su velocidad es constante, es decir, se observa el estado transitorio inicial del cilindro antes de llegar al estado estable.

Para estudiar el fenómeno transitorio se emplean las ecuaciones (45) y (46) sin anular las mismas, introduciendo una nueva condición $v \cdot A \leq q_{ent}$. En el momento en que esta consideración no se cumpla, comienza el estado estable del sistema. Esto ocurre en un instante de tiempo muy pequeño, como se presenta en las siguientes gráficas con unas condiciones de 100psi, 2GPM, sin fuerza externa al empujar.

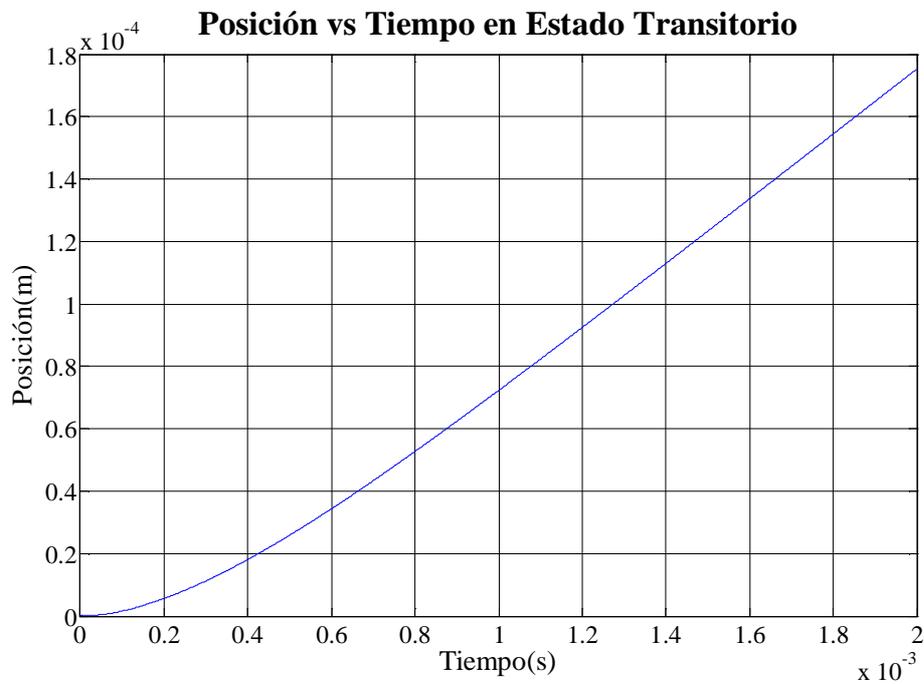


Figura 4.5: Posición del pistón vs Tiempo en estado transitorio

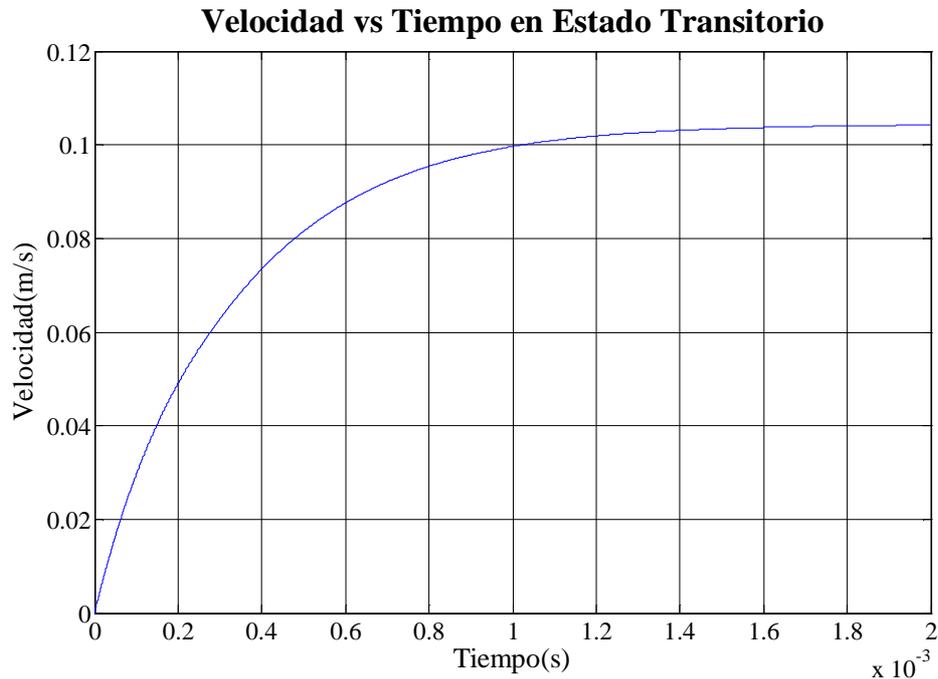


Figura 4.6: Velocidad del pistón vs Tiempo en estado transitorio

En la *Figura 4.5* se observa que el cambio de la posición respecto al tiempo no es lineal al inicio del movimiento ya que no puede pasar instantáneamente del reposo a la velocidad del estado estable no obstante, esto ocurre en un intervalo de tiempo bastante corto de aproximadamente 0,025% del tiempo total del movimiento.

En la *Figura 4.6* se aprecia el momento en que se estabiliza la velocidad luego de aumentar gradualmente. Sin embargo, el valor de la velocidad en el estado estable aproximadamente a los 1×10^{-3} s está por encima de los valores obtenidos para condiciones similares en la simulación del estado estable, donde la velocidad es cercana a 0,05 m/s. No se puede comparar con un resultado experimental ya que los equipos utilizados no tienen la capacidad de registrar datos para instantes de tiempo tan pequeños.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Para ajustar el modelo transitorio a los resultados en el estado estable, se procedió a variar la presión inicial de la cámara del émbolo por ensayo y error hasta obtener los resultados mostrados. Sin embargo, no se obtiene el valor de velocidad experimental, esta discrepancia puede ser debida a las variables no identificadas en el modelo, como: coeficientes de fricción, elasticidad del fluido o fugas, las cuales tienen una influencia importante en el comportamiento del actuador.

4.2 Resultados Experimentales

Los resultados extraídos del modelo numérico fueron validados experimentalmente mediante la realización de los ensayos descritos en el punto **3.2.3.3** llevados a cabo en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, donde se estudio el comportamiento del actuador alterando los valores de presión del sistema, caudal de entrada y fuerza externa aplicada. A continuación se muestran algunas gráficas de los resultados experimentales donde se observa la interacción entre las variables de estudio. De igual manera se incluyen tablas con los valores de velocidad para cada zona, sin embargo, en los resultados experimentales no se aprecia con definición las pendientes en las curvas Posición vs Tiempo por lo que la misma se aproximó a una tendencia lineal para obtener el valor de la velocidad.

La primera variable estudiada es la presión del sistema, en el Ensayo A se muestra la manera en que la presión interviene en el movimiento del cilindro tanto al empujar como al tirar.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

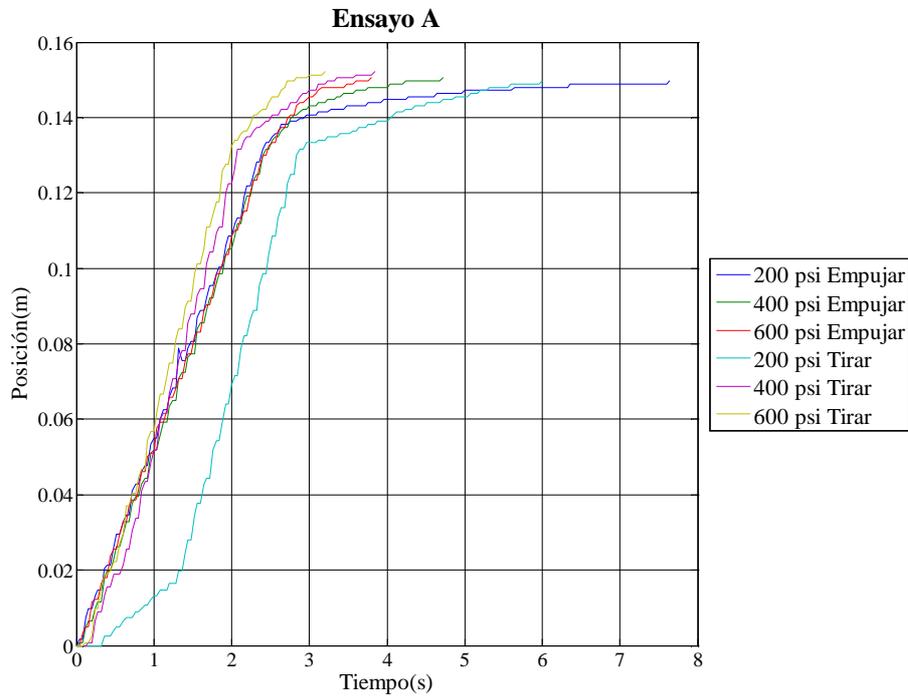


Figura 4.7: Ensayo A

Se observa que para un caudal constante sin fuerza externa aplicada en el sistema, la variación de presión no es determinante para el cambio en la velocidad. Esto se debe a que en un cilindro hidráulico la presión registrada en las cámaras está muy por debajo de la presión del sistema, ya que por ser un sistema hidrostático, el caudal solo ejerce presión cuando encuentra una restricción o resistencia en el sistema.

En el sentido tirar, se observa una disminución de la velocidad al inicio de la carrera cuando está sometido a 200 psi, este fenómeno no se puede atribuir a la dinámica del cilindro bajo condiciones normales. Alguna condición externa pudo haber intervenido en el retardo del inicio del estado estable para esas condiciones particulares como una disminución de la corriente eléctrica o un error en la toma de datos.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

La segunda variable estudiada fue el caudal suministrado por el sistema, y la variación en el movimiento del actuador se presenta en el Ensayo B.

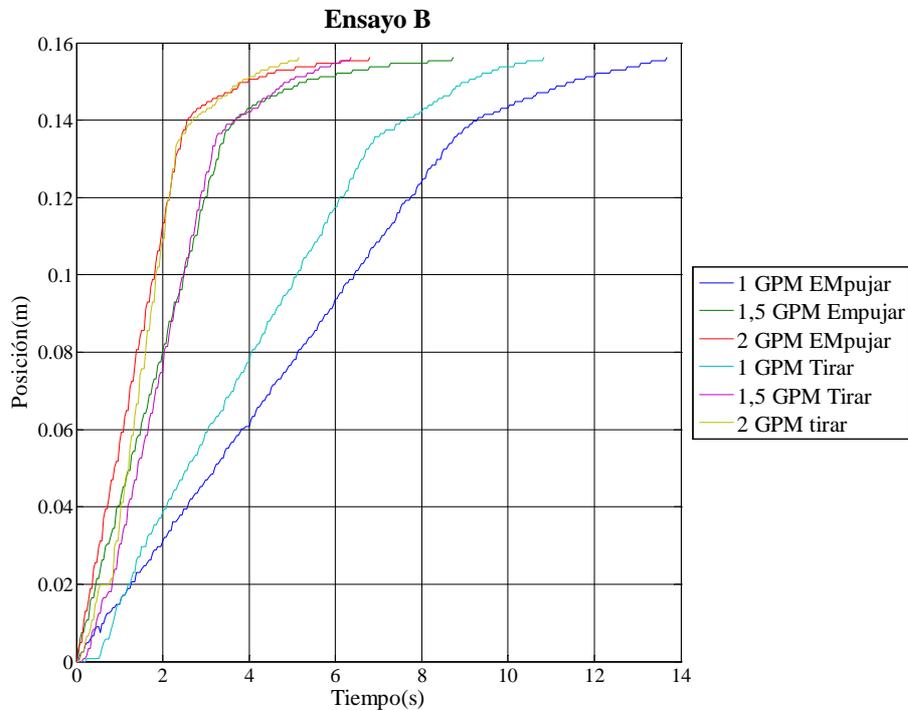


Figura 4.8: Ensayo B

Se aprecia que a medida que se aumenta el caudal suministrado por el sistema, la velocidad del actuador aumenta, ya que al aplicar un flujo mayor para una misma área de acción, la velocidad del pistón debe incrementarse como se evidencia en la ecuación (2). Sin embargo este comportamiento no es lineal ya que la fricción dentro del cilindro interviene en este fenómeno. Adicionalmente, la presión en las cámaras aumenta porque la resistencia que opone el área de acción es mayor al incrementar caudal.

La velocidad al tirar es mayor que al empujar por la diferencia de áreas en las cámaras, esto se observa con más detalle para 1 GPM donde la diferencia entre las pendientes de la curva Posición vs Tiempo es más evidente. La razón por lo que esto

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

ocurre es que a bajos caudales las áreas de acción de las cámaras toman mayor importancia.

Otra de las variables que se toma en cuenta es la Fuerza Externa aplicada, observando la incidencia de la misma en los sentidos del movimiento, estas características se aprecian en el Ensayo E.

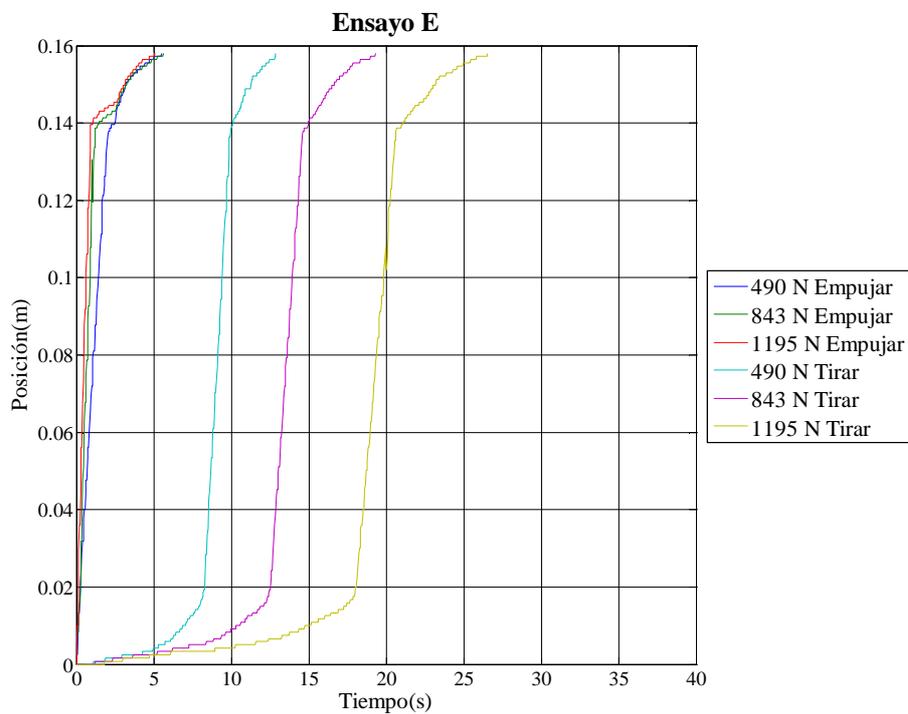


Figura 4.9: Ensayo E

En primera instancia, se nota que al empujar la fuerza externa representada por una carga en el cilindro actúa en el sentido del movimiento, por lo tanto favorece al mismo. Al tirar ocurre lo contrario, la carga se opone al desplazamiento por lo que el inicio del estado estable el comportamiento del actuador se retarda más al tener que vencer fuerzas mayores. Al empujar la diferencia entre las zonas amortiguadas no es significativa por el tipo de amortiguación propio del cilindro.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Se puede verificar que las pendientes tanto al tirar como al empujar son similares en el estado estable porque el caudal es constante para estos casos, no obstante, al tirar se apreció que la amortiguación aumenta al incrementar la carga aplicada ya que la fuerza externa actúa en el mismo sentido que la fuerza amortiguadora.

Luego se procede a comparar como la presión del sistema interviene en la amortiguación del actuador, esto se denota en la *Figura 4.10* donde el caudal se mantiene constante a 2 GPM.

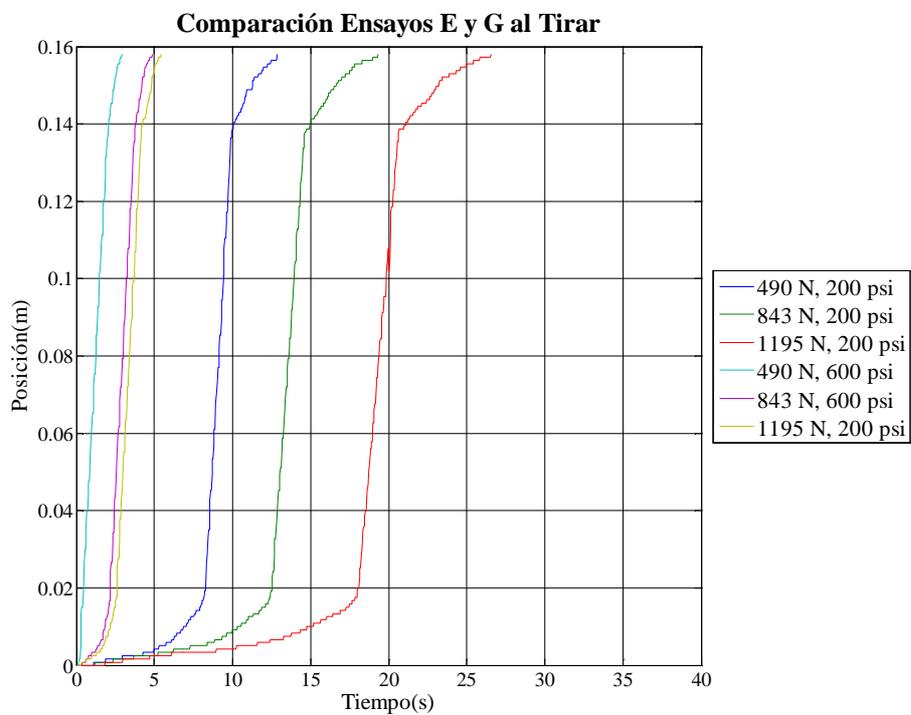


Figura 4.10: Comparación Ensayos E y G al Tirar

Se aprecia que al incrementar la presión del sistema, la zona amortiguada se reduce considerablemente debido a que existe una restricción por el dispositivo amortiguador dentro del cilindro. Esta resistencia se hace más evidente a presiones mayores. Por otra parte, el retardo del inicio de la zona estable es más evidente cuando la presión

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

del sistema es menor ya que con la disminución de la misma resulta más difícil vencer las fuerzas al inicio del movimiento.

Ya se ha observado la incidencia de la presión en la zona amortiguada, pero esta no es la única variable que puede afectar dicho fenómeno. La siguiente gráfica muestra como el caudal y la fuerza externa intervienen en la zona amortiguada.

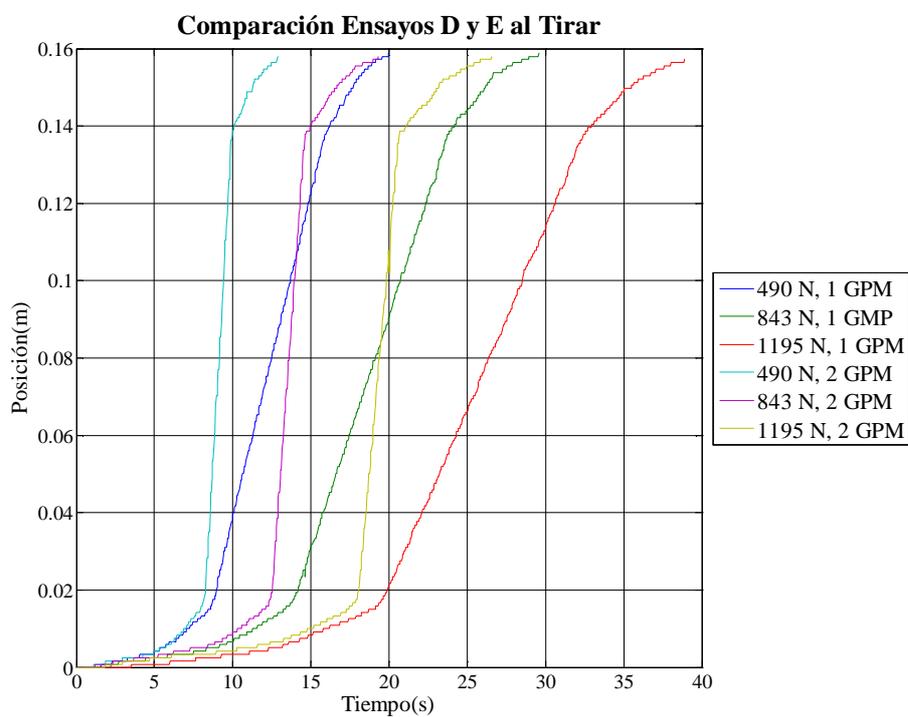


Figura 4.11: Comparación Ensayos D y E al Tirar

Se observa que a mayor caudal disminuye ligeramente la amortiguación al igual que reduciendo la fuerza externa. Sin embargo estas variaciones son menos significativas que al manipular la presión como se observó en la *Figura 5.10*.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

También se observa que la resistencia que opone el cilindro al inicio del movimiento, cuando existe carga, es menor cuando el flujo aumenta ya que la presión que ejerce el caudal en este intervalo de tiempo también se incrementa.

En base a los resultados obtenidos de la zona amortiguada, se construyó el modelo para calcular la constante de amortiguación que se usó en el desarrollo numérico expuesto anteriormente. Dicho modelo toma en cuenta que la presión es el factor determinante en este fenómeno, pero también incluye los efectos de la fuerza externa como segundo elemento de importancia y por último a la variación de caudal. Se fijó un rango de magnitudes para cada variable, y se le asignó una proporción basada en la incidencia sobre la amortiguación. Luego se procedió a realizar una interpolación lineal de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$k_p = 3214,29 * (4.1 - \frac{P_{sis}}{1000000}) + 3000 \quad (48)$$

$$k_q = 16447368,42 * (0,000167 - q_{ent}) + 500 \quad (49)$$

$$k_c = 3,764 * F_{ext} + 1500 \quad (50)$$

$$k_a = k_p + k_q + k_c \quad (51)$$

Donde:

k_p es la constante de amortiguación dependiente de la presión

k_q es la constante de amortiguación dependiente del caudal

k_c es la constante de amortiguación dependiente de la fuerza externa

k_a es la constante de amortiguación total del sistema.

P_{sis} es la presión del sistema en Pa.

Q_{ent} es el caudal de entrada al cilindro en m³/s

F_{ext} es la fuerza externa aplicada al cilindro en N

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

4.3 Validación experimental

Una vez mostrados tanto los resultados del modelo numérico como los experimentales, se procede a realizar una comparación ellos. Para lograr una visualización de la misma, se presenta una tabla que muestra las velocidades en las zonas estable y amortiguada para varios casos en ambos grupos de resultados, no se tomará en cuenta el estado transitorio en el modelo numérico ni el intervalo de tiempo antes de alcanzar la zona estable en los resultados experimentales.

Tabla 4.6: Comparación de las velocidades entre el modelo numérico y los datos experimentales.

	Velocidades al Empujar (m/s)			
	Zona Estable		Zona Amortiguada	
	Modelo	Experimental	Modelo	Experimental
200 psi	0,05214	0,05505	0,00809	0,00171
600 psi	0,05214	0,05415	0,01906	0,00788
1 GPM	0,03652	0,01546	0,00443	0,00353
2 GPM	0,05207	0,05588	0,00795	0,00326
490 N	0,05411	0,06907	0,00758	0,00464
1195 N	0,11829	0,15172	0,02421	0,00478
	Velocidades al Tirar (m/s)			
	Zona Estable		Zona Amortiguada	
	Modelo	Experimental	Modelo	Experimental
200 psi	0,19570	0,07350	0,0539	0,00447
600 psi	0,19570	0,07030	0,01064	0,01296
1 GPM	0,05255	0,02059	0,00748	0,00326
2 GPM	0,19570	0,07239	0,05314	0,00656
490 N	0,11220	0,06957	0,02172	0,00619
1195 N	0,24670	0,04512	0,05858	0,00321

Para la tabla anterior, se manipuló una variable manteniendo las otras dos constantes. En el caso de la variación de presión, se fijó 2,2 GPM y sin fuerza externa. Para el

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

cambio de caudal, se trabajó con 200 psi sin carga. Por último, para la variación de fuerza externa se utilizó una presión del sistema de 200 psi y un flujo de 2 GPM.

De los datos mostrados en la tabla se puede observar que el comportamiento se ajusta bastante bien, validando experimentalmente los resultados obtenidos en el modelo numérico. Al empujarse observa una mayor similitud entre los datos, sobre todo en la zona estable porque las velocidades se asemejan en la primera cifra significativa, exceptuando el caso de 1 GPM y 490 N. En la zona amortiguada el orden de magnitud de los resultados es el mismo, exceptuando los casos de 600 psi y 1195 N, sin embargo, se observó que el modelo de amortiguación propuesto en base a los resultados experimentales se asemeja al comportamiento real del cilindro.

La principal discrepancia entre los resultados se aprecia al tirar, donde los datos del modelo numérico están un orden de magnitud por encima de los experimentales, salvo en tres casos, 1 GPM en ambas zonas, y 600 psi en la zona amortiguada. Esto se debe a que, las presiones que se registraron en la *Tabla 5.1* son mayores al tirar que al empujar, produciendo que en el análisis dinámico la velocidad se incremente.

De igual manera, la fricción se presenta en todo el movimiento del cilindro e incide más al tirar que al empujar. Como no se realizó un estudio de identificación de parámetros de este fenómeno para el cilindro empleado, no se garantiza que los coeficientes usados sean los verdaderos para el sistema estudiado, sin embargo se tomaron valores propuestos en el trabajo de Heinze (2007) y se ajustaron para acercarse más el modelo al comportamiento real del cilindro.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

4.4 Valor Agregado

Durante la realización de este Trabajo Especial de Grado se llevaron a cabo ciertas actividades que no se encontraban contempladas dentro de los objetivos del mismo, sin embargo, representan un valor agregado tanto para la Escuela de Ingeniería Mecánica como para el desarrollo de la investigación.

En primer lugar, se elaboró un modelo mediante bloques de función de un cilindro hidráulico diferencial en el cual se incluyeron todos los componentes de un sistema hidráulico además de una serie de convertidores de señal física a numérica y viceversa. Dicho modelo se encuentra desarrollado en el Apéndice A y no se utilizó para comparar datos debido a que es necesaria una identificación de parámetros mucho mas rigurosa que se alejaba de los alcances de este trabajo.

Por otro lado se incorporaron una serie de prácticas de laboratorio que pueden ser implementadas en la Escuela de Ingeniería Mecánica para diversas cátedras del Departamento de Automática. Las primeras tres prácticas están relacionadas con el Análisis Dinámico de Sistemas Oleohidráulicos. Se desarrollo una actividad destinada al Laboratorio de Instrumentación que consiste en la calibración de un regulador de flujo con variación de presión. También se incluyó una práctica mediante la cual se calculan los valores de ganancia de un controlador PID y puede ser incluida en la cátedra de Controles Automáticos. La última práctica es para la asignatura de Controladores Lógicos Programables y consiste en la programación de procesos secuenciales.

Se plantea un esquema para estas prácticas en las cual se incluye en su estructura Objetivo General, Objetivos Específicos, Lista de Elementos, Descripción del Procedimiento y Tópicos de discusión. Dichas actividades se encuentran descritas en el Apéndice B

CAPÍTULO V: PROPUESTA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN ACTUADOR OLEOHIDRÁULICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO V

PROPUESTA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN ACTUADOR OLEOHIDRÁULICO

En este capítulo se presenta la arquitectura de automatización y control de un actuador hidráulico diferencial amortiguado. Para ello se define como variable a controlar la posición del pistón.

La variable manipulada en el proceso es la presión en las cámaras del cilindro ya que en el capítulo anterior se determinó que para el modelo numérico planteado esta es la característica del sistema que tiene una influencia más directa en la posición del pistón. En la *Figura 5.1* se presenta el diagrama de bloques del sistema de control. El bloque del controlador, a través de una función de transferencia, convierte la señal de error en una señal eléctrica interpretada por el regulador de presión que ejerce un cambio de presión en la cámara del cilindro y finalmente se traduce en una variación de la posición del pistón. Este desplazamiento es censado por un medidor de posición, el cual compara el valor presente con el valor deseado, obteniéndose así una señal de error que cierra el lazo de control.

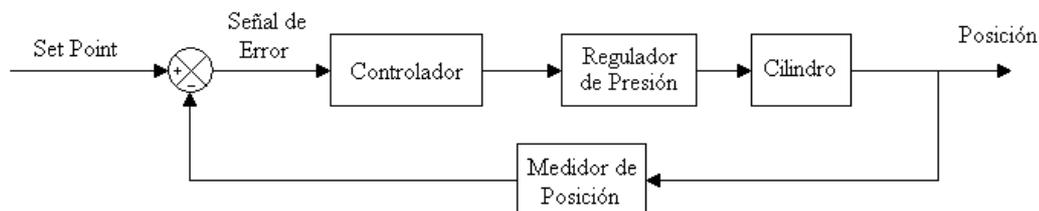


Figura 5.1: Diagrama de Bloques del sistema de control

En este sentido, las entradas y salidas del sistema de control son señales analógicas, por lo que se requiere un dispositivo que trabaje bajo estas características. Se propone un controlador que resulte de fácil instalación en la Unidad de Entrenamiento

CAPÍTULO V: PROPUESTA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN ACTUADOR OLEOHIDRÁULICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Oleohidráulico y que reúna las condiciones de funcionalidad requeridas, tal es el caso del controlador propuesto en el Apéndice G.

En la *Figura 5.2* se muestra un esquema de los dispositivos necesarios para establecer el control de un sistema hidráulico formado por un cilindro, una electroválvula direccional y una bomba. A los componentes hidráulicos se les agregan un medidor de posición, una válvula motorizada y un controlador PID.

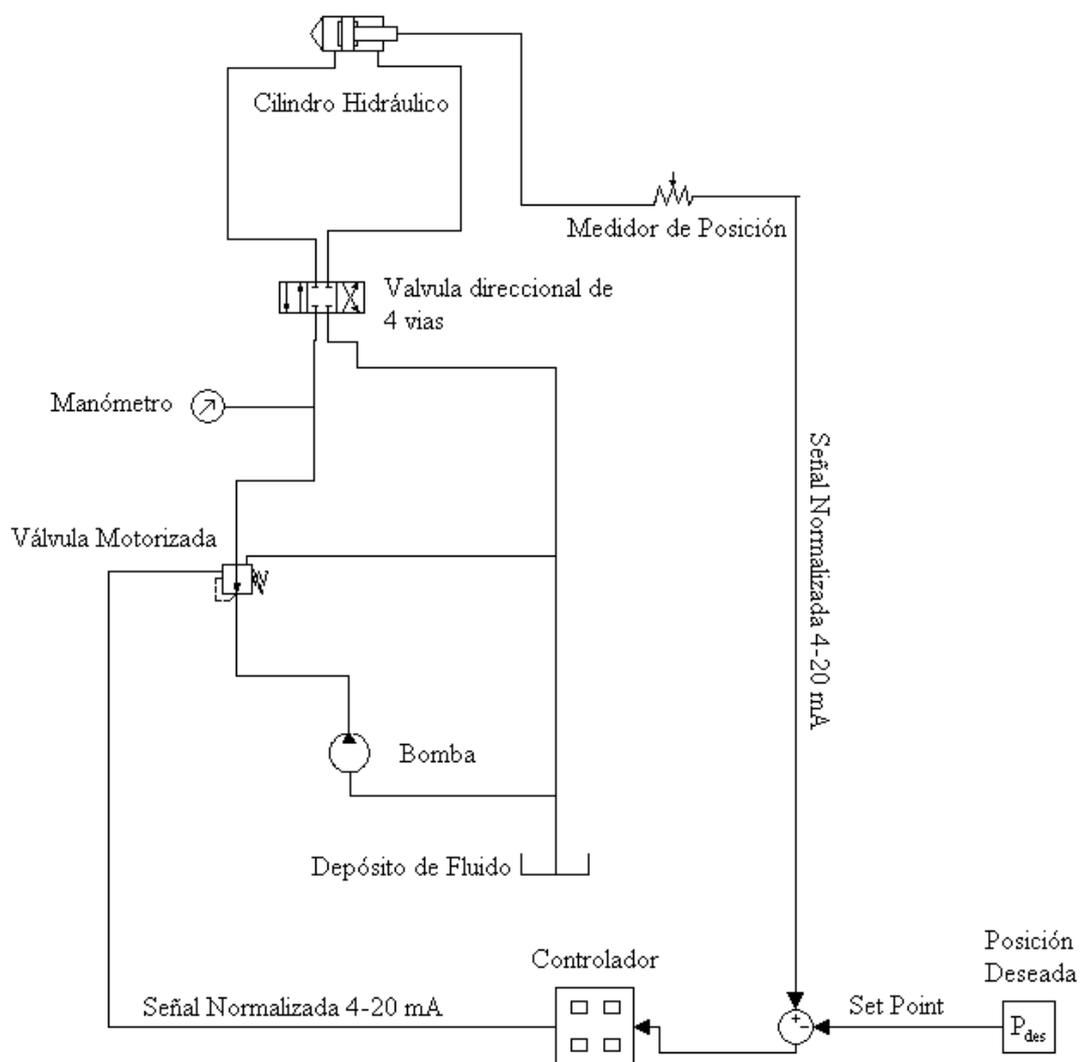


Figura 5.2: Esquema de Control

CAPÍTULO V: PROPUESTA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN ACTUADOR OLEOHIDRÁULICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

Los componentes hidráulicos se describieron en el Capítulo III y para el control se introducen nuevos dispositivos. En primer lugar, se requiere un medidor de posición que puede emplear tanto un Transformador Diferencial Variable Lineal (LVDT) como un potenciómetro para registrar el desplazamiento en cada instante. Por otra parte, es necesario un Regulador de Presión en las cámaras del sistema, para ello se propone una válvula motorizada como la que se presenta en el Apéndice H.

En la propuesta de control se deben obtener las ganancias que se introducirán en el controlador, para obtenerlas y aplicar la acción de control al cilindro hidráulico se utilizó la forma discreta del controlador PID tradicional mostrado en la ecuación (19), del cual se obtiene:

$$u = k_p e_t + k_i \sum_{j=0}^t e_{t-j} + k_d \frac{e_t - e_{t-1}}{T} \quad (52)$$

En donde k_p es la ganancia proporcional, k_i la ganancia integral y k_d la ganancia derivativa, el error e_t se calcula de la desviación entre el valor de posición o velocidad deseado, y el actual, e_{t-1} es el error calculado un instante antes del actual, y T es el tiempo que transcurre entre dos mediciones consecutivas.

La determinación de las ganancias proporcional, integral y derivativa se realizó mediante ensayo y error, agregando al algoritmo del cilindro un lazo de retroalimentación el cual modifica la presión de la cámara A. Este algoritmo se puede apreciar en el Apéndice D.

Solo se controló el movimiento del cilindro al empujar, ya que se obtendrían resultados similares al tirar. En la *Figura 5.3* se presenta una gráfica del comportamiento del sistema ante un controlador PD para manipular tres posiciones diferentes del cilindro.

CAPÍTULO V: PROPUESTA DE AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN ACTUADOR OLEOHIDRÁULICO

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

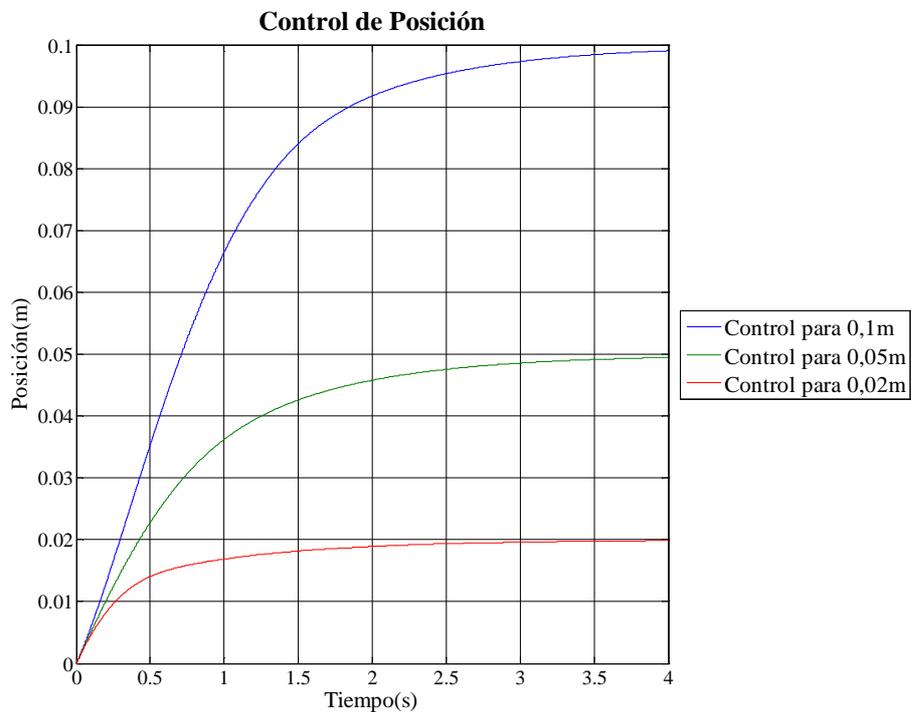


Figura 5.3: Control de Posición de un cilindro hidráulico para tres valores de posición

La convergencia en la posición del cilindro ocurre a los 4 segundos, utilizando un valor de 500 para la ganancia proporcional, 500 para la ganancia derivativa y una ganancia integral nula. La búsqueda por ensayo y error de estas constantes demostró que no es posible adelantar el tiempo de estabilización de la posición, puesto que para otros órdenes de magnitud de estas constantes, el programa diverge o no se alcanza el valor de posición deseado.

Para un valor apreciable de la constante integral la posición del actuador no se estabiliza, esto se debe a que la presión afecta directamente al cambio del desplazamiento en el tiempo. Una retroalimentación integral tiende a estabilizar la velocidad en un valor determinado, imposibilitando la parada del cilindro a tiempo.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

CAPITULO VI CONCLUSIONES

- Se analizó el comportamiento dinámico de un actuador oleohidráulico atendiendo a los diversos parámetros que pueden alterarlo para, en conocimiento de estas variaciones, lograr aplicar un sistema de control adecuado al mismo.
- Se reactivó la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico con la finalidad de realizar la validación experimental. Además, con la incorporación de prácticas de laboratorio en distintas cátedras del Departamento de Automática de la Escuela de Ingeniería Mecánica, se pretende estimular el en uso con más frecuencia dicha unidad.
- Se describió el modelo matemático del comportamiento dinámico de actuadores oleohidráulicos del tipo amortiguado y diferencial, interpretando a cabalidad las ecuaciones que rigen su comportamiento y logrando un entendimiento bastante amplio de las variables que afectan su movimiento.
- Se establecieron dos zonas bien diferenciadas dentro del comportamiento del actuador, la estable y la amortiguada. Cada una de ellas presentó condiciones distintas al someterlas a la variación de parámetros dentro del sistema.
- Se estudió el estado transitorio al inicio del movimiento, determinándose el tiempo aproximado para el cual se estabiliza el sistema. Este tiempo es de aproximadamente 0,001 segundos y no puede ser comparado con resultados experimentales.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- Para lograr la analogía entre el modelo matemático y el comportamiento real del cilindro hidráulico, se incorporaron ajustes provenientes de los resultados experimentales obtenidos del comportamiento real del actuador.
- Se desarrolló un modelo de simulación numérico a través del software Matlab 2007 de actuadores oleohidráulicos, utilizando un algoritmo capaz de transformar los valores de entrada en valores de salida de manera eficaz luego de establecer las condiciones indispensables para su convergencia.
- Se validó el modelo de simulación propuesto mediante experimentaciones en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, aún cuando los resultados del modelo no se adaptan fielmente a la realidad debido a que no se realizó un estudio completo de identificación de parámetros.
- Se determinó que las presiones en las cámaras del cilindro hidráulico, no son iguales a la presión del sistema y varían de acuerdo a las condiciones a las que se somete el actuador.
- En los ensayos realizados para la validación experimental, se observó que para el estado estable del actuador, la variación de presión del sistema no influye en el comportamiento del cilindro. Las presiones que afectan directamente el movimiento del mismo, son las presentes en las cámaras y los valores de estas se relacionan directamente con el caudal del sistema. Sin embargo, para el comportamiento la zona amortiguada la presión del sistema si es determinante, viéndose también afectada por la fuerza externa aplicada y en menor grado por el caudal del sistema.
- Se evidenció que al empujar existe mayor semejanza entre resultados experimentales y los arrojados por la simulación, debido a que las presiones registradas hacen que el movimiento del cilindro sea más lento.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- Las diferencias entre el modelo numérico y el comportamiento real del actuador oleohidráulico real se atribuyen principalmente al fenómeno de fricción dentro del cilindro, ya que es en este aspecto donde se utilizaron parámetros aproximados y no reales.
- Se propuso una arquitectura de automatización y control de posición PID para un actuador oleohidráulico.
- Se simuló la estrategia de control de actuadores oleohidráulicos para la estabilización de posición a través del software Matlab 2007, logrando un control de posición eficaz.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

RECOMENDACIONES

- Tomar datos para mas condiciones del sistema, es decir, seguir el formato de los ensayos propuestos en este trabajo y realizar mediciones para más valores de presión, caudal y carga externa aplicada, logrando así una matriz de datos que permitirá elaborar correlaciones experimentales del comportamiento del cilindro.
- Utilizar un dispositivo para la medición de desplazamiento que registre los datos en un computador para obtener valores en todo instante de tiempo. Puede emplearse un Transformador Diferencial de Variable Lineal (LVTD) o un potenciómetro.
- Realizar un estudio de la fricción del cilindro hidráulico para determinar los parámetros que rigen el fenómeno para este caso en particular, de esta manera se logrará ajustar aun más el modelo planteado.
- Instalar una válvula motorizada en el Panel No. 2 de la Unidad de Entrenamiento oleohidráulico con la finalidad de poder realizar acciones de control sobre los actuadores del sistema.
- De la misma manera, incluir un Controlador PID para establecer lazos de control en los procesos que pueden llevarse a cabo en la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico.
- Validar la propuesta de control del cilindro hidráulico amortiguado presentada en este trabajo utilizando las herramientas sugeridas anteriormente. De esta manera se ajustarán los valores de las ganancias obtenidas por ensayo y error.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado

- Continuar con la línea de investigación planteada en este trabajo, y desarrollar estudios en materia de oleohidráulica en la Escuela de Ingeniería Mecánica con la finalidad introducir un nuevo campo de estudio en la Facultad de ingeniería.
- Promover el uso de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico mediante la implementación de prácticas en los laboratorios de las cátedras del Departamento de Automática. En el Apéndice B se encuentran varios modelos de prácticas propuestos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Albarracin, P. (2003). *Selección correcta de un Aceite industrial*, Ingenieros de lubricación LTDA [Revista en línea] Disponible http://widman.biz/boletines_informativos/2.pdf . [Consulta 2008, Abril 14]
- Ballestrini, M. (2002). *Como se elabora un Proyecto de Investigación*. Sexta Edición. Servicio Editorial BL Consultores Asociados. Caracas.
- Bernzen, W., Wey, T. y Riege, B. (1997), *Nonlinear control of hydraulic differential cylinders actuating a flexible robot*. pp 1333-1334 vol.2 (document) [Revista en línea] Disponible <http://www.ieee.com>. [Consulta 2008, Febrero 16]
- Bröcker, M. Lemmen, M. (2001). *Nonlinear Control Methods for Disturbance Rejection on a hydraulically driven flexible Robot*. Second Workshop on robot motion and control. [Revista en línea] Disponible <http://www.scirus.com>. [Consulta 2008, Febrero 20]
- Ciullo, R., Fernández, F. (2000). *Puesta en funcionamiento de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico para el Laboratorio de Automatización de Procesos*. Trabajo Especial de Grado, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela.
- COMEVAL. (2007). *Válvulas industriales, glosario y definiciones*. Manual del Fabricante. Disponible en http://www.comeval.es/formacion_glosario_2007.htm [Consulta 2008, Julio 23]

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

- ELAP. (2008). *Catálogos de productos: Potenciómetro Lineal*. Manual del fabricante. Disponible en <http://www.directindustry.es/prod/elap-spa/potenciometro-lineal-41051-349014.html>. [Consulta, Octubre 21]
- GLUAL. (2008). *Catálogos de cilindros Hidráulicos*. Manual del fabricante. Disponible en <http://pdf.directindustry.es/pdf/glual-hidraulica/cilindros-hidraulicos-14055-34249.html>. [Consulta 2008, Agosto 5]
- Habibi, S., Richards, R. y Goldenberg, A. (1994) *Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control*. Conferencia Americana de Control. Disponible <http://www.ieee.com>. [Consulta 2008, Febrero 15]
- Heinze, A. (2007). *Modelling, simulation and control of a hydraulic crane*. Trabajo de Maestría, Escuela de Ingeniería y Diseño, Universidad de Munich de Ciencias Aplicadas de Munich. Alemania.
- Kim, T., Park, K., Kim, C., Park, J y. Lee, M. (2005) *Development of a parallel typed robot with a sensorless observer for harbor construction*. Conferencia Internacional de la IEEE. [Revista en línea] Disponible <http://www.ieee.com>. [Consulta 2008, Febrero 17]
- León, J. (1984). *Mecánica*. Segunda Edición. Editorial Limusa, S.A. México.
- Sabot, F., Naaim, M., Granada, F., Suriñach, E., Planet, P. y Furdada, G. (1997). *Estudio de la Dinámica de Aludes de Nieve Mediante Métodos Sísmicos, Técnicas de Tratamiento de la imagen y modelos numéricos*, IV Simposio Nacional sobre Taludes y Laderas Inestables. [Revista en línea] Disponible <http://www.ub.es/allaus/pdf/sabotnaim.pdf> [Consulta 2008, Agosto 13]

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

- Tar, J., Rudas, I., y Bitó, J. (2006). *Adaptive control of a differential hydraulic cylinder with dynamic friction model*. Cuarto Simposio Servio-Húngaro de Sistemas Inteligentes, vol. 1, pp. 361-374. [Revista en línea] Disponible <http://www.ieee.com>. [Consulta 2008, Febrero 18]
- Ogata, K. (1993) *Ingeniería de Control Moderna*. Segunda Edición. Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A. México.
- Ramesh, D.(2008). *Cushioning in Hydraulic Cylinders*. Hydraulic, Equipment and tools marketplace. [Documento en Línea] Disponible en <http://www.hydraulic-quipment-manufacturers.coem/hydraulic-articles2.html>. [Consulta 2008, Agosto 12]
- REXROTH. (2003) *Válvulas direccionales de 4/3, 4/2 y 3/2 vías, con solenoides de continua o alterna en baño de aceite tipo .WE 10 ../C*. Manual del Fabricante. Disponible en http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_23327/rs23327_2003-02.pdf. [Consulta 2008, Abril 28]
- Saenz, J., Moreno. A., Peña, J. y Sandoval, A. (2001). *Automatización de Procesos*. [Documento en Línea] Disponible en <http://www.fing.uach.mx/MatDidactico/Legislacion/autopro.htm>. [Consulta 2008, Agosto 16]
- Vickers. (1984). *Manual de oleohidráulica industrial*. Segunda edición. Editorial Blume. España.

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

APÉNDICES

Apéndice A: Modelado MATLAB-SIMULINK

Al realizar la simulación de un cilindro hidráulico, puede utilizarse la herramienta de cálculo Matlab 2007. Se trata de un software matemático muy versátil que ofrece un Entorno de Desarrollo Integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio. El paquete Matlab 2007 dispone de una sección adicional para la simulación de multidominios, llamada Simulink. Esta herramienta brinda la posibilidad de crear modelos matemáticos a partir de bloques de función, los cuales simulan el comportamiento de múltiples componentes, tanto en el área mecánica como eléctrica e hidráulica.

Con el conocimiento acerca de los componentes necesarios para realizar el sistema hidráulico que rigen el comportamiento del cilindro, se realiza un diagrama del mismo en ambiente Simulink, agregando bloques que representan cada uno de los elementos dentro del sistema. En la siguiente figura se presenta el diagrama hidráulico realizado:

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

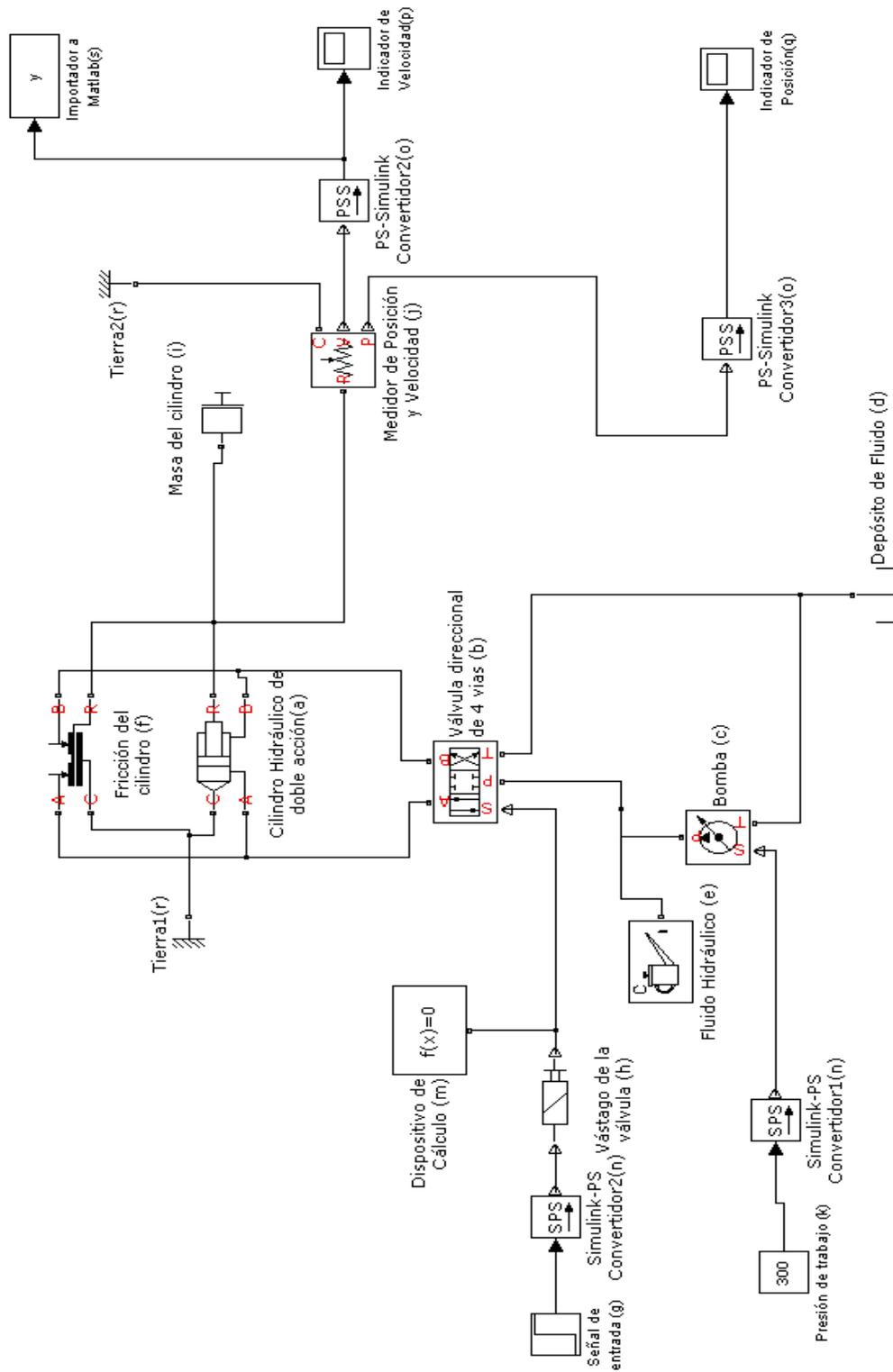


Figura A.1: Diagrama del sistema hidráulico utilizado.

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Simulink presenta una librería que permite agregar elementos de diferentes áreas. Para realizar el diagrama hidráulico, se trabaja con el conjunto de bloques de Simscape, que se localiza en la ventana principal de Simulink, específicamente con los bloques de la herramienta SimHydraulics.

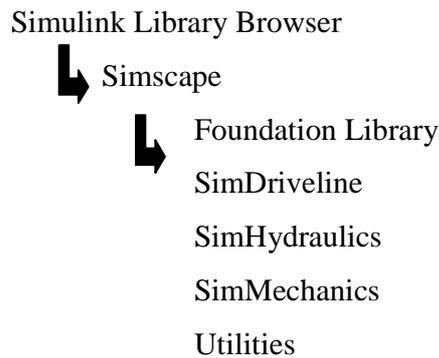


Figura A.2: Librería de Simulink

Para el diagrama se utiliza un cilindro hidráulico de doble acción (a) cuyo paso de fluido está regulado por una válvula direccional de 4 vías (b), el sistema funciona a través de una bomba(c) que es alimentada por un deposito de fluido (d) a una presión de trabajo(k) dada. Al fluido hidráulico de trabajo (e) se le pueden asignar características particulares.

La señal de entrada de la válvula (g) se representa a través de un escalón unitario, la cual regula la corredera de la válvula (h)

La fricción del cilindro (f) se modeló a través de un bloque adicional conectado al mismo. También se utilizó un bloque auxiliar para asignar masa (i) al cilindro. Para registrar los datos que arroja el cilindro, se introduce un medidor de posición y

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

velocidad (j), el cual muestra sus datos en indicadores de posición(o) y velocidad (p) respectivamente.

Todas las señales físicas del sistema deben entrar a un convertidor PS-Simulink(n) para poder visualizar los valores en los indicadores. Igualmente, las señales de simulink deben entrar en un convertidor Simulink-PS(m) para que los bloques hidráulicos puedan trabajar con ellas.

A cada bloque del diagrama se le asignaron valores característicos del mismo, a continuación se explican cada uno de ellos:

A.1 Cilindro Hidráulico de doble acción(a)

Este bloque considera que no existen fugas externas ni internas.

Tabla A.1: Parámetros necesarios para usar el bloque del cilindro hidráulico de doble acción

Área del Pistón A	4,91	cm ²
Área del Pistón B	2,37	cm ²
Carrera del Pistón	300	mm
Posición inicial del Pistón	0	mm
Volumen muerto A	982	mm ³
Volumen muerto B	474	mm ³
Tasa de calor específica	1,4	
Rigidez del contacto	10000	N/m
Amortiguación del contacto	10000	Ns/m
Orientación del cilindro	Actúa en la dirección positiva	

Las dos primeras características son las áreas de acción de cada cámara del cilindro, que pueden obtenerse de los manuales técnicos del mismo, al igual que la carrera del pistón. La posición inicial del cilindro es cero cuando el mismo se encuentra al inicio

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

de su carrera. Los valores de volumen muerto se estiman con las áreas de acción y el juego presente en la carrera. La tasa de calor específica se refiere al volumen del fluido dentro de la cámara, se toma el valor por defecto del programa. La rigidez del contacto viene dado por el modulo de elasticidad del material del cilindro, el cual es 10000N/n. A la amortiguación del contacto se le asigna una constante en base al material. Se coloca al cilindro orientado para que actúe en dirección positiva, es decir, que el cilindro “empuja”.

A.2 Válvula direccional de 4 vías (b)

Este bloque no toma en cuenta la inercia del fluido que pasa a través de la válvula ni las fuerzas presentes en la corredera, adicionalmente, considera que los cuatro orificios poseen la misma forma y tamaño.

Tabla A.2: Parámetros necesarios para usar el bloque de la válvula direccional de cuatro vías

Modelo de parametrización	Curva característica de presión y flujo	
Aperturas de válvula tabuladas	[10 10.1 15 15.1]	mm
Diferencias de presión tabuladas	[2 5.5 8 11]	Bar
Flujos tabulados	[22 40 50 60; 22 40 50 60; 26 47 59 70; 26 47 59 70]	Lpm
Método de interpolación	Cúbica	
Método de extrapolación	Desde los últimos 2 puntos	
Apertura inicial del orificio P-A	0	m
Apertura inicial del orificio P-B	0	m
Apertura inicial del orificio A-T	0	m
Apertura inicial del orificio B-T	0	m

Para considerar las pérdidas de presión dentro de la válvula, este bloque posee diferentes modelos de parametrización en los cuales las propiedades a tomar en cuenta varían. Para el caso del cilindro hidráulico se escoge el modelo de la curva

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

característica de presión y flujo de la válvula, que se extrae del manual del fabricante. Las aperturas de la válvula, la diferencia de presión y la tasa de flujo se obtienen de graficas en dicho manual. Se pueden utilizar cuatro puntos para obtener los datos, y a la vez un método de interpolación cubica, y extrapolación desde los últimos dos puntos.

Los valores iniciales de apertura de los orificios vienen dados por el desplazamiento de la corredera de la válvula, al inicio, la apertura inicial de los cuatro orificios (P-A, P-B, A-T, A-B) es 0 m. El bloque de la válvula no toma en cuenta el funcionamiento de la misma, por lo que se debe agregar una segunda válvula que modela la posición de la corredera. Esta segunda válvula es de dos posiciones y es modelada de la siguiente manera :

Tabla A.3: Parámetros necesarios para usar el bloque del actuador de válvula de dos vías

Carrera de la corredera	m	m
Cambio "on-time"	0,01	s
Cambio "off-time"	0,01	s
Valor de señal nominal	24	
Posición inicial	Retraído	
Orientación del actuador	Actúa en la dirección positiva	

Donde el desplazamiento de la carrera de la corredera corresponde al máximo desplazamiento de la corredera, para la válvula a utilizar el desplazamiento es 1 cm. Los tiempos de encendido y apagado corresponden a lo que demora la corredera en moverse después de recibir la señal de accionamiento, este valor es por lo general muy pequeño y para el caso de la válvula a utilizar, 0.01 segundos es una buena aproximación. El bloque se activa cuando la señal de entrada supera el 50% del valor de señal nominal, y por lo tanto su el mismo no altera el movimiento de la corredera a estudiar, ya que la señal de entrada es constante, por lo que se toma el valor por defecto 24. Se toma la posición inicial de la corredera como retraída y actúa en

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

dirección positiva, ya que esas son las condiciones en las que se toman las medidas, es decir, se abre el orificio P-A y el B-T

A.3 Fluido Hidráulico (e)

Tabla A.4: Parámetros necesarios para usar el bloque del fluido hidráulico

Densidad del fluido	875	kg/m ³
Viscosidad cinemática	180	cSt
Modulo de elasticidad	250000	Psi
Cantidad relativa de aire atrapado	0,005	

Se incluyen las características del fluido a utilizar (aceite ISO 68), la densidad del fluido es 875 kg/m³, la viscosidad cinemática es de 180 centiStokes a temperatura ambiente, el modulo de elasticidad es 250 kpsi, y la cantidad relativa de aire atrapado no afecta el resultado de la simulación a menos que sea un valor superior a un 20% aproximadamente, lo cual no es un valor real; se tomo el valor por defecto, 0.005.

A.4 Fricción del cilindro (f)

Tabla A.5: Parámetros necesarios para usar el bloque de la Fricción del Cilindro

Fuerza de precarga	10	N
Coefficiente de fricción de coulomb	1x10-6	N/Pa
coeficiente de incremento de fricción	1	
Coefficiente de fricción viscosa	100	Ns/m
Coefficiente de aproximación a la transición	800	s/m
Límite de la región de velocidad lineal	1x10-4	m/s

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Mediante este bloque se agregan propiedades de fricción al cilindro hidráulico, la precarga está relacionada con la fuerza que surge al instalar los sellos del cilindro. Posteriormente se introducen datos de coeficientes de fricción tanto de coulomb, como la viscosa y valores de otros modelos matemáticos de fricción.

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice B: Manual de prácticas

Se diseñaron siete prácticas utilizando el Panel N°2 de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulico, estas prácticas están orientadas a diferentes cátedras del Departamento de Automática de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

Las prácticas 1 2 y 3 están relacionados con el Trabajo Especial de Grado “Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Diferencial y Amortiguado” y el objetivo de las mismas es comparar los resultados con el modelo propuesto en dicho trabajo.

La práctica 4 está relacionada con la cátedra Instrumentación y se refiere a la calibración de un regulador de flujo.

La práctica 5 se enmarca en el contenido de la asignatura Controles Automáticos, donde se utilizan herramientas como Simulink para simular sistemas hidráulicos y establecer un control de los mismos.

La práctica 6 está enfocada en la asignatura Controladores Lógicos Programables donde se plantea utilizar un programa de PLC donde se introducirá un código en lenguaje LADDER mediante el cual se manipula el movimiento de un actuador lineal. Para poder realizar esta práctica se necesitan una serie de elementos que no están instalados en el panel pero están propuestos para el mismo.

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Práctica 1: Circuito oleohidráulico con variación de presión y caudal.

Objetivo General:

Observar el comportamiento de un cilindro hidráulico diferencial al variar la presión y el caudal del sistema.

Objetivo Específico:

- Determinar la variación de velocidad de un cilindro hidráulico diferencial al variar la presión.
- Determinar la variación de velocidad de un cilindro hidráulico diferencial al variar el caudal.
- Comparar los resultados experimentales con un modelo numérico.

Lista de Elementos:

- Cilindro hidráulico diferencial
- Electroválvula de 4 vías y 3 posiciones
- Regulador de flujo
- Regulador de presión
- Mangueras de alta presión
- Cámara de video
- Trípode
- Escala graduada

Descripción del procedimiento:

Al someter un cilindro hidráulico a diferentes presiones no se observa variación de velocidad, sin embargo al variar el caudal se observa un cambio considerable en la velocidad del actuador. Para verificar esto se realiza el siguiente montaje:

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

La toma de presión de la unidad de entrenamiento se conecta con la entrada del regulador de flujo, y la salida de mismo se conecta con el pörtico de presión de la electroválvula, Los pörticos A y B de la misma se conectan con las cámaras A y B del cilindro respectivamente. El pörtico T de la válvula se conecta al retorno. Para registrar la velocidad del cilindro, se utiliza una cámara de video apoyada sobre un trípode y una escala graduada detrás del cilindro con la que se podrá ver cuadro a cuadro el movimiento. Es necesario alinear el valor cero de la escala con la posición inicial del cilindro y a su vez con la cámara para aplicar un factor de corrección por el error de alineación. El cilindro puede empujar y tirar, así que se registrarán los dos movimientos.

En primera instancia se abre completamente el regulador de flujo garantizando que el caudal que llega a la válvula es el caudal enviado por el sistema de potencia. Se procede a variar las presiones con el regulador de presión. Los valores de presión utilizados serán 200, 400 y 600 psi, se toma un video del cilindro a cada presión.

Para observar el comportamiento del cilindro al variar el caudal, se coloca mediante el regulador de flujo caudales 1, 1.5 y 2 GPM, de igual forma, se toma un video del comportamiento del cilindro.

Los resultados experimentales serán comparados con los resultados que arroja el modelo numérico.

Tópicos de discusión:

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar la presión del sistema?

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar el caudal del sistema?

¿Los cambios de velocidad presentes son lineales? ¿Por qué?

¿Se ajusta el modelo numérico a los resultados experimentales?

Práctica 2: Circuito oleohidráulico con variación de presión y fuerza externa.

Objetivo General:

Observar el comportamiento de un cilindro hidráulico diferencial al variar la presión y la fuerza externa del sistema.

Objetivo Específico:

- Determinar la variación de velocidad de un cilindro hidráulico diferencial al variar la fuerza externa para dos presiones del sistema distintas.
- Comparar los resultados experimentales con un modelo numérico.

Lista de Elementos:

- Cilindro hidráulico diferencial
- Electroválvula de 4 vías y 3 posiciones
- Regulador de presión
- Mangueras de alta presión
- Estructura de masas variables
- Cámara de video
- Trípode
- Escala graduada

Descripción del procedimiento:

Al someter un cilindro hidráulico a diferentes presiones no se observa variación de velocidad, sin embargo al variar la fuerza externa se observa un cambio considerable en la velocidad del actuador. La fuerza externa se presenta como una carga en el extremo del cilindro que al empujar favorece al movimiento y al tirar se opone al mismo. Para verificar esto se realiza el siguiente montaje:

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

La toma de presión de la unidad de entrenamiento se conecta con el pörtico de presión de la electroválvula, Los pörticos A y B de la misma se conectan con las cámaras A y B del cilindro respectivamente. El pörtico T de la válvula se conecta al retorno. Para registrar la velocidad del cilindro, se utiliza una cámara de video apoyada sobre un trípode y una escala graduada detrás del cilindro con la que se podrá ver cuadro a cuadro el movimiento. Es necesario alinear el valor cero de la escala con la posición inicial del cilindro y a su vez con la cámara para aplicar un factor de corrección por el error de alineación. El cilindro puede empujar y tirar, así que se registraran los dos movimientos.

Se fijan dos valores de presión, 200 y 600 psi y para cada caso se emplean tres cargas distintas, 50, 80 y 120 kilogramos. Estas cargas representan entre el 5 y el 10% de la capacidad máxima del cilindro a 200 psi. Se captura un video al empujar y tirar para cada uno de los seis casos.

Los resultados experimentales serán comparados con los resultados que arroja el modelo numérico.

Tópicos de discusión:

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar la carga a 200 psi?

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar la carga a 600 psi?

¿Influye la presión de trabajo al cambiar la carga?

¿Los cambios de velocidad presentes son lineales? ¿Por qué?

¿Se ajusta el modelo numérico a los resultados experimentales?

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Práctica 3: Circuito oleohidráulico con variación de caudal y fuerza externa.

Objetivo General:

Observar el comportamiento de un cilindro hidráulico diferencial al variar el caudal y la fuerza externa del sistema.

Objetivo Específico:

- Determinar la variación de velocidad de un cilindro hidráulico diferencial al variar la fuerza externa para dos caudales del sistema distintos.
- Comparar los resultados experimentales con un modelo numérico.

Lista de Elementos:

- Cilindro hidráulico diferencial
- Electroválvula de 4 vías y 3 posiciones
- Regulador de presión
- Regulador de flujo
- Mangueras de alta presión
- Estructura de masas variables
- Cámara de video
- Trípode
- Escala graduada

Descripción del procedimiento:

Al someter un cilindro hidráulico a diferentes caudales y fuerzas externas se observa una variación de velocidad. La fuerza externa se presenta como una carga en el extremo del cilindro que al empujar favorece al movimiento y al tirar se opone al mismo. Para verificar esto se realiza el siguiente montaje:

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

La toma de presión de la unidad de entrenamiento se conecta con la entrada del regulador de flujo, y la salida de mismo se conecta con el pörtico de presión de la electroválvula, Los pörticos A y B de la misma se conectan con las cámaras A y B del cilindro respectivamente. El pörtico T de la válvula se conecta al retorno. Para registrar la velocidad del cilindro, se utiliza una cámara de video apoyada sobre un trípode y una escala graduada detrás del cilindro con la que se podrá ver cuadro a cuadro el movimiento. Es necesario alinear el valor cero de la escala con la posición inicial del cilindro y a su vez con la cámara para aplicar un factor de corrección por el error de alineación. El cilindro puede empujar y tirar, así que se registraran los dos movimientos.

Se fija un valor de presión del sistema 200 psi y dos valores de caudal, 1 y 2 GPM y para cada caso se emplean tres cargas distintas, 50, 80 y 120 kilogramos. Estas cargas representan entre el 5 y el 10% de la capacidad máxima del cilindro a 200 psi. Se captura un video al empujar y tirar para cada uno de los seis casos.

Los resultados experimentales serán comparados con los resultados que arroja el modelo numérico.

Tópicos de discusión:

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar la carga a 1 GPM?

¿Qué ocurre en el cilindro hidráulico al variar la carga a 2 GPM?

¿Influye la caudal de trabajo al cambiar la carga?

¿Los cambios de velocidad presentes son lineales? ¿Por qué?

¿Se ajusta el modelo numérico a los resultados experimentales?

Práctica 4: Calibración de un regulador de flujo.

Objetivo General:

Calibrar un regulador de flujo para diferentes presiones de operación.

Objetivo Específico:

- Construir la curva Caudal vs N° de vueltas del regulador para diferentes presiones.

Lista de Elementos:

- Regulador de presión
- Regulador de flujo
- Mangueras de alta presión
- Caudalímetro

Descripción del procedimiento:

Los reguladores de flujo son válvulas de aguja que regulan el caudal que pasa por los mismos, al cambiar la presión del sistema, estas válvulas de aguja dejan pasar más o menos fluido. Para obtener un caudal predeterminado es necesario calibrar el regulador ante los cambios de presión y número de vueltas de la perilla de la válvula.

La toma de presión de la unidad de entrenamiento se conecta a la entrada del regulador de presión y la salida del mismo se conecta a la entrada del caudalímetro, por último, se conecta la salida del caudalímetro al retorno.

El regulador de flujo empleado presenta una escala donde una vuelta se divide en veinte segmentos de modo que se puede registrar el número de vueltas con su

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

respectiva fracción. Se necesita un caudalímetro con una apreciación de al menos 0.2 GPM para poder tomar suficientes puntos para la construcción de la curva.

Se construirá la curva Caudal vs N° de vueltas para tres presiones de trabajo, 200, 400 y 600 psi, para ello, se fija en primer lugar 200 psi y se cierra completamente el regulador, se observa que el caudalímetro marca cero caudal, se abre lentamente el regulador de flujo tomando en cuenta cuantas vueltas y en que posición se encuentra el indicador del mismo y se toman tantos puntos como la apreciación del caudalímetro lo permita. Luego se cambia la presión y se repite el procedimiento.

En un papel milimetrado se registran los puntos obtenidos y se grafica la curva.

Tópicos de discusión:

¿Es lineal la relación Caudal vs N° de vueltas?

¿Qué sucede con la curva al aumentar la presión?

Práctica 5: Acciones de control en un circuito hidráulico con un actuador lineal

Objetivo General:

Entender los efectos de las ganancias proporcionales integrales y derivativas en una acción de control para un cilindro hidráulico

Objetivo Específico:

- Construir un lazo de retroalimentación PID de forma discreta.
- Determinar los valores de ganancia proporcional integral y derivativa para el control de posición y velocidad de un cilindro hidráulico

Lista de Elementos:

- Software MATLAB 2007

Descripción del procedimiento:

Los controladores PID son ampliamente utilizados en la industria por su gran capacidad de regular cualquier fenómeno lineal. Su funcionamiento consiste en utilizar una señal de error que compara la variable a controlar medida con el valor deseado para la misma, amplificar la señal obtenida y sumársela a la variable manipulada. Para el caso de un cilindro hidráulico, la variable manipulada es la presión en la cámara A del cilindro al empujar, y la variable controlada es la posición o la velocidad del cilindro.

Se construirá dentro del algoritmo que simula el comportamiento de un cilindro hidráulico un lazo de retroalimentación utilizando las variables mencionadas anteriormente, se estimará por ensayo y error los valores de ganancia proporcional

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

integral y derivativa para el caso de control de posición y velocidad respectivamente, hasta observar que la variable controlada después de un tiempo determinado, se estabiliza en el valor deseado. Se evaluará primero la ganancia proporcional, luego la derivativa y por último la integral.

Tópicos de discusión:

¿Para qué valores de ganancia la variable controlada se ajusta aceleradamente a su valor deseado?

¿Por qué no se puede utilizar un valor de ganancia integral para el control de posición de un cilindro hidráulico?

Práctica 6: Control de posición un cilindro hidráulico diferencial mediante un PLC

Objetivo General:

Controlar el movimiento de un cilindro hidráulico diferencial mediante un PLC mediante el software ZelioSoft.

Objetivo Específico:

- Emplear el Lenguaje LADDER para implementar el algoritmo del PLC.
- Cumplir con la narrativa técnica suministrada.

Lista de Elementos:

- Sensor de posición.
- Computador con Tarjeta de adquisición de datos.
- Software ZelioSoft.

Descripción del procedimiento:

Para realizar esta práctica se requiere la instalación de un sensor de posición para registrar los datos en el computador mediante la tarjeta de adquisición de datos, además el Sistema de Control de la Unidad de Entrenamiento Oleohidráulica será modificado para ser controlado por la computadora. Se desea que el estudiante realice un algoritmo en Lenguaje LADDER que cumpla con la narrativa técnica que se presenta a continuación.

Se requiere una Pantalla del Operador que contenga tres botones, uno de PARADA, uno de EMPUJAR y otro de TIRAR. Los dos últimos determinan el sentido del movimiento. Además se desea que la pantalla contenga tres ventanas, una para registrar la posición, otra de aviso que indique cuando el cilindro haya llegado al final

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

de su carrera y otra que será una ventana de entrada, para introducir el valor de la posición deseada.

Al finalizar el algoritmo, se pone a prueba en el sistema del cilindro hidráulico para comprobar su correcto funcionamiento.

APÉNDICES

Apéndice C Cálculo del error de alineación

Utilizando la ecuación (68), se calcula el error de alineación presente en el desarrollo del método análisis de imágenes de video.

$$X_c = \frac{Xb}{c} \quad (68)$$

Donde b es 44 cm, c 53,5 cm para los ensayos A B y C, X es la posición apreciada en el video y X_c la posición corregida.

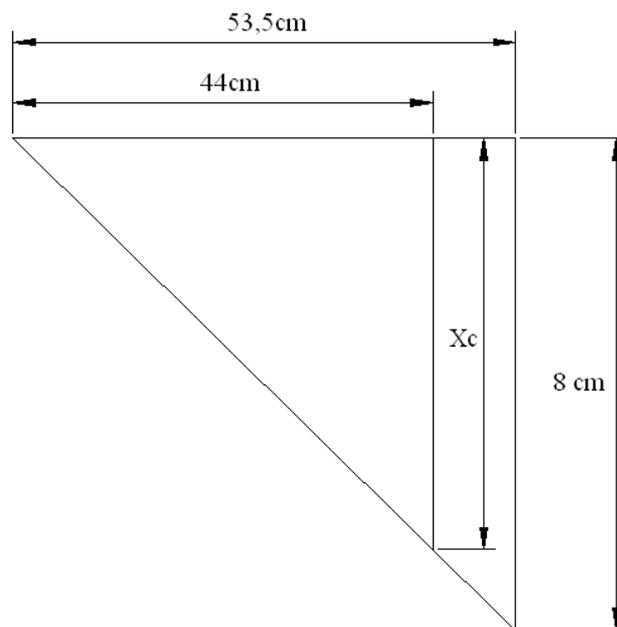


Figura C.1: Valores de cálculo tipo para el error de alineación

Si la posición apreciada en el video es 8 cm, entonces:

$$X_c = \frac{8cm * 44cm}{53,5cm} = 6,579cm$$

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice D: Algoritmos de la Simulación Numérica

En este apéndice se muestran los algoritmos utilizados en la simulación numérica del cilindro hidráulico, tanto para el estado estable con la zona amortiguada y el estado transitorio.

Algoritmo Cilindro Hidráulico Amortiguado

```
function [X1, X2, X3, X4, T] = CilindroHidraulicoestable (x1, x2,
x3, x4, qsis, Fext, sent)

    m=1.5; %[kg] Masa del pistón
    Aa=0.00257; %[m2] Área de acción de la cámara A
    Ab=0.00205; %[m2] Área de acción de la cámara B
    g=9.81; %[m/s2] Gravedad
    E=1500000000; %[Pa] Modulo de Elasticidad del aceite
    Vtuboa=0.000322; %[m3] Volumen de la tubería de la cámara A
    Vtubob=0.000322; %[m3] Volumen de la tubería de la cámara B
    H=0.158; %[m] Carrera del cilindro
    Fc=250; %[N] Fuerza de Fricción de Coulomb
    kv=10000; %[Ns/m] Coeficiente de fricción viscosa
    h=0.0001; % Tiempo de iteraciones
    X1(1)=x1; % Condición inicial de posición
    X2(1)=x2; % Condición inicial de velocidad
    X3(1)=x3; % Condición inicial de presión del sistema
    X4(1)=x4; % Condición inicial de presión del tanque
    T(1)=0; % Condición inicial de tiempo
    kp=3214.29*(4.1-x3/1000000)+3000; % Constante de amortiguación por
    efecto de la presión
    kq=16447368.42*(0.000167-qsis)+500; % Constante de amortiguación
    por efecto del caudal
    kc=3.764*Fext+1500; % Constante de amortiguacion por
    efecto de la fuerza externa
    ka=kp+kq+kc; % Constante de amortiguacion del cilindro

    % a partir de aquí se convierte la presión del sistema en presión de
    la cámara A utilizando las mediciones de presión experimentales
    if sent == 1

        if Fext <= 250
            if qsis>0.0000758
                X3(1)=137895.18;
                X4(1)=0;
            else
                X3(1)=118947.59;
                X4(1)=0;
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
        end
    end
    if Fext > 250
        if Fext <= 660
            X3(1)=60000;
            X4(1)=137895.18;
        end
    end
    if Fext > 660
        if Fext <=1020
            X3(1)=60000;
            X4(1)=275790.36;
        end
    end
    if Fext > 1020
        X3(1)=60000;
        X4(1)=344377.95;
    end

    for i=2:50000
        %calculo de la fuerza de friccion
        Ff=Fc+kv*power(X2(i-1),1.5);
        if X1(i-1)<0.9*H
            Fa=0;
        else
            Fa=ka*X2(i-1);
        end
        %Iteraciones utilizando el método de Euler
        X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
        X2(i)=((X3(i-1)*Aa-X4(i-1)*Ab+m*g-Ff+Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);
        qent=Aa*X2(i-1);
        qsal=Ab*X2(i-1);

        X4(i)=((E/(Vtuboa+(H-X1(i-1)*Aa))*(qsal-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-1);
        X3(i)=((-E/(Vtubob+(X1(i-1)*Ab))*(qent-Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);

        T(i)=h+T(i-1);

        if X1(i)>H
            for j=i:50000
                X1(j)=0;
                X2(j)=0;
                X3(j)=0;
                X4(j)=0;
                T(j)=h+T(j-1);
            end
            break
        end
    end
end

if sent == 2
    if Fext <= 250
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
if qsis > 0.000159
    X3(1)=0;
    X4(1)=551580.73;
end
if qsis <=0.000159
    if qsis > 0.000133
        X3(1)=0;
        X4(1)=551580.73;
    end
end
if qsis <= 0.000133
    if qsis > 0.0000949
        X3(1)=0;
        X4(1)=275790.36;
    end
end
if qsis <= 0.0000949
    X3(1)=0;
    X4(1)=187895.18;
end
end
if Fext <= 660
    if Fext >250
        if qsis >= 0.000114
            X3(1)=0;
            X4(1)=551580.73;
        end
        if qsis < 0.000114
            X3(1)=0;
            X4(1)=551580.73;
        end
    end
end
if Fext<=1020
    if Fext >=660
        if qsis >= 0.000114
            X3(1)=0;
            X4(1)=1034213.86;
        end
        if qsis < 0.000114
            X3(1)=0;
            X4(1)=827371.49;
        end
    end
end
if Fext > 1020
    if qsis >= 0.000114
        X3(1)=0;
        X4(1)=1310004.23;
    end
    if qsis < 0.000114
        X3(1)=0;
        X4(1)=1103161.45;
    end
end
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
end
for i=2:50000

    Ff=Fc+kv*power(X2(i-1),1.5);

    if X1(i-1)<0.9*H
        Fa=0;
    else
        Fa=ka*X2(i-1);
    end

    X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
    X2(i)=((X4(i-1)*Ab-X3(i-1)*Aa-m*g-Ff-Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);

    qent=Ab*X2(i-1);
    qsal=Aa*X2(i-1);
    X3(i)=((E/(Vtuboa+X1(i-1)*Aa)*(qsal -Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);
    X4(i)=((-E/(Vtubob+(H-X1(i-1))*Ab)*(qent-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-
1);
    T(i)=h+T(i-1);

    if X1(i)>H
        for j=i:50000
            X1(j)=0;
            X2(j)=0;
            X3(j)=0;
            X4(j)=0;
            T(j)=h+T(j-1);
        end
        break
    end
end
end
end
end
```

Algoritmo Cilindro Hidráulico Estado Transitorio

La única diferencia en comparación con el algoritmo anterior, es que no se limitan los caudales de entrada y salida del cilindro a la velocidad del mismo por el área respectiva de la cámara, y se itera para tiempos muy pequeños.

```
function [X1, X2, X3, X4, T] = CilindroHidraulicotransitorio (x1,
x2, x3, x4, qsis, Fext, sent)

m=1.5; %[kg]
Aa=0.00257; %[m2]
Ab=0.00205; %[m2]
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
g=9.81; %[m/s2]
E=1500000000; %[Pa]
Vtuboa=0.000322; %[m3]
Vtubob=0.000322; %[m3]
H=0.158; %[m]
Fc=500; %[N]
kv=10000; %[Ns/m]
h=0.0000001;
X1(1)=x1;
X2(1)=x2;
X3(1)=x3;
X4(1)=x4;
T(1)=0;
kp=3214.29*(4.1-x3/1000000)+3000;
kq=16447368.42*(0.000167-qsis)+500;
kc=3.764*Fext+1500;
ka=kp+kq+kc;

if sent == 1

for i=2:20000

    Ff=Fc+kv*power(X2(i-1),1.5);

    if X1(i-1)<0.9*H
        Fa=0;
    else
        Fa=ka*X2(i-1);
    end

    X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
    X2(i)=((X3(i-1)*Aa-X4(i-1)*Ab+m*g-Ff+Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);
    if X2(i-1)*Aa < qsis
    X4(i)=((E/(Vtuboa+(H-X1(i-1)*Aa))*(qsis-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-1);
    X3(i)=((-E/(Vtubob+(X1(i-1)*Ab))*(qsis-Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);
    else
    X3(i)=X3(i-1);
    X4(i)=X4(i-1);
    end
    T(i)=h+T(i-1);
    if X1(i)>H
        break
    end
end
end

if sent==2

for i=2:20000

    Ff=Fc+kv*power(X2(i-1),1.5);
    if X1(i-1)<0.9*H
        Fa=0;
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
else
    Fa=ka*X2(i-1);
end

X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
X2(i)=((X4(i-1)*Ab-X3(i-1)*Aa-m*g-Ff-Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);
if X2(i-1)*Aa <= qsis
    X3(i)=((-E/(Vtuboa+X1(i-1)*Aa))*(qsis -Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);
    X4(i)=((E/(Vtubob+(H-X1(i-1))*Ab))*(qsis-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-1);
    T(i)=h+T(i-1);
else
    X3(i)=X3(i-1);
    X4(i)=X4(i-1);
end
T(i)=h+T(i-1);

if X1(i)>H
    break
end
end
end
end
```

También se incluyen los algoritmos utilizados para el control de posición y velocidad del cilindro.

Algoritmo Cilindro Hidráulico Control de Posición

Para este algoritmo, se incluyen los valores de las ganancias proporcionales, integrales y derivativas, y se aplica un lazo de retroalimentación PID en su forma discreta.

```
function [X1, X2, X3, X4, T] = CilindroHidraulicoestablecontpos (x1,
x2, x3, x4, qent, Fext, posd, kpp, ki, kd)

m=1.5; %[kg]
Aa=0.00257; %[m2]
Ab=0.00205; %[m2]
g=9.81; %[m/s2]
E=15000000000; %[Pa]
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
Vtuboa=0.000322; %[m3]
Vtubob=0.000322; %[m3]
H=0.158; %[m]
Fc=250; %[N]
kv=10000; %[Ns/m]
h=0.0001;
X1(1)=x1;
X2(1)=x2;
X3(1)=x3;
X4(1)=x4;
T(1)=0;
e(1)=posd-x1;
EE=e(1);
kp=3214.29*(4.1-x3/1000000)+3000;
kq=16447368.42*(0.000167-qent)+500;
kc=3.764*Fext+1500;
ka=kp+kq+kc;
if Fext <= 250
    if qent>0.0000758
        X3(1)=137895.18;
        X4(1)=0;
    else
        X3(1)=118947.59;
        X4(1)=0;
    end
end
if Fext > 250
    if Fext <= 660
        X3(1)=60000;
        X4(1)=137895.18;
    end
end
if Fext > 660
    if Fext <=1020
        X3(1)=60000;
        X4(1)=275790.36;
    end
end
if Fext > 1020
    X3(1)=60000;
    X4(1)=344377.95;
end
for i=2:40000
    Ff=Fc+kv*power(abs(X2(i-1)),1.5);
    if X1(i-1)<0.9*H
        Fa=0;
    else
        Fa=ka*X2(i-1);
    end
    X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
    X2(i)=((X3(i-1)*Aa-X4(i-1)*Ab+m*g-Ff+Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);
    qsa1=Ab*X2(i-1);
end
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
qent=Aa*X2(i-1);
X4(i)=((E/(Vtuboa+(H-X1(i-1)*Aa))*(qsal-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-1);
X3(i)=((-E/(Vtubob+(X1(i-1)*Ab))*(qent-Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);

T(i)=h+T(i-1);
% Lazo de retroalimentación:
e(i)=posd-X1(i);
EE=EE+e(i);
u=kpp*e(i)+ki*EE+kd*(e(i)-e(i-1))/h;
X3(i)=X3(i)+u;

end
end
```

Algoritmo Cilindro Hidráulico Control de Velocidad

```
function [X1, X2, X3, X4, T] = CilindroHidraulicoestablecontvel (x1,
x2, x3, x4, qent, Fext, veld, kpp, ki, kd)

m=1.5; %[kg]
Aa=0.00257; %[m2]
Ab=0.00205; %[m2]
g=9.81; %[m/s2]
E=1500000000; %[Pa]
Vtuboa=0.000322; %[m3]
Vtubob=0.000322; %[m3]
H=0.158; %[m]
Fc=250; %[N]
kv=10000; %[Ns/m]
h=0.0001;
X1(1)=x1;
X2(1)=x2;
X3(1)=x3;
X4(1)=x4;
T(1)=0;
e(1)=veld-x2;
EE=e(1);

kp=3214.29*(4.1-x3/1000000)+3000;
kq=16447368.42*(0.000167-qent)+500;
kc=3.764*Fext+1500;
ka=kp+kq+kc;
if Fext <= 250
    if qent>0.0000758
        X3(1)=137895.18;
        X4(1)=0;
    else
        X3(1)=118947.59;
        X4(1)=0;
    end
end
end
```

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

```
if Fext > 250
    if Fext <= 660
        X3(1)=60000;
        X4(1)=137895.18;
    end
end
if Fext > 660
    if Fext <=1020
        X3(1)=60000;
        X4(1)=275790.36;
    end
end
if Fext > 1020
    X3(1)=60000;
    X4(1)=344377.95;
end

for i=2:10000

    Ff=Fc+kv*power(abs(X2(i-1)),1.5);
    if X1(i-1)<0.9*H
        Fa=0;
    else
        Fa=ka*X2(i-1);
    end
    X1(i)=X2(i-1)*h+X1(i-1);
    X2(i)=((X3(i-1)*Aa-X4(i-1)*Ab+m*g-Ff+Fext-Fa)*h/m)+X2(i-1);
    qsal=Ab*X2(i-1);
    qent=Aa*X2(i-1);
    X4(i)=((E/(Vtuboa+(H-X1(i-1)*Aa))*(qsal-Ab*X2(i-1)))*h)+X4(i-1);
    X3(i)=((-E/(Vtubob+(X1(i-1)*Ab))*(qent-Aa*X2(i-1)))*h)+X3(i-1);
    T(i)=h+T(i-1);
    % Lazo de retroalimentación:
    e(i)=veld-X2(i);
    EE=EE+e(i);
    u=kpp*e(i)+ki*EE+kd*(e(i)-e(i-1))/h;
    X3(i)=X3(i)+u;

end
end
end
```

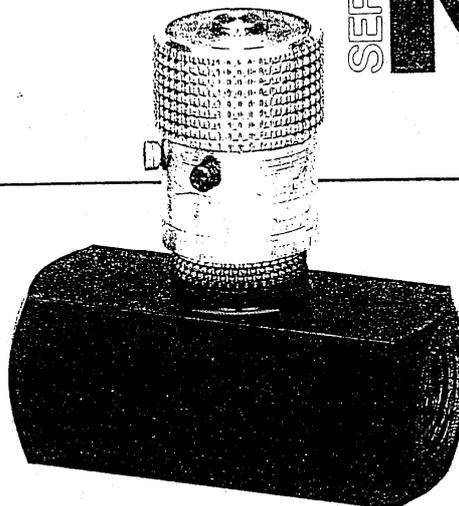
APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice E: Especificaciones del Regulador de Flujo

SERIES
N

Series N
Needle
Valves



MODEL NUMBER	MAX. FLOW		A	B	C	DIMENSIONS — Inch (mm)		
	GPM	L/M				D	E	
N 200	3	(11)	1/8-27 NPTF	1.54 (39.1)	1.500 (38.1)	.625 (15.9)	.75 (19.1) †	
N 400	5	(19)	1/4-18 NPTF	1.79 (45.5)	2.000 (50.8)	.812 (20.6)	.81 (20.6) †	
N 620	5	(19)	#6 SAE 9/16-18 UNF	1.84 (46.3)	2.375 (60.3)	1.000 (25.4)	.81 (20.6) †	
N 600	8	(30)	3/8-18 NPTF	2.18 (55.4)	2.500 (63.5)	1.000 (25.4)	1.00 (25.4) †	
N 820	8	(30)	#8 SAE 3/4-16 UNF	2.24 (56.2)	3.000 (76.2)	1.125 (28.6)	1.00 (25.4) †	
N 800	15	(57)	1/2-14 NPTF	2.70 (68.6)	2.625 (66.7)	1.250 (31.8)	1.19 (30.2) †	
N 1020	15	(57)	#10 SAE 7/8-14 UNF	2.68 (68.1)	3.500 (88.9)	1.250 (31.8)	1.19 (30.2) †	
N 1200	25	(95)	3/4-14 NPTF	3.38 (85.9)	3.250 (82.6)	1.500 (38.1)	1.38 (35.1) †	
N 1220	25	(95)	#12 SAE 1-1/16-12 UN	3.38 (85.9)	4.000 (101.6)	1.500 (38.1)	1.38 (35.1) †	
N 1600	40	(151)	1-11-1/2 NPTF	4.87 (123.7)	4.250 (108.0)	1.750 (44.5)	1.88 (47.8) ‡	
N 1620	40	(151)	#16 SAE 1-5/16-12 UN	5.14 (130.6)	4.250 (108.0)	2.250 (57.2)	1.88 (47.8) ‡	
N 2000	70	(265)	1-1/4-11-1/2 NPTF	5.12 (130.0)	4.250 (108.0)	2.250 (57.2)	1.88 (47.8) ‡	
N 2020	70	(265)	#20 SAE 1-5/8-12 UN	5.51 (140.0)	4.500 (114.3)	2.750 (69.9)	1.88 (47.8) ‡	

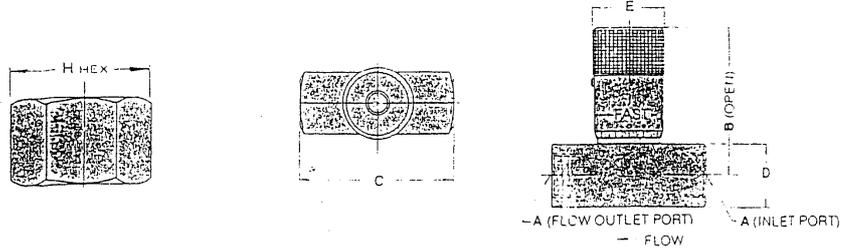
† Diameter
‡ Hexagon

Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035

Parker Motion & Control

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial



Ideal as speed controls on hydraulic and pneumatic systems where a reverse flow check valve is not needed. They provide excellent control and reliable shutoff in a very small envelope.

The two-step needle provides fine adjustment for low flows with the first three turns of the knob, with full-open needle position and conventional throttling with the final three turns. An optional (#4) needle is available for fine metering applications.

Exclusive "Colorflow" color-coded reference scale on the adjusting knob simplifies setting, resetting, adjusting, and quick return to a previous speed setting.

A tamperproof option feature is also available to prevent accidental or intentional adjustment of flow setting.

Maximum Operating Pressure:
 Brass: 2000 PSI (140 Bar); except N 1600 Brass is 500 PSI (35 Bar).
 Steel: 5000 PSI (345 Bar) for 200 thru 1220; 3000 PSI (207 Bar) for all other sizes.

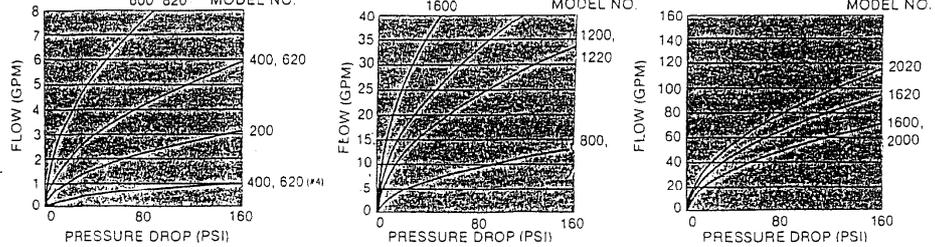
Ordering Information

N	400	S	4	T	V
Series	Size	Material	Needle Option	Other Options	Seal Compound
N	*200 *600 *1200 1620 *400 820 1220 2000 620 *800 *1600 2020 1020	B = Brass S = Steel Series N Brass Valves can be used for both air and oil service.	Omit = Standard #4 = Fine Metering (200, 400, 620 sizes)	Omit = Standard Knob T = Tamperproof F = Finger Screw	Omit = Nitrile (Standard) V = Viton® (Optional)

*Sizes available in brass

Typical Ordering Nomenclature:
 N400SV means N Series, Size 400, Steel, Viton®

CONTROLLED FLOW VS. PRESSURE DROP NEEDLE FULL OPEN 100 SSU, HYDRAULIC OIL, S.G. = 0.857



Hydraulic Valve Division
 Elyria, Ohio 44035

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice F: Especificaciones de los manómetros

MIT-MMP Stainless steel case

Ø 63 (2 1/2") - 100 (4") mm

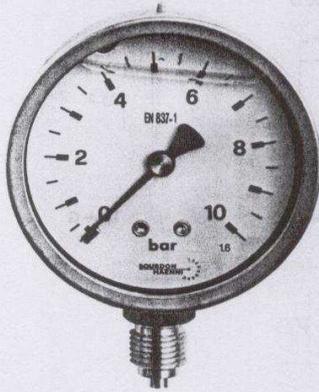
Stainless steel case, 63 mm and 100 mm diameter (MIT3, MIT5)

ABS case, 63 mm diameter (MMP3)

Anti-vibrating system

Filled with dampening liquid

Rugged, glycerin filled pressure gauges, especially designed for hydraulic systems, pumps, compressors, diesel engines, agricultural equipment, public works, machine tools... Excellent resistance to vibrations and corrosive ambient conditions. Can be used on all gas and liquid systems compatible with cupreous metals of the sensing element and connection.



Specifications (20°C)

Ranges	MMP3 : from -1...0 to 0...+ 600 bar MIT3-MIT5 : from -1...+ 0 to 0...+ 1000 bar Scale for vacuum and compound (pressure and vacuum). See standard graduations overleaf.
Accuracy	Class 1.6.
Degree of protection	according to NF EN 60529 IP54 (Ø 63) : MMP3, MIT3 IP65 (Ø 100) : MIT5
Sensing element	Cupreous metal Bourdon tube.
Connection	Brass. 14 mm hexagonal (Ø 63 mm). 21 mm hexagonal (Ø 100 mm).
Thread	G 1/4 (Ø 2 63 mm). G 1/2 (Ø 100 mm).
Tube-connection assembly	Welding.
Operating temperature	-10°...+80° C (176°F) max. for the fluid in contact with sensing element.
Case and bezel	1.4301 (AISI 304) st. st. sheet. Bezel crimped on case (MIT). ABS (MMP3).
Window	Unbreakable polycarbonate (MIT). Polymetacrylate (MMP3).
Dial	Aluminium alloy, black figures and graduations on white background.
Pointer	Aluminium alloy, balanced, black painted.
Movement	Brass.

Options

Uncoded options (have to be listed after the code number)

MMP3, MIT3
Nickel plated connection.
Braze tube to withstand 200°C fluid.
Special dials and graduations.



**BOURDON
HAENNI**
made to measure

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice G: Especificaciones del Controlador

→ Honeywell.com → Automation and Control
HOME SUPPORT INDUSTRIES SOLUTIONS PRODUCTS SERVICES NEWS & EVENTS ABOUT US MY ACCOUNT

Honeywell Process Solutions

[Where to buy?](#)

[Search Help](#)



Representative photograph, actual product appearance may vary.

[Specifications](#)

[Click here for a print friendly version of this datasheet.](#)

UDC2500

UDC2500 Controller, 1/4 DIN, 0.25 % accuracy, universal inputs, accutune III, heat/cool, timer, auxiliary output, limit control, relay linear output, ethernet/modbus communications, infrared pc and pocket PC configuration.

1:41 PM 4/7/2004

Features

- Large Dual Display
- Accutune III
- One Universal Input and One High Level Input
- 0.25 % Accuracy
- Fast scan rate (166 ms)
- Up to 5 Analog or Digital Outputs
- 2 Digital Inputs
- Ethernet and Modbus Communications
- Infrared PC and Pocket PC Configuration
- NEMA 4X, IP65 Front Face Protection
- Multilanguage Prompts
- Jumper Free Configuration
- Thermocouple Health Diagnostics
- Transmitter Output
- Downward Compatibility with Existing UDC2300 Applications
- Limit Model

Typical Applications

- Metals, Glass, Ceramics, Plastics
- Food and Beverage
- Furnaces and Ovens
- Packaging
- Painting and Coating

Description

The UDC2500 Universal Digital Controller is a new low priced addition to Honeywell's controller family. The UDC2500 introduces new features in the popular low priced 1/4 DIN size while retaining all the reliability, cost effectiveness, simplicity, and popular HMI of Honeywell's UDC2300.

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Product Specifications	
Input Signal Type	Thermocouple, RTD, 4 mA to 20 mA, mV
Loops of Control	1
Control Output	Current Proportioning, Time Proportioning, Heat/Cool Duplex, On/Off, Three-Position Step
Digital Inputs	2
Digital Outputs	0 to 4 (Relays)
Analog Inputs	1 to 2
Current Outputs	0 to 2
Auxiliary Outputs	1
Keypad Selectable Output	Yes
Alarms	2
Loop Break Alarm	Yes
Diagnostics	Thermocouple Health, Current Output Open Circuit, Others
Autotune	Accutune III
PC Configuration Tools	Yes
Accuracy	0.25 %
Communications	Yes
Communications Port Type	Infrared, RS-422/485 Modbus, Ethernet
Ethernet Connection	10 Base-T
Size	1/4 DIN
Front Face Format (mm)	96 x 96
Prompts	Multilanguage
Multi-language	Yes
Limit Control	Yes
Math Functions	No
Setpoint Program	1
Transmitter Power	Yes
Approval	CE, CSA, UL, FM
Sealing	NEMA 4X, IP65

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Availability	Global
Supply Voltage	90 Vac to 250 Vac; 50/60 Hz; 24 Vac/dc
Series Name	UDC2500

Due to regional agency approval requirements, some products may not be available in your area. Please contact your regional Honeywell office regarding your product of choice.

[Top of Page](#)

[Terms & Conditions](#) | [Privacy Statement](#) | [Site Map](#) :



APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Apéndice H: Especificaciones de la Válvula Motorizada



Simplify your life

Válvula motorizada con elemento de accionamiento sustituible

- **Histéresis motor de sincronizado**
- **Con recuperación de muelle**
- **Palanca para llenado o purgado manual**
- **Elemento de accionamiento de fácil sustitución**
- **Funcionamiento silencioso**
- **Seguro**
- **1 metro de cable de conexión**

Las válvulas motorizadas de Salus son la mejor opción para los instaladores. Funcionan de manera segura tanto en sistemas domésticos como en las diferentes aplicaciones de la tecnología industrial.

Las válvulas motorizadas Salus de la serie MV controlan la apertura y el cierre del fluido en sistemas de calefacción o refrigeración, por ejemplo para la regulación de la temperatura ambiente o para conmutar de la calefacción al suministro de agua caliente. La válvula de escape se cierra cuando no presenta corriente por parte del retroceso del muelle y es accionada mediante un motor sincronizado de histéresis.

Cuando el termostato está operativo envía una señal y la válvula motorizada se abre. Una vez alcanzada la tempe-



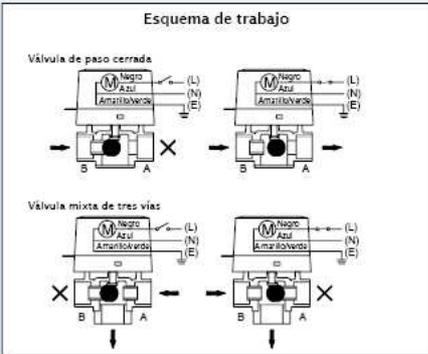
ratura ambiente, el termostato se encarga de desconectar la válvula. Al mismo tiempo se cierra la válvula por acción del retroceso del muelle.

El motor puede montarse en cualquier momento posterior y de manera sencilla directamente sobre la carcasa de la válvula, sin necesidad de calibrado, de desmontar la válvula o de vaciar el sistema.

Las válvulas motorizadas Salus de la serie MV están disponibles en dos versiones: en versión cerrada sin corriente como válvula de paso y como válvula de tres vías en los tamaños 1/2", 3/4" y 1". Las válvulas están disponibles con rosca interior.

Datos técnicos	MVA2	MVA3
Carcasa de válvula:	latón forjado	
Junta:	caucho de nitrilo butadieno (NBR)	
Bastidor:	resina ABS de alta calidad y resistente al fuego	
Temperatura del líquido:	2 - 94°C (36 - 201°F)	
Temperatura ambiente:	0 - 60°C (32 - 140°F)	
Elemento de accionamiento MV		
Tensión nominal:	230V AC / 50 Hz	
Versión válvula:	cerrada sin corriente válvula de paso	válvula de tres vías
Potencia:	5,5W	
Temperatura operativa máx.:	110°C	
Presión operativa máx.:	16bar	
Tipo de protección:	IP20	
Accionamiento:	motor sincronizado, retroceso resorte	
Tiempo de funcionamiento:	accionamiento motor: 15 seg., recuperación muelle: 5 seg.	

Esquema de trabajo



SALUS Controls GmbH
 Kaiserin-Augusta-Allee 14 · D-10553 Berlin
 Tel.: +49. (0)30. 33006 3830 · Fax: +49. (0)30. 33006 3840
 Mail: info@salus-controls.de · Web: www.salus-controls.de

SALUS es una compañía de Computime Ltd. - www.computime.com

Sujeto a cambios y errores técnicos. Fecha: 07/2008

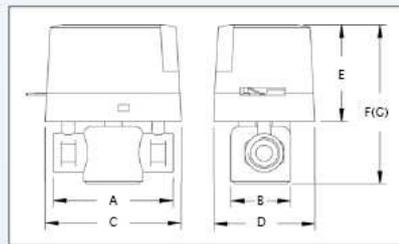
SALUS CE

APÉNDICES

Análisis Dinámico de Actuadores Oleohidráulicos del tipo Amortiguado y Diferencial

Datos técnicos Válvula SRV02							
Modelo	Tipo de válvula	Kvs	Tamaño	Presión de cierre	Presión operativa nominal	Ejecución elemento de accionamiento	Nº de artículo:
MV 215	NC de dos vías	3.2	G1/2 DN 15	0.20MPa	2.1MPa	MV 2	135101
MV 315	Válvula de tres vías	3.2				MV 3	135201
MV 220	NC de dos vías	4.6	G3/4 DN 20	0.15MPa		MV 2	135103
MV 320	Válvula de tres vías	4.6				MV 3	135203
MV 225	NC de dos vías	6.8	G1 DN 25	0.08MPa		MV 2	135105
MV 325	Válvula de tres vías	6.8				MV 3	135205

Dimensiones							
Modelo	Medidas (mm)						
	A	B	C	D	E	F (dos vías)	G (tres vías)
MV 215	80	40	91	68	65	108	-
MV 315	80	40	91	68	65	-	118
MV 220	89	44	91	68	65	108	-
MV 320	89	44	91	68	65	-	120
MV 225	93	44	91	68	65	110	-
MV 325	93	44	91	68	65	-	126



Instalación

Posición de montaje:

Recomendaciones de montaje/desmontaje:

En posición stand-by la palanca estará en la posición "AUTO".

Mover la palanca a "MANU" y encajar en la muesca.

Montaje

Desmontaje

Pulsar el interruptor y mover o fijar el elemento actuador.

*** Atención:** deben protegerse las válvulas del agua si se montan en un tubo vertical. En caso de utilizar las válvulas en un edificio de varias plantas, deberá instalarse un reductor de presión en la tubería auxiliar de la planta baja.

*** Atención:** Soltar la sujeción de la palanca antes de su primer funcionamiento.