

**MODELADO, CARACTERIZACIÓN Y MONITORIZACIÓN DE LAS
VARIABLES CRÍTICAS DE UN ACTUADOR NEUMÁTICO**

**Trabajo de grado en Modalidad de Investigación presentado como requisito
parcial para optar al título de Ingeniero Físico**

**JEIMMY ADRANA MUÑOZ ALEGRÍA
JUAN DAVID MUÑOZ SÁNCHEZ**

**GERMÁN ARTURO BACCA BASTIDAS
Director Proyecto de Grado**

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA
EDUCACIÓN
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
POPAYÁN
2017**

**MODELADO, CARACTERIZACIÓN Y MONITORIZACIÓN DE LAS
VARIABLES CRÍTICAS DE UN ACTUADOR NEUMÁTICO**



**JEIMMY ADRANA MUÑOZ ALEGRÍA
JUAN DAVID MUÑOZ SÁNCHEZ**

**UNIVERSIDAD DEL CAUCA
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES, EXACTAS Y DE LA
EDUCACIÓN
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
POPAYÁN
2017**

Nota de Aceptación

Director _____
Germán Bacca Bastidas

Jurado _____
Juan Fernando Flórez M.

Jurado _____
Wilfrand Perez Urbano

Fecha de sustentación: 02 de marzo de 2017.

Dedicatoria.

A mis padres Freddy Muñoz y Emma Sánchez por el apoyo incondicional que siempre me brindan en cada reto que se me presenta en el transcurso de la vida, por los consejos y valores que me han inculcado para alcanzar mis metas.

Juan David Muñoz Sánchez.

A mi madre Carmen Alegría quien con su amor y consejo ha sabido instruirme en los buenos valores y alentarme siempre a culminar las metas en la vida, por todo su esfuerzo y fortaleza en este importante logro. A mi padre Luis A. Muñoz, por su apoyo a lo largo de toda mi formación académica, por demostrarme que con disciplina y perseverancia se pueden lograr cosas grandes a pesar de los obstáculos presentes.

Jeimmy Adriana Muñoz Alegría.

Agradecimientos.

Agradecemos en primer lugar a Dios por permitirnos entender una parte de tantas áreas y aplicaciones que estudia la física y poder desarrollar este trabajo.

A nuestro director de trabajo Germán Bacca Bastidas por aportarnos su conocimiento, dedicación y apoyo en el transcurso de este proyecto, quien nos motivó constantemente a conocer el complejo campo de la neumática.

Agradecemos a la Universidad del Cauca, en especial a todos los profesores del plantel de Ingeniería Física por su formación académica y motivación a seguir el camino del éxito profesional y personal.

A nuestra familia por todos sus esfuerzos y sacrificios durante estos años de formación académica, gracias porque con sus consejos nos enseñaron a superar nuestros retos.

Índice general

Dedicatoria	I
Agradecimientos	II
Índice general	V
Índice de figuras	V
Índice de cuadros	VII
Resumen	VIII
Abstract	IX
Palabras clave	X
Keywords	XI
1. Introducción.	1
1.1. Planteamiento del problema y motivación.	1
1.2. Estado del arte.	2
1.3. Objetivo del trabajo.	3
1.4. Objetivos específicos.	3
1.5. Impacto.	3
1.6. Nomenclatura.	
Notación de variables y parámetros del modelo matemático.	3
2. Sistema neumático.	5
2.1. Descripción del sistema.	5
2.2. Sistema de producción de aire comprimido.	5
2.2.1. Filtro.	7
2.2.2. Regulador de presión.	7
2.3. Unidad de adquisición y procesamiento de datos.	8
2.4. Sensores.	8
2.5. Válvula direccional de 5/2 Vías.	10
2.6. Elemento de trabajo o actuador neumático.	10
2.7. Evaluación del capítulo.	11
3. Conceptos físico-matemáticos.	12
3.1. Volumen de control.	12
3.2. Ecuación de continuidad.	13
3.3. Primera ley de la termodinámica.	13
3.4. Ecuación de estado para un gas ideal.	14
3.5. Proceso politrópico para un gas ideal.	15
3.6. Flujo de gas ideal a través de un orificio.	15
3.7. Segunda ley de Newton del movimiento.	19
3.8. Fricción.	19
3.8.1. Fenómenos de fricción.	19
3.8.2. Fricción a velocidad estable.	20

3.8.3.	Fricción estática y de rompimiento.	20
3.8.4.	Fricción de Coulomb.	20
3.8.5.	Fricción viscosa.	21
3.8.6.	Modelo de fricción Stribeck.	21
3.9.	Evaluación del capítulo.	22
4.	Modelo matemático del sistema.	23
4.1.	Flujos de masa en la válvula.	23
4.2.	Flujos de masa en las mangueras.	25
4.3.	Modelo del actuador.	26
4.4.	Variables de estado.	28
4.5.	Evaluación del capítulo.	28
5.	Caracterización y simulación del sistema.	29
5.1.	Conductancia sónica y relación de presiones críticas.	29
5.2.	Parámetros de fricción del actuador.	32
5.3.	Simulación del modelo.	33
5.4.	Validación del modelo matemático.	34
5.5.	Evaluación del capítulo.	34
6.	Variables críticas.	37
6.1.	Variables críticas del actuador neumático.	37
6.1.1.	Desplazamiento del émbolo.	37
6.1.2.	Consumo de aire.	37
6.1.3.	Velocidad del émbolo.	38
6.1.4.	Fuerza del cilindro.	39
6.2.	Diagrama espacio-fase.	39
6.3.	Diagrama espacio-tiempo.	39
6.4.	Sistema de monitoreo.	40
6.5.	Evaluación del capítulo.	43
7.	Conclusiones.	44
A.	Programa para el Cálculo de la Conductancia Sónica y la Relación de Presiones Crítica.	46
B.	Programa para el Cálculo de los Parámetros de Fricción.	49
C.	Programa de Monitoreo de las Variables Críticas en LabView.	50

Índice de figuras

2.1. (a) Sistema neumático; (b) Esquema de distribución.	6
2.2. (a) Compresor; (b) Símbolo.	6
2.3. (a) Unidad de mantenimiento; (b) Símbolo	7
2.4. Unidad de adquisición y procesamiento de señales.	8
2.5. (a) Sensor infrarrojo de posición; (b) Curva voltaje vs distancia.	9
2.6. (a) Sensor analógico de presión; (b) Símbolo.	9
2.7. (a) Electroválvula direccional; (b) Simbología.	10
2.8. (a) Cilindro neumático de doble efecto con vástago; (b) Símbolo	10
3.1. Volumen de control.	12
3.2. Primera ley de la termodinámica para un volumen de control.	14
3.3. Procesos politrópicos.	15
3.4. Flujo de gas ideal a través de un orificio.	16
3.5. Depósito de gran tamaño del cual el aire se descarga a la atmósfera.	16
3.6. Curva de relación entre \dot{m} y P_2	18
3.7. Curva fricción estática y fuerza de rompimiento.	20
3.8. Fricción de Coulomb	21
3.9. Modelo de fricción Stribeck.	21
4.1. Sistema neumático y volúmenes de control.	24
4.2. Esquema de la válvula.	24
4.3. Volumen de control manguera 1.	25
4.4. Volumen de control manguera 2.	25
4.5. Esquema del actuador.	26
4.6. Dinámica del émbolo.	27
5.1. Esquema montaje para pruebas de presurización y despresurización.	29
5.2. Montaje para pruebas de presurización y despresurización.	30
5.3. (a) Curva de presurización puerto 4; (b) Curva de despresurización puerto 4.	31
5.4. (a) Curva de presurización puerto 2; (b) Curva de despresurización puerto 2.	31
5.5. Diagrama fuerza vs. velocidad	32
5.6. Simulación de la dinámica del actuador neumático.	33
5.7. Montaje sistema actuador-resortes.	34
5.8. Validación del modelo matemático.	35
5.9. Validación modelo matemático sin fuerza de carga.	36
5.10. Modelo matemático y datos experimentales.	36
6.1. Circuito señal de desplazamiento.	38
6.2. Circuito derivador.	39
6.3. (a) Diagrama espacio-fase; (b) Diagrama espacio-tiempo.	40
6.4. Variables críticas.	40

6.5. Diagrama de presiones.	41
6.6. Diagrama espacio-tiempo.	41
6.7. Diagrama espacio-fase.	41
6.8. Circuito acondicionador de señal.	43

Índice de cuadros

3.1. Proceso politrópico para un gas ideal.	15
5.1. Errores promedio de datos teóricos respecto a los experimentales.	30
5.2. Valores de conductancia sónica y relación de presiones crítica.	32
5.3. Parámetros de fricción.	33

Resumen.

En este trabajo se presenta un estudio de la caracterización y monitorización de las variables críticas de un actuador neumático.

En el estudio se desarrolla el modelo matemático del cilindro, la caracterización de los parámetros físicos del sistema neumático y la monitorización de las variables críticas de éste. Los resultados obtenidos se confrontaron con datos experimentales.

La caracterización de los parámetros físicos del sistema se realizó teniendo en cuenta los métodos sugeridos por la norma ISO 6358.

La validación del modelo matemático se lleva a cabo considerando y analizando el efecto producido por la fuerza del actuador mediante pruebas experimentales frente a diferentes solicitudes de carga y descarga.

La monitorización de las variables críticas se fundamentó a partir del modelo matemático del cilindro neumático.

Abstract.

In the following pages we present a study of the characterization and monitoring of the critical variables of a pneumatic actuator.

This study presents the mathematical model of the cylinder, the characterization of the physical parameters of the pneumatic system and the monitoring of the critical variables. The results obtained were compared with experimental data.

The characterization of the physical parameters of the system was made taking into account the methods suggested by ISO 6358.

The validation of the mathematical model is carried out considering and analyzing the effect produced by the force of the actuator through experimental tests with different types of loading and unloading requests.

The monitoring of the critical variables was based on the mathematical model of the pneumatic cylinder.

Palabras clave.

Modelo matemático, actuador, electro-válvula de vías, variables críticas, flujo de masa, fricción, presión, monitorización, velocidad, validación, diagrama espacio-tiempo, diagrama espacio-fase, fuerza, consumo de aire.

Keywords.

Mathematical model, actuator, path electro-valve, critical variables, mass flow, friction, pressure, monitoring, speed, validation, space-time diagram, space-phase diagram, force, air consumption.

Capítulo 1

Introducción.

La neumática es un tipo de energía que permite el desarrollo de muchas funciones de forma, rápida, precisa y regular, por tal razón esta tecnología es cada vez más utilizada en la industria sobre todo en el campo de la automatización ya que cuenta con múltiples ventajas entre las que se encuentran la flexibilidad y fiabilidad de los automatismos neumáticos. En la automatización siempre se busca que exista una alta competitividad de la industria lo que conlleva a implementar ciertos métodos que excluyan el trabajo humano.

Los dispositivos que comúnmente conforman los sistemas de automatización neumática son los actuadores (cilindros neumáticos entre los más utilizados) y válvulas. Sin embargo en los sistemas neumáticos también pueden encontrarse otros tipos de elementos como por ejemplo reguladores de caudal, convertidores, temporizadores entre otros.

Los cilindros neumáticos son aquellos que convierten la energía que produce el aire comprimido en trabajo mecánico. Los cilindros más comunes son los de simple efecto y los de doble efecto, caracterizándose estos primeros por tener una sola entrada de aire y retornando a través de un muelle interior, mientras que el segundo tipo de cilindros cuenta con un émbolo y un vástago que se encuentran unidos entre sí deslizándose dentro de un tubo circular.

Las aplicaciones de la neumática en los procesos de producción son cada vez mayores, lo que conlleva a la realización de nuevas investigaciones en este campo y de esta manera aportar nuevas tecnologías que empleen la energía del aire comprimido para los diversos tipos de producción que se encuentran en la industria.

1.1. Planteamiento del problema y motivación.

En las empresas industriales es importante optimizar los mecanismos de producción. Actualmente los sistemas neumáticos son empleados en diversas aplicaciones en la automatización de procesos. Teniendo en cuenta que al no realizar un monitoreo frecuente de las variables críticas características y la representación de los diagramas espacio-fase y espacio-tiempo de los sistemas neumáticos, no sería posible la puesta a punto de un equipo neumático y no se podría llevar a cabo la sincronización del sistema como sucede en algunos sectores de la industria, lo que conllevaría a un tiempo tardío de su funcionamiento como también a un alto consumo energético, afectando el óptimo rendimiento del equipo. En efecto la monitorización de las variables críticas es fundamental ya que en todo proceso industrial como es el caso de la automatización se puede determinar con certeza el comportamiento del equipo neumático en un punto específico del proceso.

Por tal motivo, con este proyecto se busca obtener el modelado, caracterización y monitorización de las variables críticas (estado de conmutación, consumo de aire, presiones en las

cámaras del actuador, velocidad y fuerza efectiva del émbolo) como también los diagramas espacio-fase y espacio-tiempo de un actuador neumático.

1.2. Estado del arte.

El estudio sobre actuadores neumáticos es de gran importancia en la actualidad debido a sus conocidas ventajas. Sin embargo, por características físicas como la compresibilidad del aire, utilización de válvulas, y fenómenos de fricción, no se han hecho estudios de forma detallada para su uso en aplicaciones donde se requiere una elevada precisión de fuerza y movimiento como es el caso de la robótica. Estos sistemas llevan consigo variables que intervienen en el desempeño de los actuadores conocidas como variables críticas. El monitoreo constante de las variables críticas hace posible que estas se mantengan en un valor deseado fijo o bien en un valor variable con el tiempo de acuerdo con una relación predeterminada facilitando la sincronización o puesta a punto del equipo neumático.

Las relaciones físicas de los sistemas dinámicos en su gran mayoría presentan características de no linealidad, como es el caso de muchos de los sistemas hidráulicos y neumáticos en los cuales están involucradas variables no lineales. A causa de la dificultad matemática que representan los sistemas no lineales, con frecuencia es necesario linealizarlos alrededor de una condición de operación. Una vez que un sistema no lineal se aproxima mediante un modelo matemático lineal, se deben usar términos lineales para propósitos de análisis y diseño [1].

La elaboración del modelo matemático de un actuador es indispensable para el análisis y estudio de la dinámica del mismo, pero que resulta complejo debido a la cantidad de factores como los mencionados inicialmente, los cuales afectan sensiblemente el modelo. Diferentes modelos físico-matemáticos se han venido utilizando para este tipo de sistemas ya que han desempeñado un papel fundamental en la automatización, en las estrategias de control y en el análisis de las variables críticas. Los primeros modelos planteados parten de conceptos como la primera ley de la termodinámica y del balance dinámico del sistema [2]. En [3] se presentan dos tipos de modelo matemático de un actuador y una válvula digital, en el primero se asume una transformación termodinámica del aire y en el segundo se considera el intercambio térmico entre las cámaras del actuador y el entorno. Por ejemplo en [4] identifican y plantean una estrategia de control para un actuador neumático industrial basado en su modelo matemático, mientras que en [5] se presenta el estudio de la identificación y control de un cilindro neumático representando el modelo matemático como la función de transferencia del sistema.

Los actuadores neumáticos pueden ser gobernados por diversos tipos de válvulas. En [6] se formula el modelo matemático de un servo actuador accionado por una válvula proporcional mientras que en [7] y [8] los actuadores son gobernados por válvulas solenoide de encendido/apagado.

En los modelos físico-matemáticos elaborados para los sistemas neumáticos es necesario considerar la fricción, la cual es una de las principales perturbaciones que generan no linealidad en el comportamiento de un sistema neumático afectando la precisión de la respuesta de posición, fuerza, etc., como es el caso en [9] que se lleva a cabo el estudio de las características no lineales de actuadores neumáticos. Este fenómeno se puede describir considerando diferentes modelos, por ejemplo en [12],[13] y [14] emplean el modelo de LuGre para el estudio de la fricción, mientras que en [15] utilizan el modelo del efecto Stribeck. La historia demuestra que hace más de 2000 años, los técnicos construían máquinas neumáticas, produciendo energía neumática por medio de un pistón, como instrumento de trabajo utilizaban un cilindro de madera dotado de un émbolo [17]. El estudio, utilización y construcción de estos actuadores sigue evolucionando según las necesidades de la industria, ofreciendo en la actualidad una

extensa gama de productos mejorando la eficiencia, rendimiento y funcionalidad.

1.3. Objetivo del trabajo.

El principal objetivo de este trabajo consiste en desarrollar el modelo matemático de un actuador neumático (cilindro de doble efecto) gobernado por una válvula de 5/2 vías, con el cual se pretende caracterizar y monitorear las variables críticas del actuador neumático.

1.4. Objetivos específicos.

Para obtener el objetivo anterior se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- Obtener el modelo matemático del actuador y válvula.
- Caracterizar los parámetros físicos del actuador y válvula.
- Validar el modelo matemático.
- Validar el sistema de monitoreo de las variables críticas.

1.5. Impacto.

El desarrollo de este proyecto podría beneficiar a las empresas industriales que utilizan sistemas neumáticos en la automatización de sus procesos de producción, ya que lograrían obtener un progreso económico a partir de la optimización y reducción del consumo energético. En forma general, el monitoreo de las variables críticas de los equipos neumáticos es de gran interés para las empresas que buscan mejorar el rendimiento en sus procesos de producción, puesto que podrían generar una reducción en los costos operacionales y un aumento en la productividad de las actividades industriales. Además se podrían fomentar estudios que den apertura a nuevos campos de investigación en neumática, para los estudiantes de ingeniería física de la Universidad del Cauca.

1.6. Nomenclatura.

Notación de variables y parámetros del modelo matemático.

- A_{e1} : Área efectiva del émbolo cámara A, m^2 .
 A_{e2} : Área efectiva del émbolo cámara B, m^2 .
 A_o : Área orificio de la válvula, adimensional.
 B_e : Coeficiente de amortiguamiento equivalente, $N \cdot s/m$.
 b : Relación de presiones crítica, adimensional.
 β : Coeficiente de fricción viscosa, $N \cdot s/m$.
 C : Conductancia sónica, $m^3/s \cdot bar$.
 F_i : Fuerza de impacto, N.
 F_C : Fuerza de Coulomb, N.
 F_F : Fuerza de fricción, N.
 F_r : Fuerza de carga, N.
 F_S : Fuerza de rompimiento, N.
 K : Constante isentrópica del gas, adimensional.
 K_e : Constante de rigidez equivalente, adimensional.
 L : Carrera del émbolo, m.

m_e : Masa del émbolo, Kg.
 \dot{m}_s : Flujo de masa de aire de suministro, Kg/s.
 \dot{m}_2 : Flujo de masa de aire a través del puerto 2 de la válvula, Kg/s.
 \dot{m}_3 : Flujo de masa de aire en el puerto 3 de la válvula, Kg/s.
 \dot{m}_4 : Flujo de masa de aire a través del puerto 4 de la válvula, Kg/s.
 \dot{m}_5 : Flujo de masa de aire en el puerto 5 de la válvula, Kg/s.
 n : Constante politrópica, adimensional.
 P_0 : Presión atmosférica, bar.
 P_1 : Presión absoluta en la sección de alta presión, bar.
 P_2 : Presión absoluta en la sección de baja presión, bar.
 P_s : Presión absoluta de suministro, bar.
 P_{AO} : Presión absoluta en la cámara A, bar.
 P_{BO} : Presión absoluta en la cámara B, bar.
 ρ_A : Densidad del aire en la cámara A, Kg/m³.
 ρ_B : Densidad del aire en la cámara B, Kg/m³.
 ρ_n : Densidad del aire en condiciones estándar, Kg/m³.
 R : Constante de los gases, adimensional.
 T_o : Temperatura ambiente, K.
 T_s : Temperatura absoluta de suministro, K.
 T_n : Temperatura en condiciones estándar, K.
 T_{AO} : Temperatura absoluta en la cámara A del cilindro, K.
 T_{BO} : Temperatura absoluta en la cámara B del cilindro, K.
 V_1 : Volumen manguera 1, m³.
 V_2 : Volumen manguera 2, m³.
 V_S : Velocidad Stribeck, m/s.
 V_V : Volumen en las cámaras de la válvula, m³.
 X_{Ar} : Remanencia cámara A, m.
 X_{Br} : Remanencia cámara B, m.

Capítulo 2

Sistema neumático.

Los sistemas neumáticos son aquellos en los cuales se utiliza el aire comprimido para su funcionamiento. Estos sistemas constan principalmente de dos secciones fundamentales: El sistema productor de aire, en el cual se prepara convenientemente el aire comprimido para su posterior uso y la red de distribución de aire, la cual se encarga de transportar el aire hasta el punto de consumo. Además de esto, los sistemas neumáticos por lo general se componen de actuadores (cilindros y motores) controlados por diversos tipos de válvulas.

En la industria, los sistemas neumáticos desempeñan un papel importante en el campo de la automatización de maquinaria, como por ejemplo: en ensamblado y empaquetado entre otras, puesto que los cilindros neumáticos se caracterizan por su velocidad de reacción.

2.1. Descripción del sistema.

El sistema neumático que es objeto de estudio consta de un actuador neumático de doble efecto, una electroválvula de 5/2 vías, un compresor, sensores y elementos de procesamiento de señales, como se muestra en la figura 2.1.

2.2. Sistema de producción de aire comprimido.

En un sistema neumático la unidad de abastecimiento del fluido de trabajo está conformada principalmente por un compresor de aire con su respectivo depósito (ver Figura 2.2), cumpliendo la tarea de preparar y almacenar el aire comprimido. El suministro de este fluido debe garantizar la suficiente calidad para obtener resultados eficientes, puesto que el aire comprimido contiene impurezas que pueden causar perturbaciones en el funcionamiento así como también un rápido deterioro del circuito neumático.

El funcionamiento básico del compresor consiste en aspirar el aire atmosférico, comprimirlo hasta transferir una presión superior a la de entrada y posteriormente almacenarlo en el depósito. Es claro notar que la presión atmosférica es muy pequeña como para ser utilizada en las instalaciones neumáticas, por lo que es necesario disponer de aire a presiones superiores. Cabe destacar que el aire es un material elástico, por tanto cuando se le aplica una fuerza éste se comprime devolviendo posteriormente la energía acumulada cuando se le permita expandirse, según la ley de los gases ideales [18].

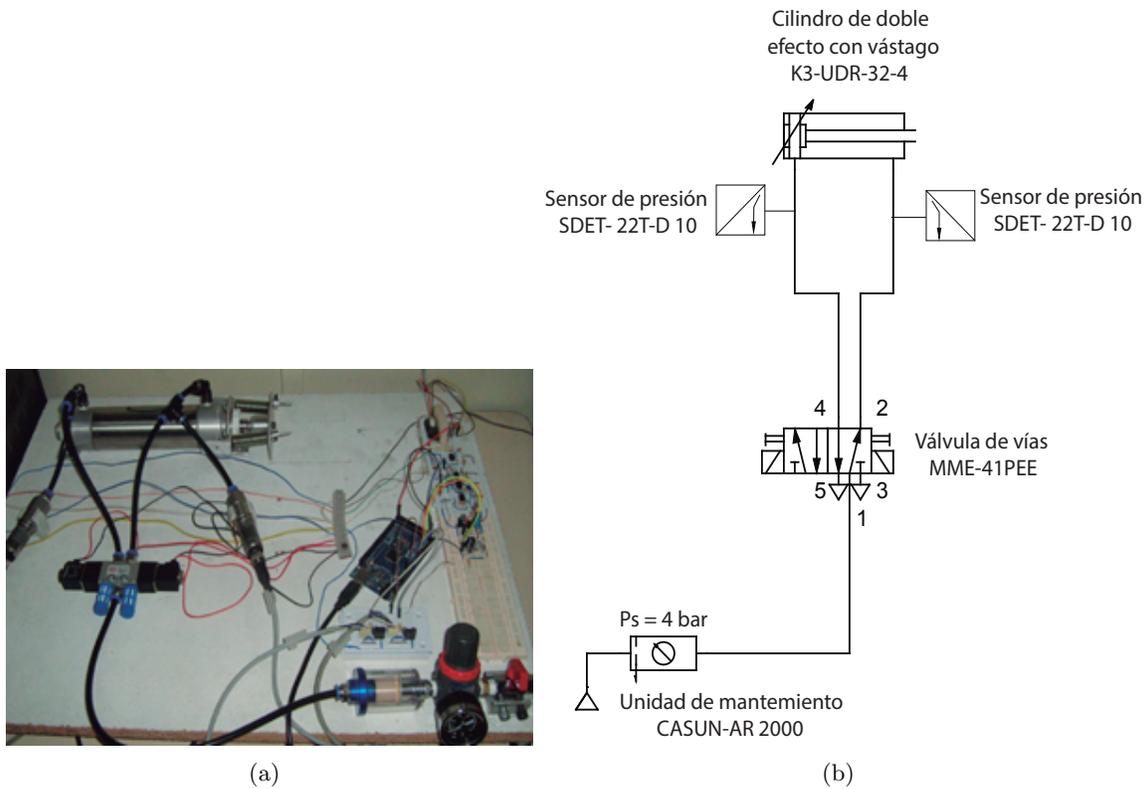


Figura 2.1: (a) Sistema neumático; (b) Esquema de distribución.

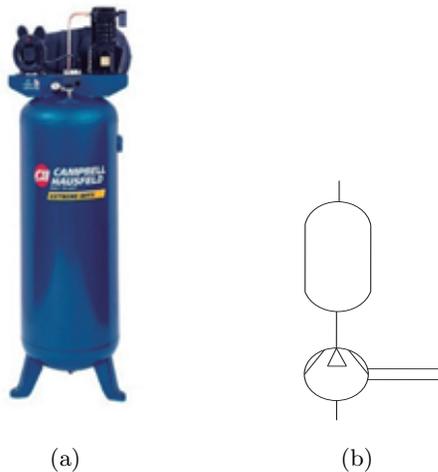


Figura 2.2: (a) Compresor; (b) Símbolo.

El compresor es importante en el sistema de abastecimiento de aire a presión, puesto que cumple con la función de refrigeración del aire y se emplea para compensar las fluctuaciones de presión en todo el sistema de distribución y la reducción de velocidad actuando como separador de condensado y aceites provenientes del compresor.

Los compresores se valoran por el caudal suministrado y por la relación de compresión.

En los sistemas neumáticos convencionales el aumento de presión del aire atmosférico es del orden de 5 a 10 bar, no obstante por razones económicas y de seguridad, se trabaja en la práctica con presiones entre 3 y 6 bar.

En este proyecto se utilizó un compresor tipo JR Junior que cuenta con un motor YC 100 L1-2 de las siguientes características:

- Potencia: 1,5 KW
- Fuerza: 2 HP
- Voltaje de operación: 110 V-220 V
- Frecuencia: 60 Hz

Para tener la seguridad de que el aire comprimido tiene la calidad requerida, se recurre a la unidad de mantenimiento. Esta unidad mostrada en la figura 2.3 combina los siguientes elementos:

- Filtro.
- Regulador de presión.
- Lubricador.

El lubricador de aire tiene la función de adicionar aceite en un determinado tramo del sistema de distribución de aire, en caso de que el funcionamiento del sistema neumático así lo requiera. En nuestro caso no es recomendable implementar este dispositivo en la unidad de mantenimiento.

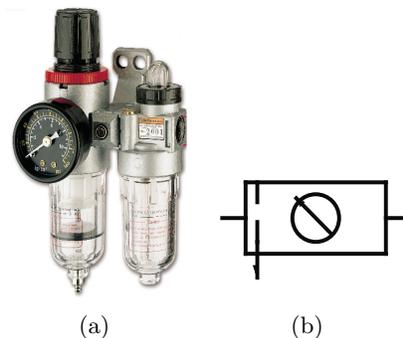


Figura 2.3: (a) Unidad de mantenimiento; (b) Símbolo

2.2.1. Filtro.

Antes de que el aire comprimido alimente los elementos neumáticos es necesario retirar el agua que haya podido condensarse con el fin de mejorar así sus condiciones de uso en el sistema, para este efecto el filtro de aire comprimido tiene como función retener las impurezas y eliminar el condensado de aire a presión que pasa por él [19].

2.2.2. Regulador de presión.

Una válvula reguladora de presión controla la presión del aire del circuito, manteniendo constante el consumo de aire y la presión de trabajo en el sistema. Para garantizar la calidad del aire necesaria en cada aplicación, se instalan unidades de mantenimiento en todos los sistemas de control de la red neumática.

2.3. Unidad de adquisición y procesamiento de datos.

La adquisición de datos y el procesamiento de las señales actuantes en el sistema se efectúan por medio de una estructura conformada por PC, tarjeta de adquisición de datos y un circuito electrónico de acondicionamiento de señal (ver figura 2.4).

La tarjeta de adquisición de datos que se usará en este proyecto es Arduino Mega 2560 (ver figura arduino). Esta tarjeta, permite la interacción de datos entre el PC y los sensores, contando con 54 pines digitales de entrada /salida (de los cuales 15 se pueden utilizar como salidas PWM), 16 entradas analógicas, 4 UARTs (puertos serie de hardware), un oscilador de 16 MHz, una conexión USB, un conector de alimentación, una cabecera ICSP, y un botón de reinicio.

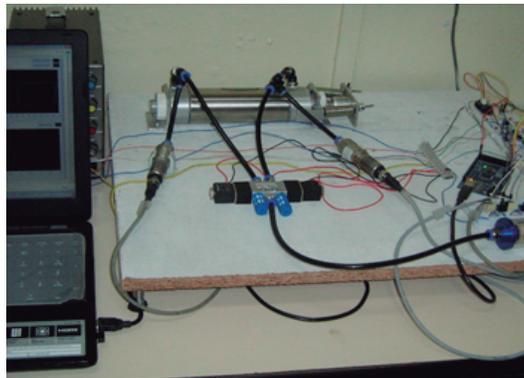


Figura 2.4: Unidad de adquisición y procesamiento de señales.

Esta tarjeta presenta entre otras, las siguientes características:

- Resolución: 10 bits
- Voltaje de operación: 5 V
- Voltaje de entrada: 7-12 V
- Corriente DC pin entrada/salida: 40 mA
- Corriente DC Pin 3.3 V: 50 mA

Para la recepción, tratamiento y reproducción de los datos se ha elegido Matlab el cual es un software que ofrece un entorno de programación que permite realizar y ejecutar programas de simulación de forma eficiente. La adquisición de los datos se llevó a cabo a través de LabView, capaz de desarrollar una programación de objetos mucho más intuitiva y realizar un filtrado óptimo de la señal.

2.4. Sensores.

El sensor de distancia que se empleó para obtener la medida de desplazamiento lineal del émbolo es el sensor infrarrojo Sharp GP2Y0A21YK0F presentado en la figura 2.5 (a). Este sensor consta de tres pines: alimentación (pin rojo), tierra (pin negro) y salida (pin amarillo). Según la curva (ver figura 2.5 (b)), el sensor tiene un comportamiento no-lineal, por lo cual es necesario diseñar un circuito como el de la figura 6.1.

Dentro de sus características se destacan:

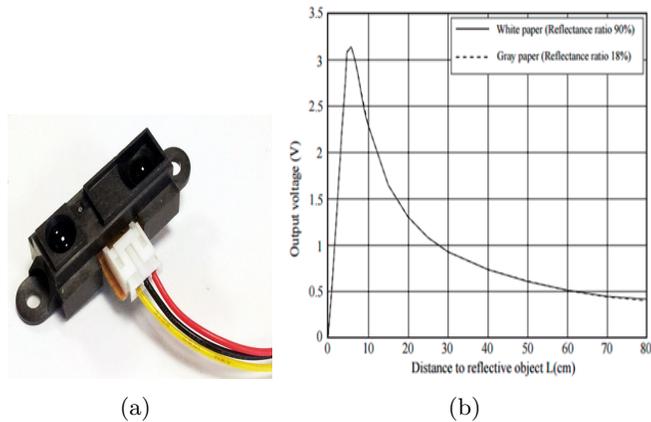


Figura 2.5: (a) Sensor infrarrojo de posición; (b) Curva voltaje vs distancia.

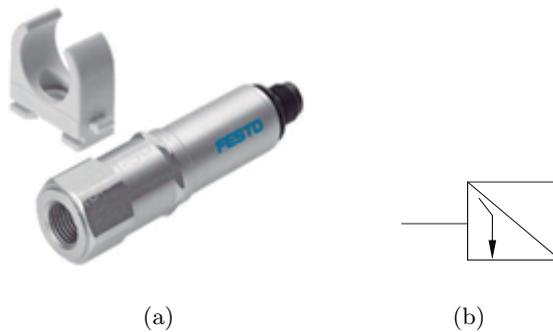


Figura 2.6: (a) Sensor analógico de presión; (b) Símbolo.

- Distancia de detección: 10 a 80 cm.
- Tipo de salida: Analógica.
- Voltaje de alimentación: 4.5 a 5.5 VDC.
- Corriente de alimentación: 40 mA.
- Voltaje de salida: 400 mV.

El sensor tipo Festo SDET-22T-D10-G14-U-M12 mostrado en la figura 2.6 es utilizado para la medición de la presión en el actuador, el cual es instalado a la entrada de las cámaras del cilindro. El sensor de presión trabaja bajo el efecto piezoeléctrico, y entre sus características se encuentran:

- Precisión en rango completo: $\pm 1\%$
- Rango de entrada: [0,10] bar
- Salida analógica: [0.1,10] V
- Constante de tiempo: $\tau \leq 2\mu s$

2.5. Válvula direccional de 5/2 Vías.

La válvula direccional minimatic MME-41PEEC-D024 de la línea neumática clippard que se empleó en el sistema (ver figura 2.7), presenta un accionamiento eléctrico mediante una señal de voltaje de 24VDC. Son válvulas que poseen una entrada de presión (puerto 1), dos puntos de trabajo (puertos 4 y 2) y dos escapes (puertos 5 y 3).

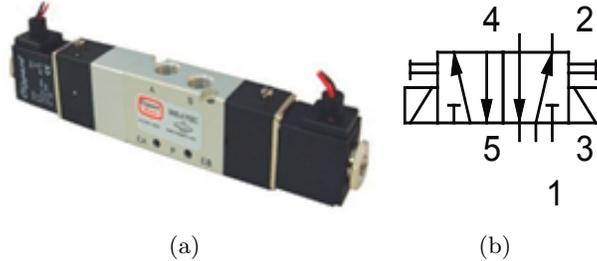


Figura 2.7: (a) Electroválvula direccional; (b) Simbología.

Características

2.6. Elemento de trabajo o actuador neumático.

Los actuadores neumáticos son aquellos dispositivos que permiten efectuar la transformación de la energía de presión transmitida por el aire, en trabajo mecánico. Dicho de otro modo, el cilindro neumático es un actuador que convierte la presión en desplazamiento. Básicamente consisten en un recipiente cilíndrico dotado de un émbolo o pistón. Cabe señalar que cuando en un lado del pistón la presión es relativamente mayor que en el otro lado, el resultado es un desplazamiento lineal, ocasionando que la velocidad de recorrido sea proporcional a la diferencia de presión.

De acuerdo con su función los cilindros neumáticos se clasifican principalmente en: cilindros de simple efecto, cilindros de doble efecto, cilindros de doble vástago, cilindros sin vástago entre otros. En este caso, se describe el cilindro de doble efecto, el cual tiene dos puertos por los que se invierte la alimentación de aire para provocar el desplazamiento en cualquier dirección. Es importante señalar que la especificación general para un cilindro neumático es, en términos de la perforación (diámetro) del cilindro, la longitud de carrera del pistón y el rango de presión de funcionamiento máxima.



Figura 2.8: (a) Cilindro neumático de doble efecto con vástago; (b) Símbolo

El actuador neumático Clippard Minimatic UDR-32-4-C de doble efecto, representado en la figura 2.8, es en nuestro caso el elemento de trabajo, el cual tiene las siguientes especificaciones:

- Presión máxima: 250 psi.
- Carrera: 4".
- Temperatura máxima: 110°C.
- Temperatura mínima: -29°C.

2.7. Evaluación del capítulo.

En este capítulo se dió una breve descripción de cada uno de los elementos junto con sus respectivos símbolos que constituyen el sistema neumático, lo que permite comprender la función que desempeñan estos dispositivos dentro de un equipo neumático. También se expuso de igual manera las características de las herramientas de software y hardware empleadas para la adquisición y el tratamiento de datos que hizo posible el estudio detallado del comportamiento dinámico del cilindro neumático bajo ciertas condiciones de trabajo.

Capítulo 3

Conceptos físico-matemáticos.

En la comprensión de la dinámica de cualquier sistema físico, es necesario tener conocimiento del modelo matemático y de las señales que intervienen en el trabajo desarrollado por estos sistemas en la automatización.

Por tal motivo, es importante hacer uso de expresiones matemáticas y conceptos físicos que conlleven a la obtención de un modelo matemático aproximado frente al comportamiento físico real del sistema neumático en este caso, que incluya aquellos parámetros físicos influyentes en el desempeño del mismo.

En efecto, este capítulo se basa en el estudio de los conceptos físicos que son fundamentales para la elaboración del modelado matemático del sistema neumático.

3.1. Volumen de control.

Un volumen de control (v.c), es una región finita en el espacio con frontera conocida como superficie de control (s.c), por la cual se pueden definir flujos de masa, cantidad de movimiento y energía. La cantidad y la identidad de la materia en el volumen de control puede cambiar con el tiempo, pero la forma del volumen de control permanece fija [21].

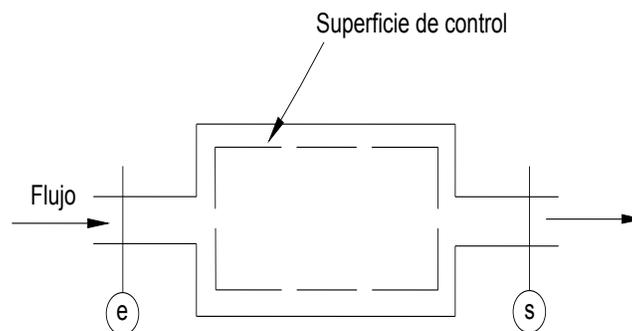


Figura 3.1: Volumen de control.

3.2. Ecuación de continuidad.

La ecuación de continuidad para un volumen de control está dada por [23]:

$$0 = \frac{d}{dt} \int_{\forall v.c} \rho d\forall + \oint_{s.c} \rho \vec{v} \vec{ds} \quad (3.1)$$

donde:

ρ : Densidad del fluido.

\forall : Volumen.

\vec{v} : Velocidad de un elemento de área en la superficie de control.

\vec{ds} : Elemento de área en la superficie de control.

Esta ecuación indica que el primer sumando del segundo término representa la velocidad de acumulación o pérdida de masa dentro del volumen de control, mientras que el segundo sumando indica el flujo másico neto a través de la superficie de control.

En un volumen de control, el principio de conservación de la masa se puede expresar como:

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = \frac{dm_{v.c}}{dt} \quad (3.2)$$

donde $\dot{m}_{entrada}$ y \dot{m}_{salida} son los flujos hacia adentro y hacia afuera respectivamente del volumen de control y $\frac{dm_{v.c}}{dt}$ es la rapidez de cambio de masa con respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control.

3.3. Primera ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica también llamada principio de conservación de la energía establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso solo puede cambiar de forma [24]. La diferencia entre el calor añadido a un sistema y el trabajo realizado por el mismo, es igual al incremento de la energía almacenada del sistema [25]:

$$\Delta E = Q - W \quad (3.3)$$

donde:

ΔE : Energía almacenada del sistema.

Q : Calor añadido al sistema.

W : Trabajo realizado por el sistema.

La energía transportada por un fluido en movimiento de masa m , esta expresada de la siguiente forma:

$$E_{masa} = m(h + ec + ep) \quad (3.4)$$

De 3.4 se deduce que la tasa de energía transportada por el fluido en movimiento es:

$$\dot{E}_{masa} = \dot{m}(h + ec + ep) \quad (3.5)$$

Teniendo en cuenta lo anterior la primera ley se puede escribir:

$$\dot{Q}_{v.c} - \dot{W}_{v.c} = \frac{dE_{v.c}}{dt} + \sum \dot{m}(h + ec + ep)_s - \sum \dot{m}(h + ec + ep)_e \quad (3.6)$$

donde $\dot{Q}_{v.c}$ es la rapidez de transferencia de calor, $\dot{W}_{v.c}$ es la potencia de salida, $\frac{dE_{v.c}}{dt}$ es la rapidez de cambio de la energía del volumen de control, $\sum \dot{m}(h + ec + ep)_s$ es la rapidez de flujo de energía de salida del volumen de control, $\sum \dot{m}(h + ec + ep)_e$ es la rapidez de flujo de energía de entrada hacia el volumen de control, ec es la energía cinética específica, ep es la energía potencial gravitacional específica y h la entalpía del fluido.

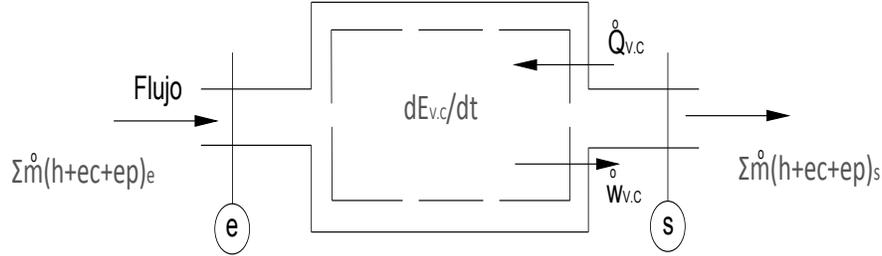


Figura 3.2: Primera ley de la termodinámica para un volumen de control.

3.4. Ecuación de estado para un gas ideal.

Una expresión matemática en la que estén relacionadas la presión, la temperatura y el volumen específico se conoce como ecuación de estado. La ecuación más común que predice el comportamiento $P - V - T$ de un gas con bastante exactitud, dentro de cierta región elegida adecuadamente se puede expresar como [24]:

$$P\bar{v} = \bar{R}T \quad (3.7)$$

En esta ecuación P es la presión absoluta, T la temperatura absoluta, \bar{v} el volumen específico y \bar{R} se denomina constante universal de los gases y su valor es:

$$\bar{R} = 8,3145 \frac{kNm}{kmolK}$$

Otra forma de escribir la ecuación de estado para gases ideales es teniendo en cuenta la relación:

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad (3.8)$$

donde R es la constante particular de los gases y M la masa molar. Por tanto al dividir la ecuación 3.7 entre la masa molar se obtiene:

$$PV = RT \quad (3.9)$$

A partir de la ecuación 3.9 se deduce que la ecuación de estado en términos del volumen total es:

$$PV = mRT \quad (3.10)$$

Las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes se relacionan entre sí por medio de:

$$\frac{P_1}{T_1} V_1 = \frac{P_2}{T_2} V_2 \quad (3.11)$$

R. Boyle determinó experimentalmente que la presión de los gases es inversamente proporcional a su volumen, mientras que J. Charles y J. Gay-Lussac observaron de igual manera que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura [24].

3.5. Proceso politrópico para un gas ideal.

Es un proceso termodinámico de los gases, en el cual ocurre transferencia de energía. Este proceso politrópico se basa en la relación [24]:

$$PV^n = C \quad (3.12)$$

donde P es la presión absoluta, V es el volumen específico, n es el índice politrópico y C es una constante.

Esta ecuación (ver ecuación 3.12) es de gran importancia para describir los procesos termodinámicos que incluyen transferencia de calor y a partir de la cual se pueden expresar los siguientes procesos:

$n = 0$	Proceso isobárico	$P = cte$
$n = 1$	Proceso isotérmico	$T = cte$
$n = K = \frac{C_p}{C_v}$	Proceso isentrópico	$S = cte$
$n = \infty$	Proceso isocórico	$V = cte$

Cuadro 3.1: Proceso politrópico para un gas ideal.

donde C_p es el calor específico a presión constante, C_v calor específico a volumen constante, S es la entropía y k la relación de calores específicos.

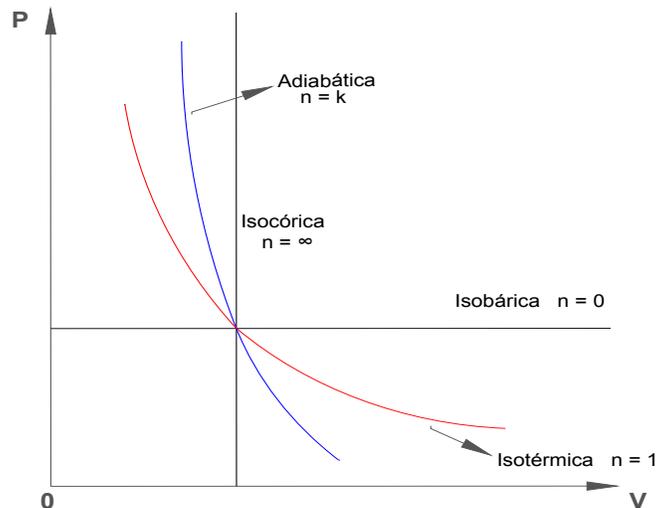


Figura 3.3: Procesos politrópicos.

3.6. Flujo de gas ideal a través de un orificio.

Un gas ideal que fluye a través de un orificio puede considerarse como un flujo adiabático sin fricción [1].

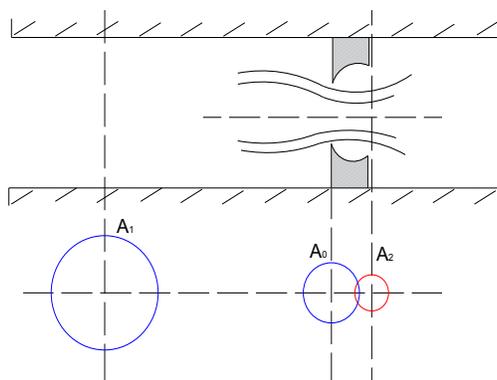


Figura 3.4: Flujo de gas ideal a través de un orificio.

Teniendo en cuenta la figura 3.4 y aplicando la ecuación de la energía para un flujo estable sin fricción se obtiene la expresión:

$$\dot{m} = C_C A_0 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2K}{(K-1)R} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (3.13)$$

donde $C_c = \frac{A_2}{A_0}$ (coeficiente de contracción), A_0 es el área del orificio, P_1 y T_1 son la presión y temperatura absolutas en la región de alta presión, P_2 es la presión absoluta en la región de baja presión, $K = \frac{C_p}{C_v}$ (constante isentrópica del gas) y R constante particular del gas.

Si se define el flujo de masa como [26]:

$$\Psi = \sqrt{\frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} \quad (3.14)$$

entonces:

$$\dot{m} = C_c A_0 P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi \quad (3.15)$$

Suponiendo un depósito de gran tamaño representado en la figura 3.5 del cual el aire se descarga a través de un orificio hacia la atmósfera, P_1 , m_1 y T_1 permanecen constantes [26].

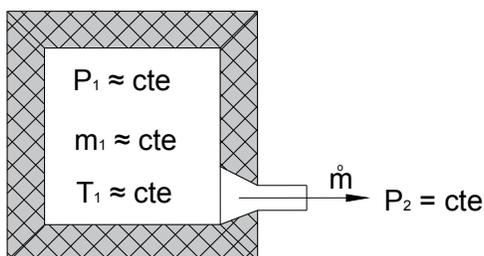


Figura 3.5: Depósito de gran tamaño del cual el aire se descarga a la atmósfera.

Donde P_2 es la presión atmosférica. La velocidad del aire se puede encontrar a partir de

la ecuación de la energía con $Q=0$ y $W_T = 0$.

$$-\int_1^2 V dP = \frac{mW_2^2}{2} - \frac{mW_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) + W_T \quad (3.16)$$

Para el aire no se consideran los cambios en la energía potencial es decir, $z_1 = z_2$. La suposición de que no hay intercambio de calor da una relación adiabática entre P_1 y P_2 [26].

$$P_1 \cdot V_1^K = P_2 \cdot V_2^K \quad (3.17)$$

resultando:

$$\left[\frac{K}{K-1} \right] \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{W_1^2}{2} = \left[\frac{K}{K-1} \right] \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{W_2^2}{2} = cte \quad (3.18)$$

Puesto que la velocidad en el depósito es cero, $W_1 = 0$ la ecuación se convierte en:

$$\left[\frac{K}{K-1} \right] \frac{P_1}{\rho_1} = \left[\frac{K}{K-1} \right] \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{W_2^2}{2} \quad (3.19)$$

Utilizando la ecuación de estado para gas ideal:

$$P_1 V_1 = RT_1 \quad (3.20)$$

Reordenando:

$$P_2 V_2 = P_1 V_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{1}{K}} = P_1 V_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (3.21)$$

con:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (3.22)$$

y sustituyendo en la ecuación 3.19

$$\frac{W_2^2}{2} = RT_1 \left[\frac{K}{K-1} \right] \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (3.23)$$

Despejando W_2 :

$$W_2 = \sqrt{2RT_1 \left[\frac{K}{K-1} \right] \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \quad (3.24)$$

El flujo máximo se cumple cuando $\frac{\partial \dot{m}}{\partial P_2} = 0$, obteniendo la siguiente expresión [26]:

$$\Psi_{\text{máx}} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{K}{K+1}} \quad (3.25)$$

Tomando $P_2 = P_c$, donde P_c es la presión crítica

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (3.26)$$

$$\frac{P_c}{P_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (3.27)$$

Despejando P_c

$$P_c = P_1 \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (3.28)$$

En este caso la velocidad del aire alcanza la velocidad del sonido en el orificio.

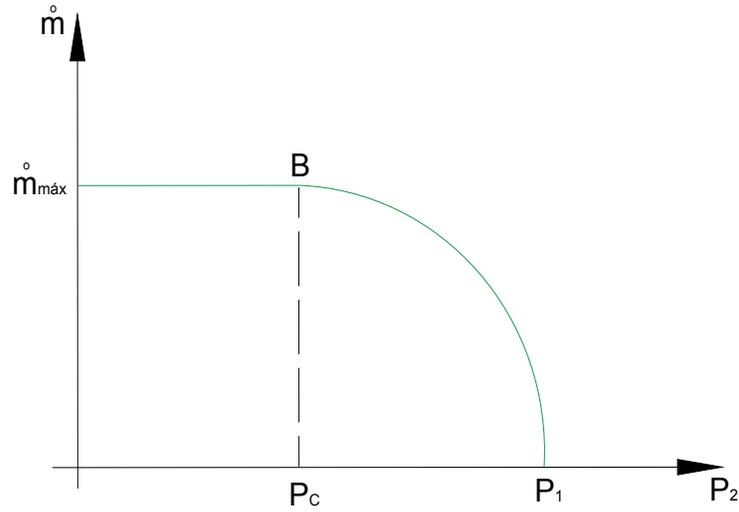


Figura 3.6: Curva de relación entre \dot{m} y P_2 .

Por lo tanto la ecuación de velocidad queda determinada así:

$$v_c = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_1} \quad (3.29)$$

como $T_1 = \left(\frac{K+1}{2} \right) T_c$, entonces

$$v_c = \sqrt{KRT_c} \quad (3.30)$$

Para el aire $K = 1,4$ sustituyendo este valor en la ecuación 3.25 se tiene:

$$\Psi_{\text{máx}} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{1}{K-1}} \sqrt{\frac{K}{K+1}} = 0,484 \quad (3.31)$$

y la relación de presiones crítica es:

$$r_{pc} = \frac{P_c}{P_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} = 0,528 \quad (3.32)$$

Por lo tanto la razón de flujo de masa de aire a través de un orificio se define como [26]:

$$\dot{m} = \begin{cases} C_c A_0 P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi & \text{si } r_{pc} < \frac{P_2}{P_1} \leq 1 \quad \text{Flujo Subsónico} \\ C_c A_0 P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi_{\text{máx}} & \text{si } \frac{P_2}{P_1} \leq r_{pc} \quad \text{Flujo Sónico.} \end{cases} \quad (3.33)$$

Para expresar las características de flujo de masa en un orificio para equipos neumáticos según la norma ISO 6358 publicada en 1989, se utilizan dos parámetros los cuales son: la conductancia sónica C la cual es la relación entre el caudal volumétrico máximo en condiciones normales y la presión de entrada a la válvula y b es llamada relación de presiones crítica [27].

$$\dot{m} = \begin{cases} C P_1 \rho_n \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P_1} - b}{1 - b}\right)^2} & \text{si } \frac{P_2}{P_1} > b \quad \text{Flujo Subsónico.} \\ C P_1 \rho_n \sqrt{\frac{T_n}{T_1}} & \text{si } \frac{P_2}{P_1} \leq b \quad \text{Flujo Sónico.} \end{cases} \quad (3.34)$$

3.7. Segunda ley de Newton del movimiento.

Esta ley establece que la fuerza aplicada a una partícula produce una aceleración en ésta en dirección y sentido de la fuerza donde el módulo de la aceleración será directamente proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la masa de la partícula y se expresa de la siguiente forma [28]:

$$\sum \vec{F} = m \vec{a} \quad (3.35)$$

donde $\sum \vec{F}$ son las fuerzas a las que se somete el cuerpo, m es la masa y \vec{a} es la aceleración.

3.8. Fricción.

La fricción se define como la fuerza tangencial que se presenta entre dos superficies en contacto. Este fenómeno depende tanto de la geometría como también de la topología del material [29].

3.8.1. Fenómenos de fricción.

La fricción se puede modelar como una deformación plástica o elástica entre espigas microscópicas que se encuentran en contacto por deslizamiento entre dos superficies [29].

La deformación plástica ocurre cuando el área de contacto de cualquier unión de una espiga es mayor en comparación con las otras. El área de contacto para cada espiga está dada por [29]:

$$A = \frac{f_i}{H} \quad (3.36)$$

donde f_i es una parte de la fuerza normal f_N en cada espiga y H es la dureza del material más débil de los cuerpos que se encuentran en contacto. Por tanto, el área total de contacto será:

$$A_r = \frac{f_N}{H} \quad (3.37)$$

La deformación elástica para cada espiga se presenta cuando la fuerza aplicada excede a la resistencia de un esfuerzo cortante τ_y de la superficie del material, existiendo un cambio de estado (elástico a plástico). La fuerza de fricción por deslizamiento se define como [29]:

$$\tau_y \cdot A_r = F_T \quad (3.38)$$

y el coeficiente de fricción está dado por:

$$\mu = \frac{F_T}{f_N} = \frac{\tau_y}{H} \quad (3.39)$$

3.8.2. Fricción a velocidad estable.

Cuando la fuerza de fricción es función de la velocidad el comportamiento resultante toma el nombre de efecto Stribeck y ocurre para bajas velocidades. Esta relación fricción-velocidad depende de las propiedades del material [29].

3.8.3. Fricción estática y de rompimiento.

La fuerza de fricción estática se define como la fricción de rozamiento antes del movimiento entre dos superficies que se encuentran en contacto y la fuerza de fricción de rompimiento es aquella que se requiere para superar la fricción estática e iniciar el movimiento (ver figura 3.7) [29].

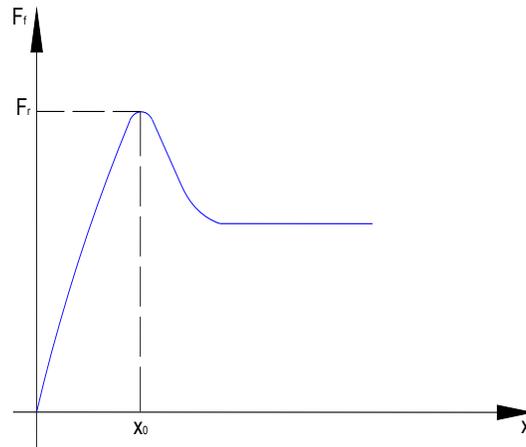


Figura 3.7: Curva fricción estática y fuerza de rompimiento.

3.8.4. Fricción de Coulomb.

Es aquella fuerza de fricción que se opone al movimiento y que su magnitud es independiente de la velocidad y del área en contacto, esta fuerza se denota como [29]:

$$F = F_c \operatorname{sgn}(v) \quad (3.40)$$

donde F_c es la fuerza de fricción de coulomb y $\operatorname{sgn}(v)$ es una función que está definida como:

$$\operatorname{sgn}(v) = \begin{cases} 1 & \text{si } v > 0 \\ 0 & \text{si } v = 0 \\ -1 & \text{si } v < 0 \end{cases} \quad (3.41)$$

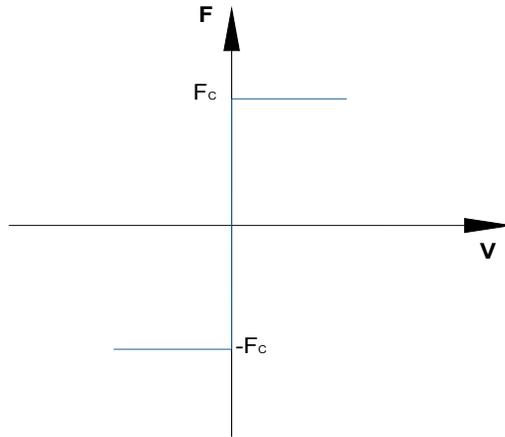


Figura 3.8: Fricción de Coulomb

3.8.5. Fricción viscosa.

Es la fricción causada por los lubricantes y se expresa como [29]:

$$F_v = \beta v \quad (3.42)$$

donde β es el coeficiente de fricción viscosa y v es la velocidad relativa entre las dos superficies.

3.8.6. Modelo de fricción Stribeck.

Como se muestra en la figura 3.9, la fuerza depende de la velocidad. Este modelo clásico consiste en una descripción general de la fuerza de fricción el cual se denota de la forma [29]:

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c)e^{\left(-\frac{v}{v_s}\right)^{\delta_s}} + \beta v \quad (3.43)$$

donde F_c es la fricción de coulomb, F_s es la fricción estática, δ_s es un exponente que depende de la geometría de la aplicación y v_s es la velocidad Stribeck.

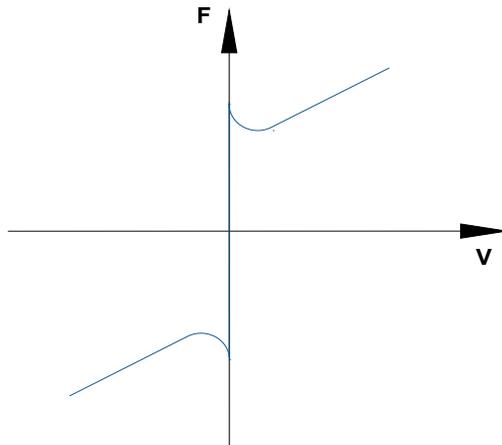


Figura 3.9: Modelo de fricción Stribeck.

3.9. Evaluación del capítulo.

Los conceptos físico-matemáticos definidos en este capítulo fueron esenciales para la elaboración del modelo matemático del sistema neumático que es objeto de estudio en este trabajo, ya que cada elemento que conforma este sistema puede considerarse como un volumen de control teniendo en cuenta los procesos termodinámicos presentes que están relacionados con los flujos de masa actuantes en los diferentes volúmenes de control.

De igual manera, la segunda ley de Newton permite establecer el planteamiento de las ecuaciones matemáticas que explican la dinámica del émbolo identificando las fuerzas que actúan sobre él y los fenómenos que intervienen en el comportamiento del actuador como por ejemplo, la fricción que además se puede modelar matemática y físicamente como el efecto Stribeck en el que se encuentran los diferentes parámetros de fricción haciendo que este modelo describa en gran medida los aspectos relacionados con este fenómeno.

Capítulo 4

Modelo matemático del sistema.

El modelo matemático de un sistema dinámico se conforma por una serie de expresiones matemáticas representadas como ecuaciones diferenciales, en las cuales se relacionan las diversas magnitudes físicas para determinar la dinámica de este sistema, de tal manera que exista buena correspondencia entre el modelado y el comportamiento físico real del mismo.

Como el modelo matemático se plantea, a través de ecuaciones diferenciales, existe la necesidad de ignorar ciertos parámetros no distribuidos que tengan efectos pequeños frente a la respuesta del sistema, lo cual permite obtener un modelo simplificado y razonable.

Por consiguiente este capítulo está enfocado en el planteamiento del modelo matemático del sistema neumático basándose en la figura 4.1, realizando las correspondientes aproximaciones y suposiciones necesarias para llevar a cabo la simulación del modelo que representa el comportamiento físico del sistema .

4.1. Flujos de masa en la válvula.

Con base en la figura 4.2, los flujos de masa a través de los puertos 2 y 4 de la válvula se dirigen hacia las mangueras y posteriormente a las cámaras del actuador, mientras que los puertos 3 y 5 son aquellos por los cuales el aire escapa hacia la atmósfera y por el puerto 1 entra el flujo de masa de suministro.

Tomando el aire como un gas ideal, los flujos de masa en las cámaras de la válvula quedan expresados de la siguiente manera:

$$\dot{m}_s - \dot{m}_2 - \dot{m}_5 = \frac{V_v}{nRT_B} \frac{dP_B}{dt} \quad (4.1)$$

La ecuación 4.1, hace referencia al flujo de masa en la cámara 1 de la válvula y al desplazamiento positivo del spool (x+) y la ecuación 4.2 al flujo de masa en la cámara 2 de la misma y al desplazamiento negativo del spool (x-).

$$\dot{m}_s - \dot{m}_4 - \dot{m}_3 = \frac{V_v}{nRT_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (4.2)$$

donde \dot{m}_s es el flujo de masa de suministro, \dot{m}_2 , \dot{m}_4 , \dot{m}_5 y \dot{m}_3 son los flujos de masa en los puertos 2, 4, 5 y 3 de la válvula respectivamente. Como el volumen de las cámaras de la válvula V_v es insignificante en comparación con las cámaras del actuador, entonces las ecuaciones 4.1 y 4.2 se reducen a:

$$\dot{m}_s - \dot{m}_2 - \dot{m}_5 = 0 \quad (4.3)$$

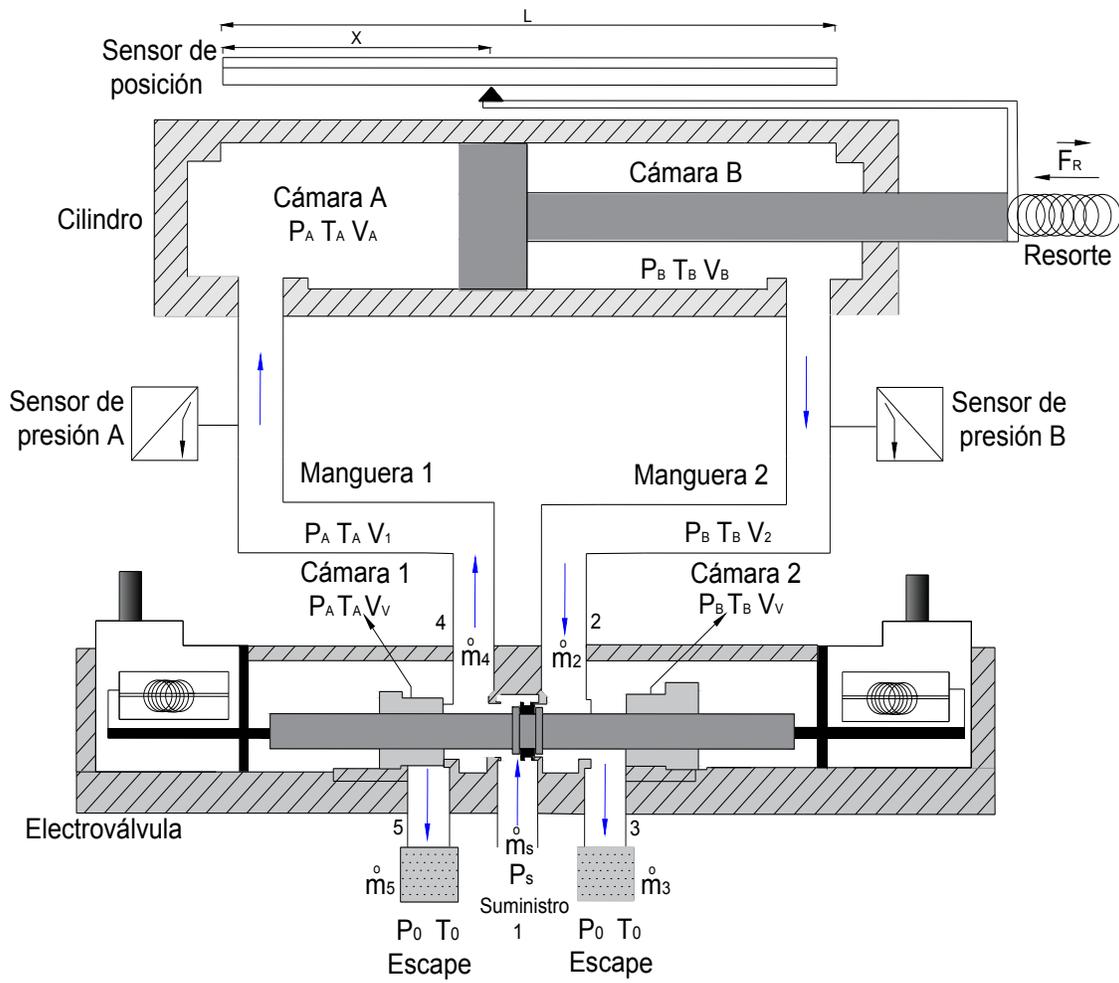


Figura 4.1: Sistema neumático y volúmenes de control.

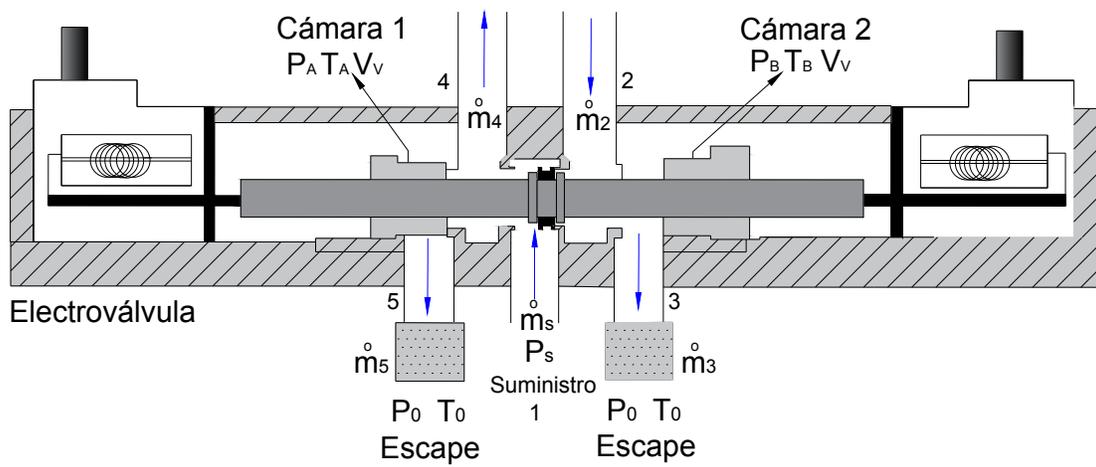


Figura 4.2: Esquema de la válvula.

$$\dot{m}_s - \dot{m}_4 - \dot{m}_3 = 0 \quad (4.4)$$

4.2. Flujos de masa en las mangueras.

Las mangueras se pueden considerar como volúmenes de control como se muestra en la figura 4.3 y 4.4, presentando un proceso isotérmico, por lo tanto el flujo de masa en la manguera 1 está determinado por:



Figura 4.3: Volumen de control manguera 1.

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_A = \frac{d(\rho_1 V_1)}{dt} \quad (4.5)$$

con $\rho_1 = \frac{P_A}{RT_A}$, el flujo en la manguera 1 se expresa:

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_A = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_A V_1}{RT_A} \right) \quad (4.6)$$

donde \dot{m}_A es el flujo en la cámara A del actuador y V_1 el volumen de la manguera 1. Sin embargo como los volúmenes de las mangueras permanecen constantes, la ecuación 4.5 queda expresada:

$$\dot{m}_4 - \dot{m}_A = \frac{V_1}{RT_A} \left(\frac{dP_A}{dt} \right) \quad (4.7)$$

Haciendo las mismas consideraciones anteriores para la manguera 2 se tiene que:

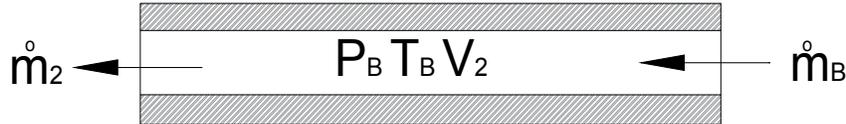


Figura 4.4: Volumen de control manguera 2.

$$\dot{m}_B - \dot{m}_2 = \frac{d(\rho_2 V_2)}{dt} \quad (4.8)$$

con $\rho_2 = \frac{P_B}{RT_B}$, entonces:

$$\dot{m}_B - \dot{m}_2 = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_B V_2}{RT_B} \right) \quad (4.9)$$

Finalmente

$$\dot{m}_B - \dot{m}_2 = \frac{V_2}{RT_B} \left(\frac{dP_B}{dt} \right) \quad (4.10)$$

donde \dot{m}_B es el flujo en la cámara B del actuador y V_2 el volumen de la manguera 2.

4.3. Modelo del actuador.

De acuerdo a la figura 4.5, los flujos de masa tanto en la cámara A (ver ecuación 4.11) como de la cámara B (ver ecuación 4.14) del actuador están representados como:

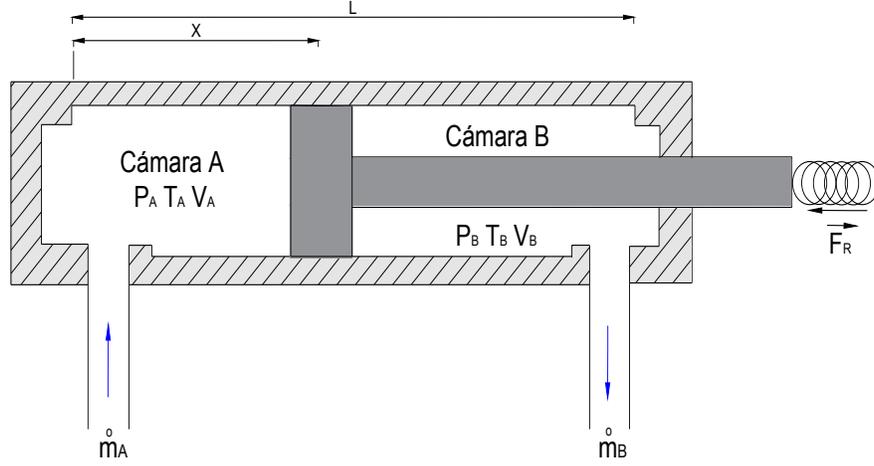


Figura 4.5: Esquema del actuador.

$$\dot{m}_A = \frac{d(\rho_A V_A)}{dt} \quad (4.11)$$

considerando un proceso isotérmico:

$$\dot{m}_A = \frac{A_{e1}(X + X_{Ar})}{RT_A} \frac{dP_A}{dt} + \frac{P_A}{RT_A} \frac{d(A_{e1}X + A_{e1}X_{Ar})}{dt} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_A = \frac{A_{e1}}{RT_A} \left[\frac{P_A dx}{dt} + \frac{(X + X_{Ar}) dP_A}{dt} \right] \quad (4.13)$$

donde A_{e1} es el área del émbolo y X_{Ar} es la remanencia en la cámara A del cilindro. Para la cámara B se obtiene que:

$$\dot{m}_B = -\frac{d(\rho_B V_B)}{dt} \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_B = -A_{e2}(L - X + X_{Br}) \frac{d}{dt} \left(\frac{P_B}{RT_B} \right) - \frac{P_B}{RT_B} \frac{d}{dt} (A_{e2}(L - X + X_{Br})) \quad (4.15)$$

$$\dot{m}_B = \frac{-A_{e2}(L - X + X_{Br})}{RT_B} \frac{dP_B}{dt} - \frac{P_B}{RT_B} \frac{d}{dt} (A_{e2}L - A_{e2}X + A_{e2}X_{Br}) \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_B = \frac{A_{e2}}{RT_B} \left[P_B \frac{dx}{dt} - (L - X + X_{Br}) \frac{dP_B}{dt} \right] \quad (4.17)$$

donde A_{e2} es el área del émbolo y X_{Br} es la remanencia en la cámara B del cilindro.

La dinámica del émbolo el cual está sometido a diferentes fuerzas, se determina a partir del diagrama de cuerpo libre aplicando la segunda ley de Newton (ver figura 4.6).

$$m_e \ddot{X} = A_{e1}P_A - A_{e2}P_B - F_F - F_i \quad (4.18)$$

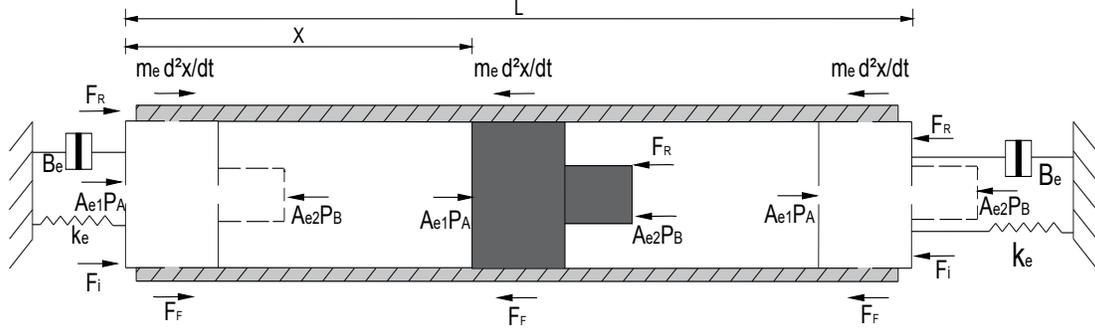


Figura 4.6: Dinámica del émbolo.

$$m_e \ddot{X} = A_{e1} P_A - A_{e2} P_B - F_F \quad (4.19)$$

La ecuación 4.18, describe el movimiento del émbolo para $X < 0$ o $X > L$, en este caso se producen fuerzas de impacto sobre él, mientras que la ecuación 4.19 hace referencia a la condición $0 \leq X \leq L$.

Con base en el modelo de fricción de Stribeck, se tiene que la fuerza de fricción en el émbolo es:

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{\left(-\frac{v}{v_s}\right)^2} + \beta v \quad (4.20)$$

Las fuerzas de impacto son expresadas como:

$$F_i = \begin{cases} K_e X + B_e v & \text{si } X < 0 \\ K_e (X - L) + B_e v & \text{si } X > L \end{cases} \quad (4.21)$$

donde K_e es la constante de rigidez equivalente y B_e es el coeficiente de amortiguamiento equivalente.

Para el modelo de la presión en el sistema, hay que tener en cuenta que la presión y la temperatura del aire son uniformes en cada volumen de control.

De las ecuaciones 4.3 y 4.4 se tiene que:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_s - \dot{m}_5 - \frac{V_1}{nRT_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_B = -\dot{m}_s + \dot{m}_3 - \frac{V_2}{nRT_B} \frac{dP_B}{dt} \quad (4.23)$$

reemplazando la ecuación 4.22 en la expresión 4.13 y 4.23 en 4.17 se obtiene:

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{n}{A_{e1}(X + X_{Ar}) + V_1} \left[RT_A(\dot{m}_s - \dot{m}_5) - A_{e1} P_A \frac{dx}{dt} \right] \quad (4.24)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{n}{A_{e2}(X + X_{Br}) + V_2} \left[-RT_B(\dot{m}_3 - \dot{m}_s) + A_{e2} P_B \frac{dx}{dt} \right] \quad (4.25)$$

$$\text{con } T_A = T_{A0} \left(\frac{P_A}{P_{A0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \text{ y } T_B = T_{B0} \left(\frac{P_B}{P_{B0}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Por tanto las ecuaciones 4.24 y 4.25 se transforman en:

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{n}{A_{e1}(X + X_{Ar}) + V_1} \left[RT_{A0} \left(\frac{P_A}{P_{A0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} (\dot{m}_s - \dot{m}_5) - A_{e1} P_A \frac{dx}{dt} \right] \quad (4.26)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{n}{A_{e2}(X + X_{Br}) + V_2} \left[-RT_{B0} \left(\frac{P_B}{P_{B0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} (\dot{m}_3 - \dot{m}_s) + A_{e2} P_B \frac{dx}{dt} \right] \quad (4.27)$$

4.4. Variables de estado.

Las variables de estado (x_1, x_2, \dots, x_n) permiten describir el comportamiento de un sistema dinámico. Una vez se tenga en cuenta la entrada para $t \geq t_0$ especificando el estado inicial en $t = t_0$, el estado futuro del sistema se determina por completo [30].

$$\dot{x} = f(x, u), \quad x(t_0) = x_0 \quad (4.28)$$

En el caso del sistema neumático se nombran las variables estado: $x_1 = x, x_2 = v, x_3 = P_A, x_4 = P_B$, tomando como estado inicial $t_0 = 0$.

Por lo tanto el modelo matemático queda expresado en espacio de estados así:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (4.29)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_e} A_{e1} x_3 - A_{e2} x_4 - F_F - F_i \quad (4.30)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{n}{A_{e1}(x_1 + X_{Ar}) + V_1} \left[RT_{A0} \left(\frac{x_3}{P_{A0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} (\dot{m}_s - \dot{m}_5) - A_{e1} x_3 x_2 \right] \quad (4.31)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{n}{A_{e2}(x_1 + X_{Br}) + V_2} \left[-RT_{B0} \left(\frac{x_4}{P_{B0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} (\dot{m}_3 - \dot{m}_s) + A_{e2} x_4 x_2 \right] \quad (4.32)$$

4.5. Evaluación del capítulo.

En cada uno de los volúmenes de control pertenecientes al sistema neumático, se realizaron ciertas consideraciones como por ejemplo que en estas regiones ocurren procesos termodinámicos isotérmicos, además se ignora el intercambio de energía de estos volúmenes de control con el medio externo, así como también que la presión, la temperatura y los flujos de masa se comportan como un continuo en estos elementos.

Teniendo en cuenta estas aproximaciones y los parámetros influyentes en la dinámica del sistema neumático tanto los términos que son constantes como también los que varían con el tiempo, que se pueden medir directamente y los que se determinan experimentalmente, se logró plantear el modelo matemático de este sistema a partir de ecuaciones diferenciales y que al final son expresadas como variables de estado.

Capítulo 5

Caracterización y simulación del sistema.

En un modelo matemático de un sistema dinámico se encuentran una serie de parámetros físicos inmersos necesarios para utilizar el modelado en aplicaciones prácticas, estos parámetros se dividen entre los que pueden ser medidos directamente y los que deben ser estimados o identificados por medio de métodos experimentales que conlleven a un resultado aproximado de cada uno de ellos.

Es por eso que este capítulo está encaminado en la caracterización y obtención de los valores aproximados de estos parámetros físicos pertenecientes al actuador y válvula, que son necesarios calcularlos mediante técnicas de optimización.

5.1. Conductancia sónica y relación de presiones críticas.

La conductancia sónica C y la relación de presiones crítica b , son determinados a partir de pruebas de presurización y despresurización en estado transitorio de un depósito de volumen conocido que se conecta a cada puerto de trabajo de la válvula. Esta caracterización se realiza con base al montaje mostrado en la figura 5.1.

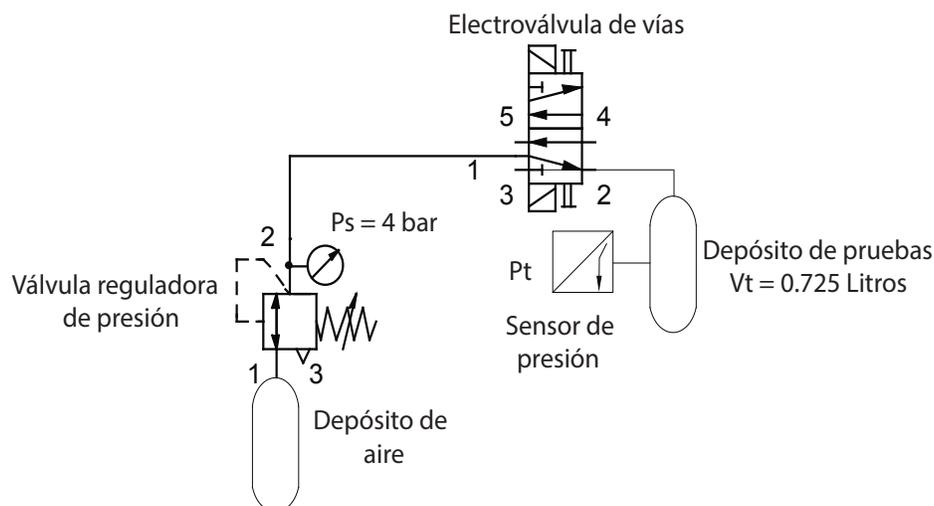


Figura 5.1: Esquema montaje para pruebas de presurización y despresurización.

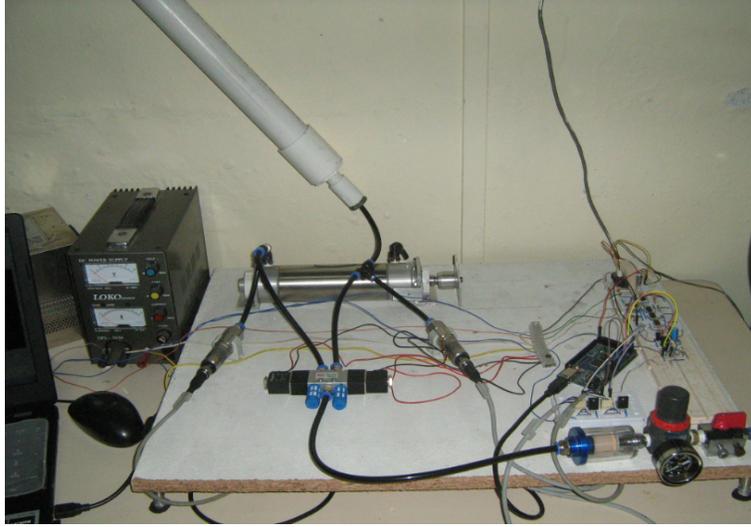


Figura 5.2: Montaje para pruebas de presurización y despresurización.

Para la obtención de las curvas de presurización, inicialmente, se conecta el depósito al puerto de trabajo 4 de la válvula, tomando como presión de suministro $4bar_{man}$. Posteriormente, se activa la válvula de tal forma que el flujo de masa pase a través de la cámara 1 de la misma, sensando el aumento de la presión con respecto al tiempo dentro del depósito hasta llegar a la presión de suministro. Se procede de igual forma para el puerto de trabajo 2. En las curvas de despresurización, la presión inicial a la que se encuentra el depósito es $4bar_{man}$ (presión de suministro). La válvula se activa de tal forma que el flujo de masa pase a través de la cámara 2 y posteriormente se sensa la disminución de la presión con respecto al tiempo dentro del depósito hasta llegar a la presión atmosférica. Este procedimiento se realiza para los puertos de trabajo 4 y 2 de la válvula. Con base en las curvas tanto de presurización como de despresurización, se pueden determinar los valores de conductancia sónica C y la relación de presiones crítica b ajustando los datos teóricos con los experimentales a través de la optimización no-lineal de mínimos cuadrados (ver apéndice A) y de la expresión 5.1

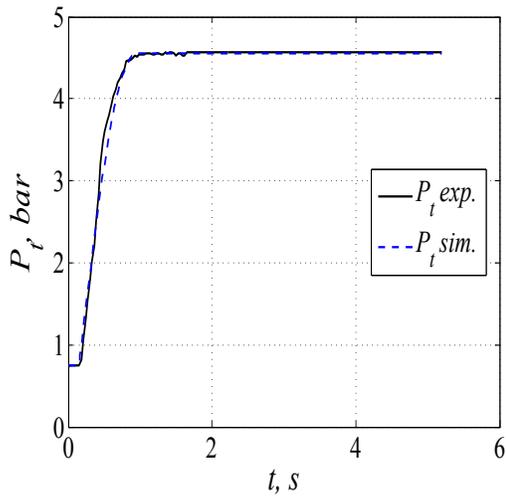
$$\frac{dP_t}{dt} = \frac{nRT_t}{V_t} \dot{m} \quad (5.1)$$

Donde P_t , T_t y V_t son la presión, la temperatura y el volumen del depósito de pruebas respectivamente, considerando un proceso isotérmico ya que se aproxima a casos reales de presurización y despresurización. Los valores de las condiciones en las que se realizaron estas pruebas son $P_s = 4,7bar_{abs}$, $T_s = T_0 = 295K$ y $V_t = 0,725litros$. En las figuras 5.3 y 5.4 se muestra el ajuste de los datos teóricos con respecto a los experimentales, para las pruebas de presurización y despresurización en los puertos de trabajo 4 y 2 de la válvula.

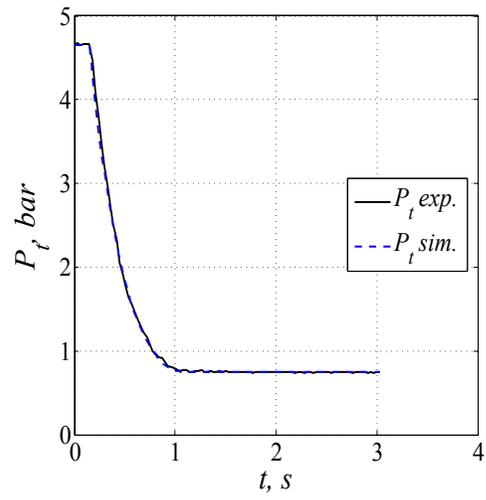
En la tabla 5.1 se indican los errores promedio calculados a partir de las curvas teóricas de presurización y despresurización con respecto a las experimentales y en la tabla 5.2 se muestran los valores obtenidos de conductancia sónica C y relación de presiones crítica b .

Puerto	$\bar{e}_{rms[p]}, bar$	$\bar{e}_{rms[d]}, bar$
4	$2,1x10^{-4}$	$4,2x10^{-4}$
2	$3,1x10^{-4}$	$7,3x10^{-4}$

Cuadro 5.1: Errores promedio de datos teóricos respecto a los experimentales.

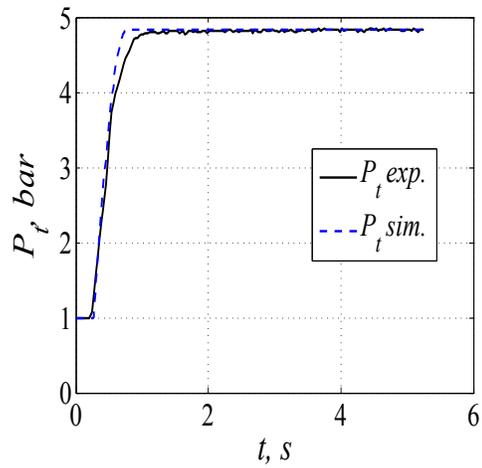


(a)

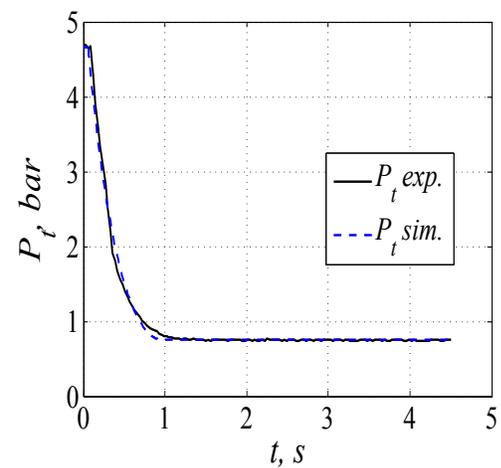


(b)

Figura 5.3: (a) Curva de presurización puerto 4; (b) Curva de despresurización puerto 4.



(a)



(b)

Figura 5.4: (a) Curva de presurización puerto 2; (b) Curva de despresurización puerto 2.

Parámetro	Valor
Conductancia sónica	$9,5x10^{-7} \frac{m^3}{s-P_a}$
Relación de presiones crítica	0,29

Cuadro 5.2: Valores de conductancia sónica y relación de presiones crítica.

Según las curvas de presurización y despresurización, dentro del tanque de pruebas se experimenta una caída de presión ocasionada por las características de las mangueras como también por pequeños cambios de temperatura que presenta el aire puesto que el proceso que se considera en el modelo es isotérmico. Sin embargo entre el modelo y los datos experimentales se presenta una buena correspondencia.

5.2. Parámetros de fricción del actuador.

El modelo utilizado para la determinación de los parámetros de fricción es el descrito por la ecuación 3.43 (Modelo de fricción de Stribeck), el cual permite realizar una apreciación de las fuerzas que intervienen en la dinámica del actuador como son la fuerza de coulomb F_c , fuerza de fricción de rompimiento F_s , el coeficiente de fricción viscosa β y la velocidad de Stribeck v_s .

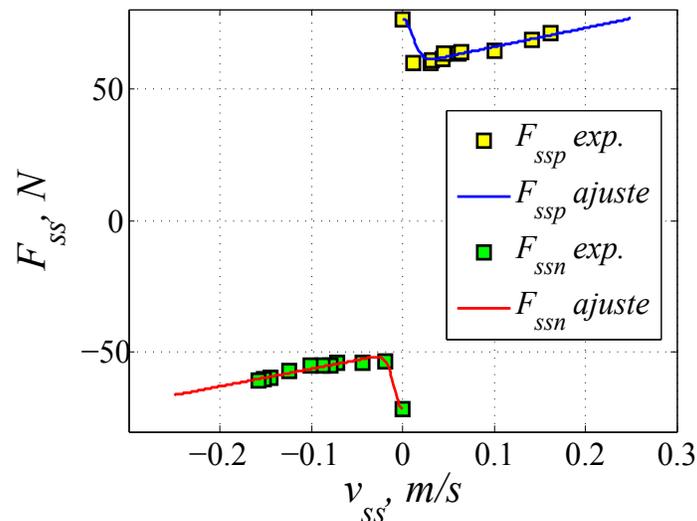


Figura 5.5: Diagrama fuerza vs. velocidad

Este fenómeno es analizado a partir del diagrama fuerza vs. velocidad (ver figura 5.5) tanto para velocidades positivas como para negativas, ajustando los datos teóricos con los experimentales mediante la optimización no-lineal de mínimos cuadrados (ver apéndice B) y la ecuación 4.20.

La tabla 5.3, muestra los valores obtenidos de fricción:

Parámetro	$v_{ss} > 0$	$v_{ss} < 0$
$F_s [N]$	76,2233	-71,3244
$F_c [N]$	56,9880	-50,7565
$\beta [\frac{N \cdot s}{m}]$	71,6003	58,5733
$v_s [\frac{m}{s}]$	0,01508	0,01759

Cuadro 5.3: Parámetros de fricción.

5.3. Simulación del modelo.

Con las ecuaciones (variables de estado) que representan el modelo matemático y los valores de los parámetros físicos que intervienen en el comportamiento del sistema neumático, es posible simular la dinámica de dicho sistema como se muestra en la figura 5.6.

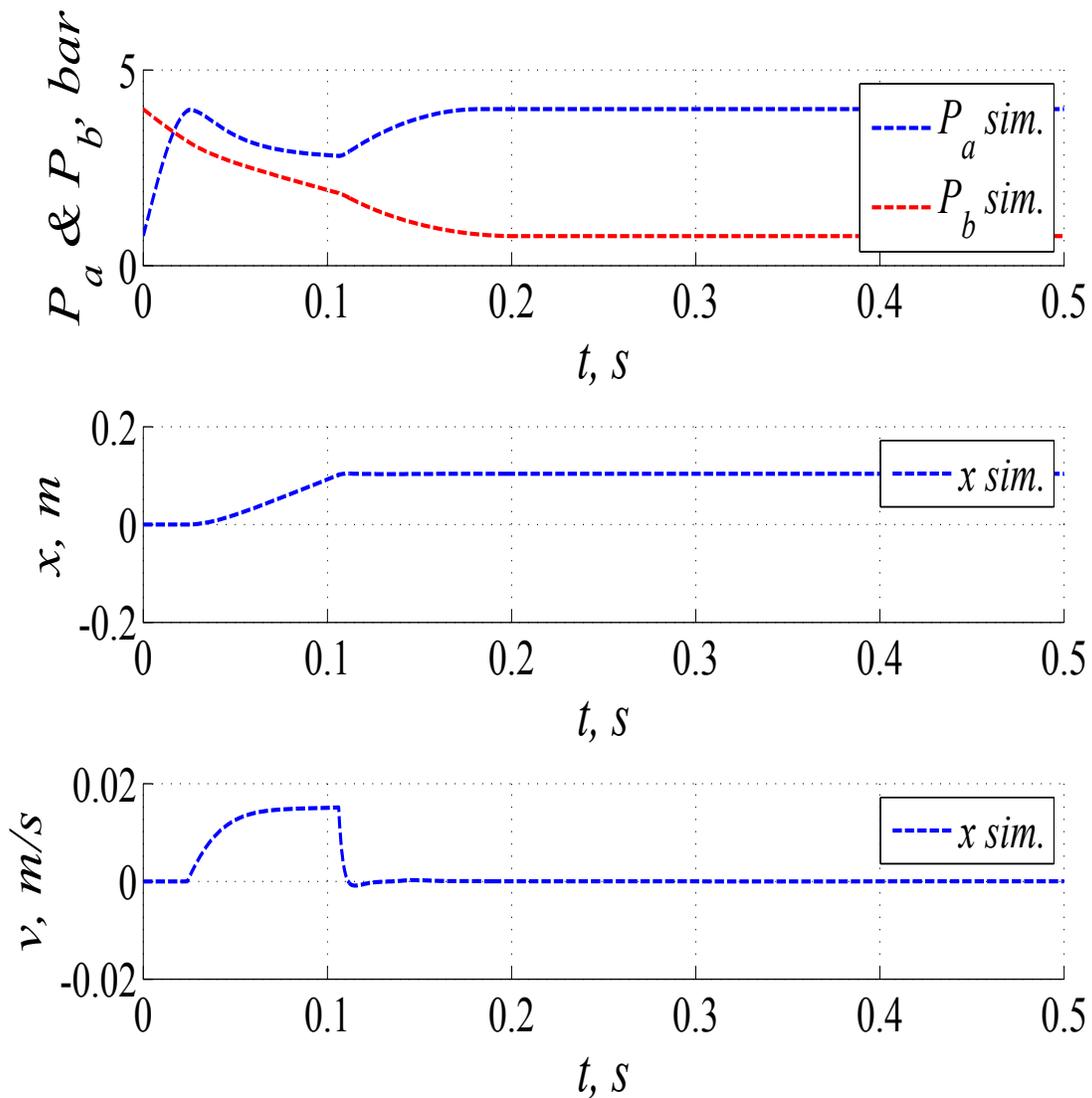


Figura 5.6: Simulación de la dinámica del actuador neumático.

En la figura 5.6, se observa que el émbolo antes de iniciar su movimiento rompe la fuerza

de fricción estática. A medida que avanza, sobre él actúan la fuerza de coulomb y viscosa manteniéndose la velocidad aproximadamente constante.

De acuerdo con el diagrama de presiones, cuando el émbolo llega al final de su carrera la presión en la cámara A del cilindro se incrementa hasta la presión de suministro, mientras que en la cámara B disminuye a la presión atmosférica y en efecto la velocidad toma el valor de cero $\frac{m}{s}$.

5.4. Validación del modelo matemático.

El estudio de la fuerza efectiva del émbolo se lleva a cabo con la finalidad de validar el modelo matemático. Tal como lo ilustra la figura 5.7, se emplean dos resortes que se elongan, sujetos al vástago del cilindro.

En cuanto a la figura 5.8, cuando el émbolo se encuentra en reposo aparece el rompimiento de la fuerza estática, seguidamente interviene la fuerza de carga F_R (fuerza ejercida por los resortes), la cual impide el movimiento libre del émbolo ocasionando que las presiones en las cámaras A y B adquieran inmediatamente los valores de la presión de suministro y de la atmosférica respectivamente.

Por otra parte, la velocidad desarrollada por el émbolo bajo estas condiciones toma un valor máximo que posteriormente va disminuyendo hasta que éste se detiene en una determinada posición.

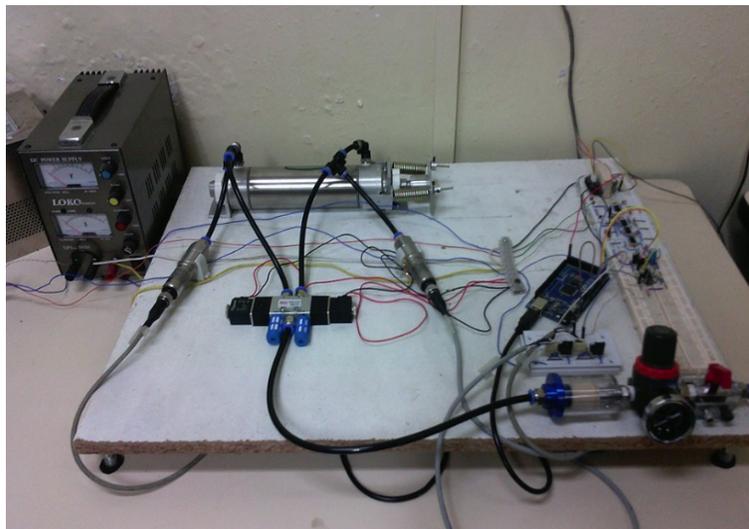


Figura 5.7: Montaje sistema actuador-resortes.

Como se observa en la figura 5.8, la correspondencia es bastante buena entre el modelo y la respuesta experimental.

5.5. Evaluación del capítulo.

Los valores de la conductancia sónica, la relación de presiones crítica y los parámetros de fricción (descritos por el modelo del efecto Stribeck), fue necesario estimarlos a través de métodos experimentales mediante la optimización de mínimos cuadrados analizando la

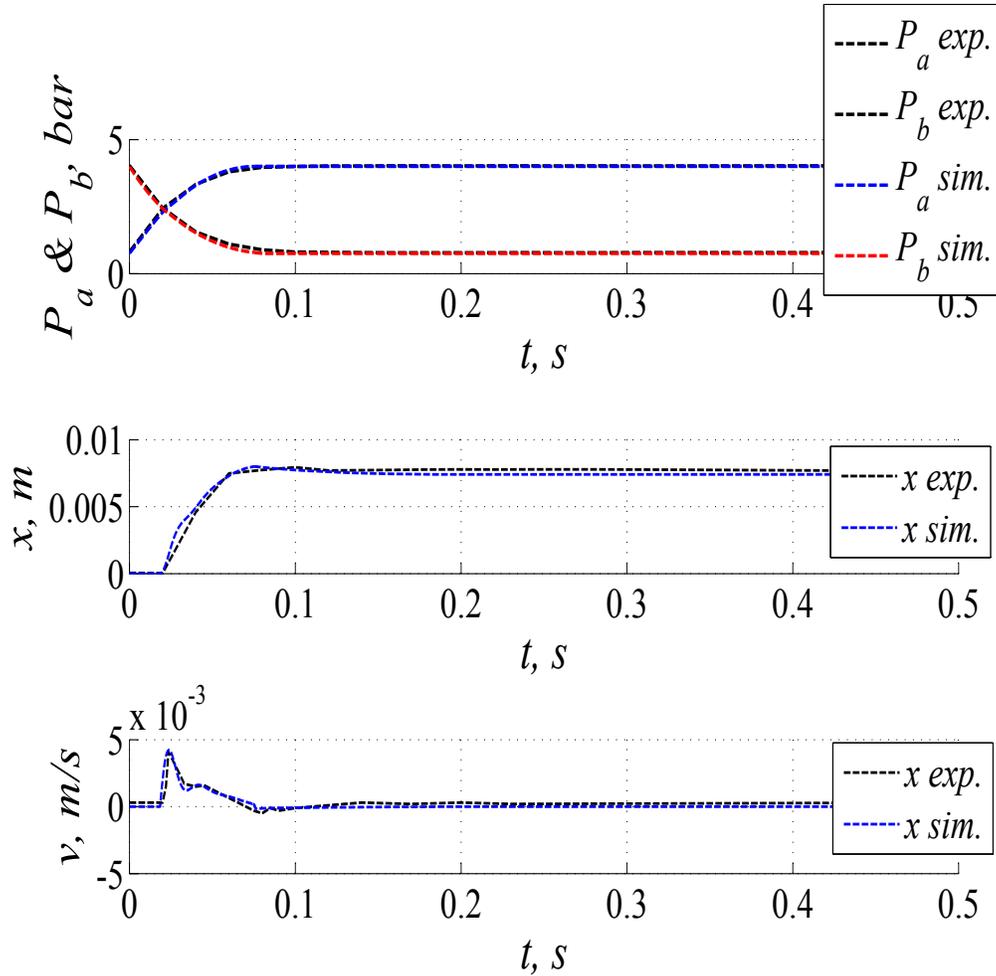


Figura 5.8: Validación del modelo matemático.

mejor curva teórica que se ajuste a los datos obtenidos experimentalmente. Estos valores se introdujeron en el modelo matemático para llevar a cabo la simulación de la dinámica del actuador neumático.

Posteriormente, la validación del modelo matemático se logró obtener mediante la fuerza producida por el actuador (fuerza de carga) haciendo uso de resortes instalados sobre el vástago (figura 5.8).

La validación del modelado también fue posible desarrollarla sin tener en cuenta la fuerza de carga así como se ilustra en la figura 5.9.

La figura 5.10 describe la validación el modelo en la cual, al comparar las curvas teóricas con respecto a las experimentales se observa que el modelo matemático describe en gran medida el comportamiento dinámico del actuador.

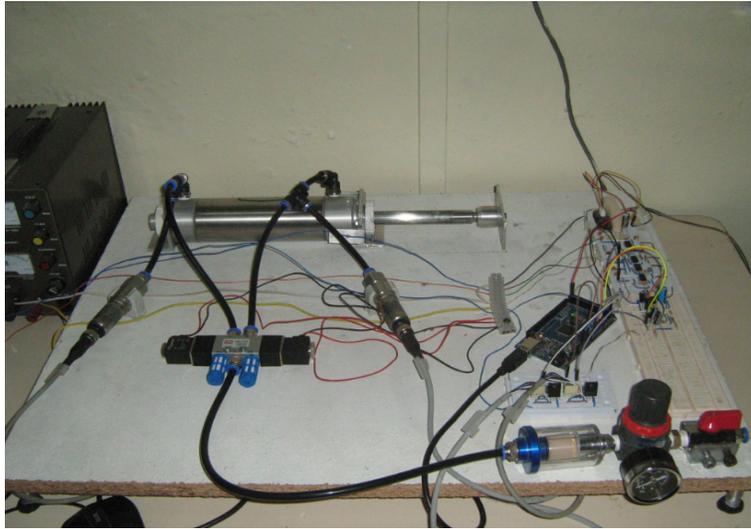


Figura 5.9: Validación modelo matemático sin fuerza de carga.

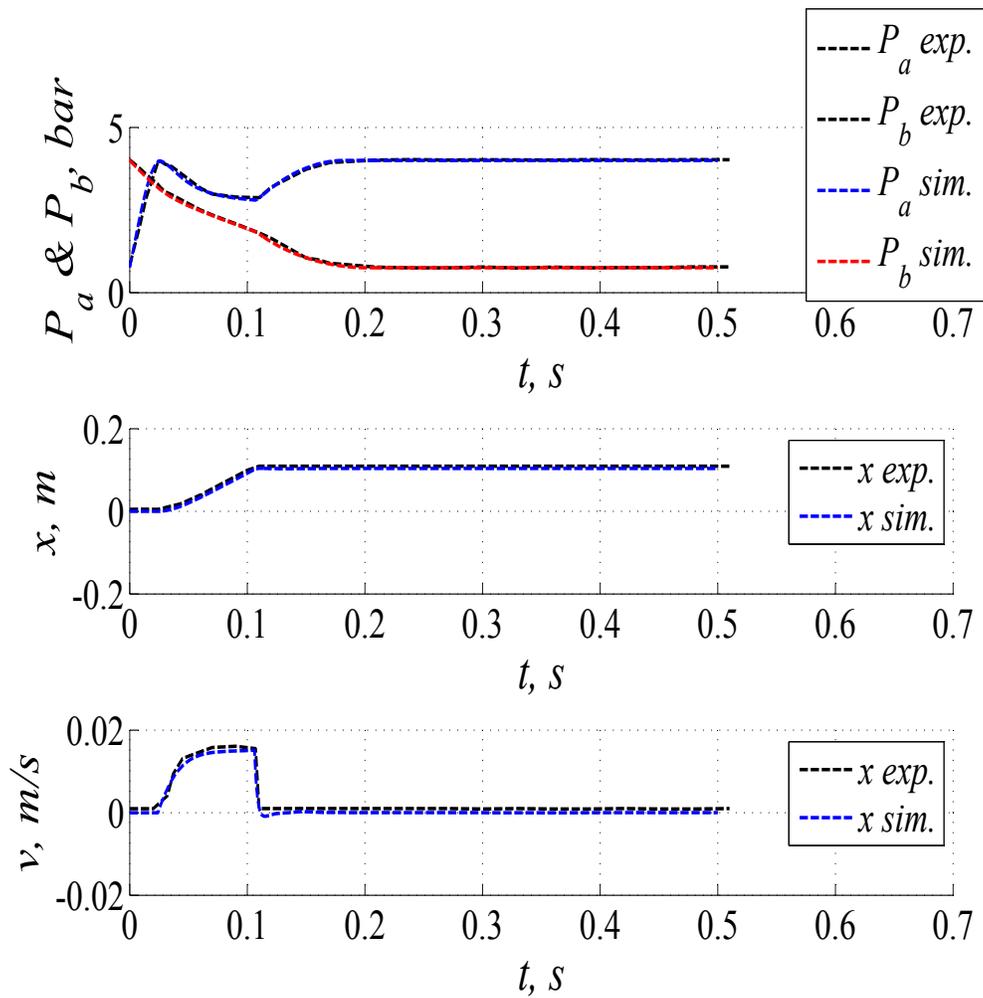


Figura 5.10: Modelo matemático y datos experimentales.

Capítulo 6

Variables críticas.

Las variables críticas de cualquier sistema dinámico, permiten tener conocimiento del desempeño ejecutado por estos sistemas en las importantes etapas de los procesos de automatización. Lo que comprueba sin duda la continuidad de funcionamiento y el buen desarrollo en los procesos industriales, donde se requiere el uso de actuadores neumáticos, son las formas de manipulación y monitoreo de dichas variables medidas en cada operación de estos elementos.

Por consiguiente, este capítulo abarca la medición y monitorización de las variables críticas presentes en el funcionamiento del actuador neumático.

6.1. Variables críticas del actuador neumático.

Las variables críticas a monitorear se estudian a continuación:

6.1.1. Desplazamiento del émbolo.

El desplazamiento del émbolo es detectado utilizando el sensor infrarrojo de posición (ver figura 2.5) descrito en el capítulo 2. El circuito empleado que acondiciona la señal para la medición de la posición se muestra en la figura 6.1.

6.1.2. Consumo de aire.

El consumo de aire en cilindros es de vital importancia principalmente para conocer el gasto energético de los elementos neumáticos.

El consumo de aire depende de ciertos factores: sección del cilindro, carrera del mismo, frecuencia del ciclo y presión de trabajo. En los cilindros de doble efecto, es necesario considerar el ciclo completo, es decir, avance y retroceso del émbolo. El volumen de aire necesario por ciclo completo de ida y vuelta a la presión de trabajo es [31]:

$$V = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)L * n \quad (6.1)$$

donde

V : Volumen del aire.

D : Diámetro interior del cilindro.

d : Diámetro del vástago.

L : Carrera del émbolo.

n : Número de ciclos.

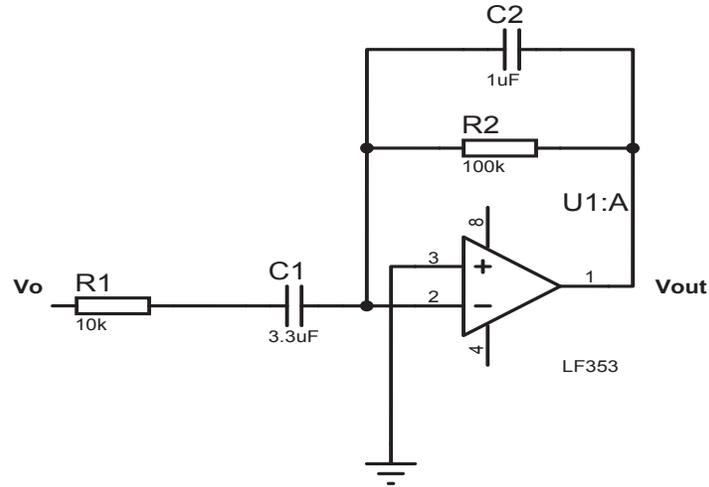


Figura 6.2: Circuito derivador.

6.1.4. Fuerza del cilindro.

La fuerza desarrollada por el cilindro de doble efecto depende de la presión del aire sobre las áreas efectivas (A_{e1} y A_{e2}) del émbolo y el rozamiento. La fuerza teórica del émbolo se calcula según la ecuación 6.3 [31]:

$$F_{\text{teórica}} = P * A \quad (6.3)$$

donde P es la presión de trabajo del cilindro y A área efectiva del émbolo.

6.2. Diagrama espacio-fase.

En este diagrama (ver figura 6.3(a)) se representan los estados de los elementos de trabajo en función de las fases o ciclos sin tener en cuenta el tiempo que tarda en efectuar las operaciones [33].

6.3. Diagrama espacio-tiempo.

En este diagrama (ver figura 6.3(b)) el espacio recorrido por el elemento de trabajo es representado en función del tiempo. Este diagrama es muy similar al diagrama espacio-fase, aunque las líneas verticales ya no serán equidistantes entre sí al tener que considerar ahora el tiempo que tarda por ejemplo el cilindro en hacer su recorrido de avance o retroceso [33].

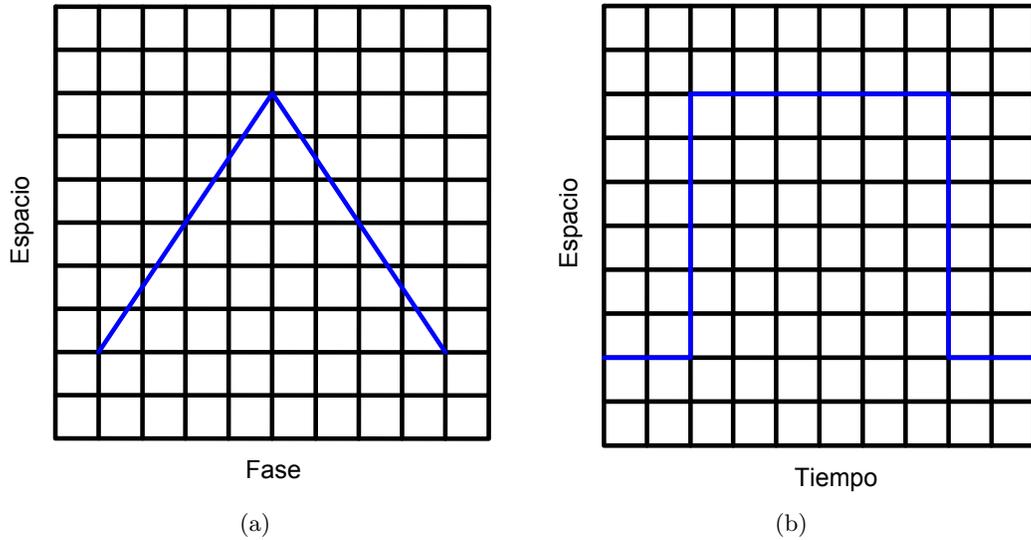


Figura 6.3: (a) Diagrama espacio-fase; (b) Diagrama espacio-tiempo.

6.4. Sistema de monitoreo.

El sistema de monitoreo de las variables críticas está conformado por la tarjeta de adquisición de datos arduino (MEGA 2560) y el software labView. En este sistema se visualizan los parámetros que describen el funcionamiento del actuador neumático como son: el consumo de aire, la posición, la fuerza, la velocidad, las presiones en las cámaras del actuador y los diagramas espacio-tiempo y espacio-fase.

El monitoreo se efectúa considerando la fuerza de carga F_R (fuerza ejercida por los resortes) para cinco ciclos de trabajo del actuador neumático. En la figura 6.4 se visualizan los valores medidos de las variables críticas, además se resalta que el vástago no llega a su final de carrera debido a la intervención de la fuerza de carga la cual impide el movimiento del mismo.



Figura 6.4: Variables críticas.

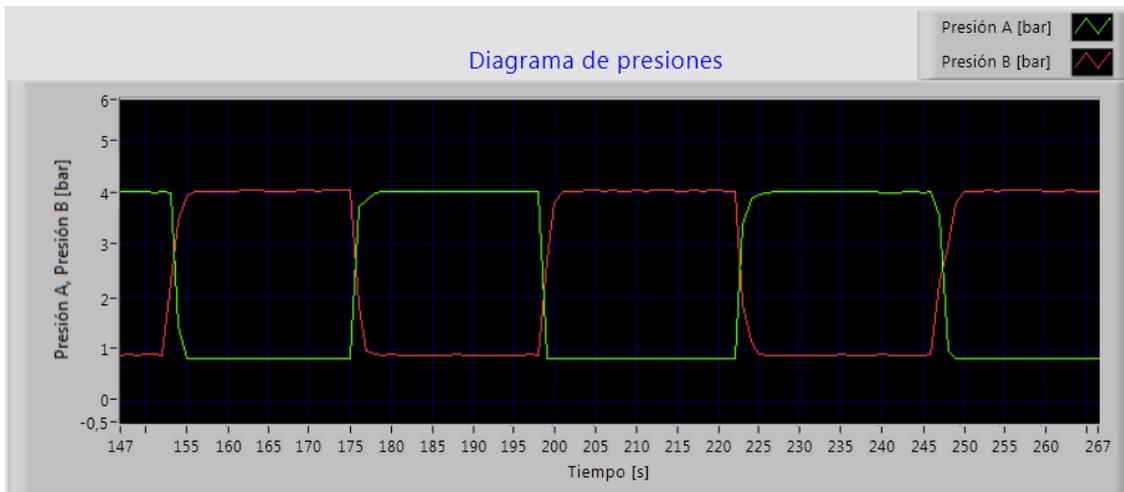


Figura 6.5: Diagrama de presiones.

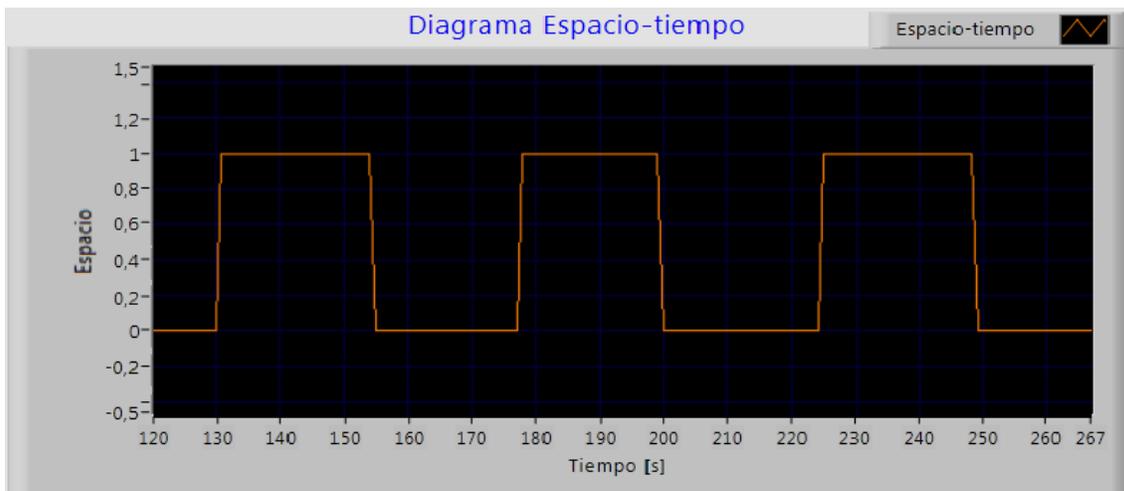


Figura 6.6: Diagrama espacio-tiempo.



Figura 6.7: Diagrama espacio-fase.

La fuerza de carga se calcula teniendo en cuenta la fuerza externa (fuerza de las presiones sobre las áreas efectivas del émbolo) y la fuerza de fricción.

$$(A_{e1} * P_A - A_{e2} * P_B) - F_F = F_R \quad (6.4)$$

$$\text{con } F_F = 10\%(A_{e1} * P_A - A_{e2} * P_B)$$

$$F_R = KX \quad (6.5)$$

donde X es el desplazamiento basado en el modelo (ver figura 5.8).

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad (6.6)$$

donde

d : Diámetro del alambre.

G : Constante de rigidez del acero.

D : Diámetro de la espira del resorte.

N : Número de espiras del resorte.

Utilizando la ecuación 6.6 se calcula la constante de elasticidad, en donde cada resorte tiene las siguientes dimensiones: $d = 2,9mm$, $G = 85000 * 10^6 \frac{N}{m^2}$, $D = 1,5cm$, $N = 15$.

La constante total K_T de elasticidad es de:

$$K_T = 29688,33 \frac{Kg}{s^2} \quad (6.7)$$

Por lo tanto la fuerza de carga teórica toma el valor de:

$$F_{R_{teórica}} = 220,45N \quad (6.8)$$

mientras que experimentalmente la fuerza es de $221,772N$.

El acondicionamiento de la señal para la medida del desplazamiento del vástago utilizando el sensor infrarrojo está basado en el circuito de la figura 6.1, en consecuencia la expresión que establece el desplazamiento es:

$$d = m * V_0 - 0,7 \quad (6.9)$$

con $m = 2,4$ y V_{out} es el voltaje de salida que varía en el intervalo $[0, 5]V$ aproximadamente. El consumo de aire total se determina teóricamente para el número total de ciclos de trabajo a partir de la ecuación 6.2.

$$C_{aire \text{ total teórico}} = 1719,29 \text{ cm}^3 \quad (6.10)$$

Para hallar la velocidad del vástago se hace referencia al circuito mostrado en la figura 6.2, expresándose como:

$$v = \frac{m}{\tau} * V_{out} \quad (6.11)$$

en la cual $\tau = 0,33s$ y V_0 es voltaje de salida.

En la figura 6.5 se observa el comportamiento de las presiones en las cámaras del actuador cuando interviene la fuerza de carga F_R , donde el movimiento de émbolo es impedido por esta fuerza. De modo similar en las figuras 6.6 y 6.7 se representan tanto el diagrama espacio-tiempo como espacio-fase respectivamente, los cuales definen el estado de conmutación del actuador.

6.5. Evaluación del capítulo.

El monitoreo de las variables críticas permitió determinar el comportamiento del cilindro neumático en cada estado durante las funciones de avance y retroceso del vástago. Para la construcción del sistema de monitoreo se utilizaron herramientas de software y hardware como en este caso LabView y arduino (MEGA 2560).

En el sistema de monitoreo se visualizaron tanto las variables críticas (consumo de aire, presiones en las cámaras del actuador, velocidad, posición y fuerza) como los diagramas espacio-tiempo y espacio-fase que son fundamentales para determinar el estado de conmutación del actuador.

En la figura 6.8 se muestra el esquema del circuito empleado con la finalidad de acondicionar las señales de cada uno de los sensores utilizados y en el apéndice C, se presenta el programa en labView elaborado para el monitoreo de las variables críticas.

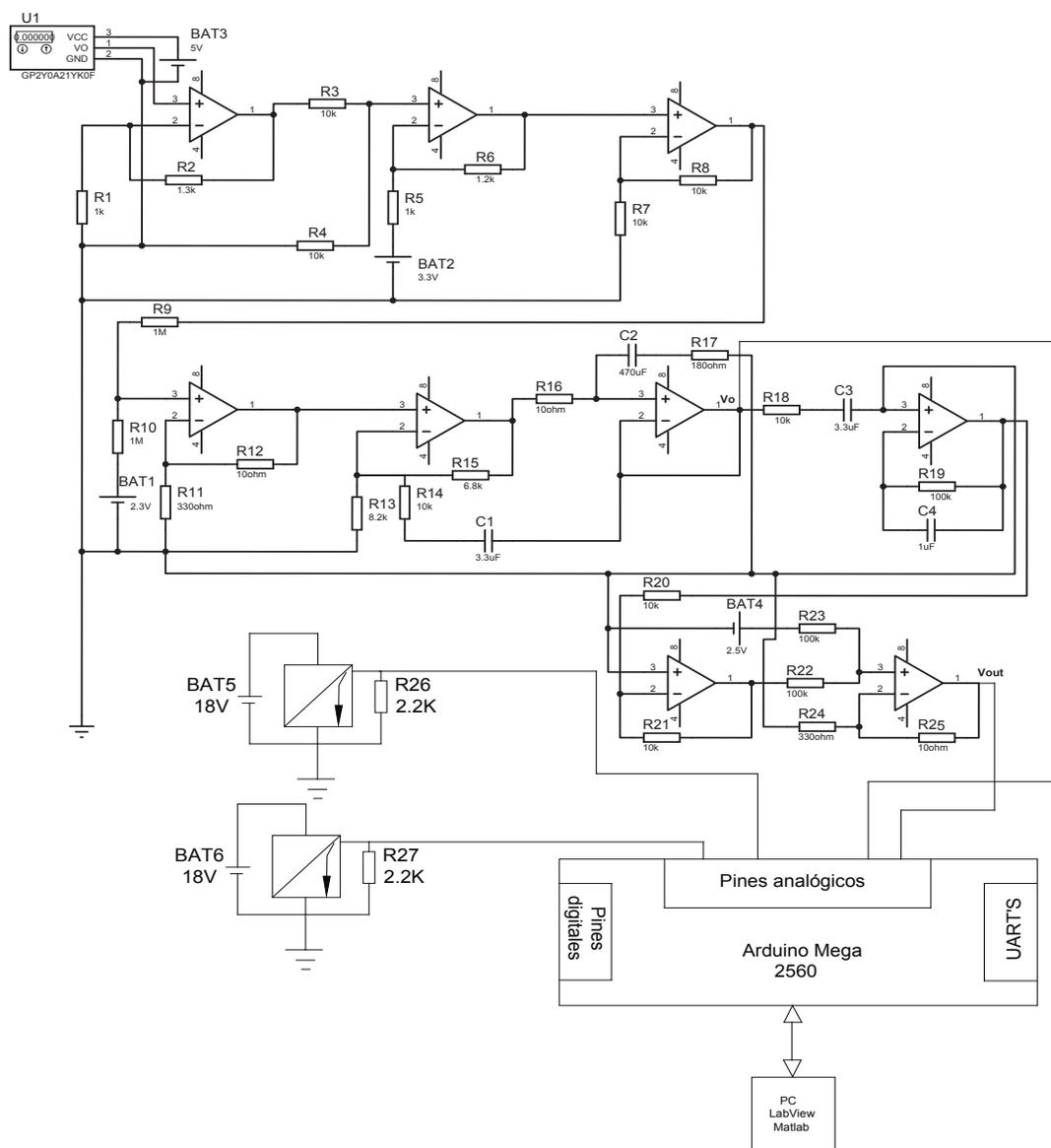


Figura 6.8: Circuito acondicionador de señal.

Capítulo 7

Conclusiones.

El desarrollo de este proyecto, junto con los objetivos planteados y los resultados obtenidos, nos permite concluir que:

Con la aproximación del comportamiento del aire al de un gas ideal y considerando procesos isotérmicos en los diferentes volúmenes de control, el modelo matemático obtenido representado en el espacio de estados describe en buena forma la dinámica del sistema neumático.

Considerando la presión, la temperatura y la densidad del aire uniformes en los diferentes volúmenes de control, se puede determinar el modelo de la dinámica de la presión en el sistema.

La técnica de optimización de mínimos cuadrados hace posible determinar tanto los valores promedio de la conductancia sónica y la relación de presiones crítica a partir del análisis de la dinámica de la presión en el depósito de pruebas, teniendo en cuenta el flujo de masa descrito por la norma ISO 6358, como también los valores de la fuerza de rompimiento, coulomb y viscosa consideradas según el modelo de fricción de Stribeck considerado en la dinámica del actuador.

Al introducir en el modelo matemático el fenómeno de fricción basado en el efecto Stribeck junto con los valores respectivos de los parámetros de la válvula, se logra llevar a cabo la simulación de la dinámica del cilindro neumático, la cual se acerca en gran medida al comportamiento del actuador apoyada por la buena correspondencia entre los resultados teóricos y experimentales.

Mediante la fuerza de carga fue posible validar el modelo matemático del actuador, obteniendo como resultado una buena relación entre las curvas teóricas y las experimentales.

Labview y arduino son herramientas útiles que pueden ser utilizadas para la caracterización de los parámetros físicos de la válvula y del actuador como también en la construcción del sistema de monitoreo de las variables críticas.

El modelo matemático es fundamental para el análisis de los valores medidos de las variables críticas presentes en el funcionamiento del cilindro.

La monitorización de las variables críticas y la representación de los diagramas espacio-tiempo y espacio-fase, son de gran importancia en la automatización de procesos industriales

en especial en los que se necesita gran precisión en fuerza y movimiento ya que permite vigilar el correcto funcionamiento de un equipo neumático.

Para finalizar se concluye que la medición de las variables críticas como la representación de los diagramas espacio-fase y espacio-tiempo determinados para un actuador como es el caso de este proyecto, es posible realizar este proceso para n actuadores.

Apéndice A

Programa para el Cálculo de la Conductancia Sónica y la Relación de Presiones Crítica.

```
function[x, error] = fppfit(P, t1, Co, bo)
P0 = 0,753; Presión atmosférica, barabs
xdata = t1;
ydata = P + P0;
xo = [Co,bo];
options=optimset('tolfun',0.0001);
[x, resnorm] = lsqcurvefit(@func2, xo, xdata, ydata, [], [], options);
error=resnorm/length(xdata);
_____*** Parámetros del Sistema ***_____
_____** Constantes de aire ** _____
_____ * Condiciones Estándar * _____
R=287; N-m/kg-K Constante del aire
Tn=20+273.15; K, Según Norma ISO 6358
Pn = 1; barabs
denn=1e5*Pn/(R*Tn); kg/m3
_____ * Condiciones Locales (Popayán) * _____
P0 = 0,753; barabs Presion atmosferica en Popayán
T0 = 22 + 273; K Temp. aire ambiente
_____ * Condiciones de suministro * _____
Ps = 4 + P0; barabs
Ts = T0; K, Temp. aire de suministro
n = 1,001; Const. politropica
Lm = 0,64; m longitud de la manguera
Dim = 6,35/1000; m diametro interno de las manguera
Vm = pi * Dim2/4 * Lm; m3 vol. de la manguera
Vt = 0,000725; Vol. del tanque en m3
_____** Parámetros de la válvula **_____
C = x(1); m3/s-bar
b = x(2); adm
_____** Condiciones inicilaes ** _____
x0 = [P0];
options = odeset('RelTol',1e-6, 'Abstol',1e-7);
```

```

[t,y]=ode45(@f,[0 t1(length(t1))],x0,options);
Psim = y;
plot(xdata,ydata,'-t,Psim','-','linewidth',1.5);grid;
set(gca,'fontsize',20,'fontangle','Normal','fontname','times');
legend('slPt exp.','slPt sim.','location','best');
xlabel('fontnametimest, s','fontsize',24);
ylabel('fontnametimestPt, bar','fontsize',24);
text(80,3,' fontnametimestAr2d = 0,028',' fontsize',18);
text(80,2,6,' fontnametimestlalpha2d = 0,62',' fontsize',18);
text(80,2,1,' fontnametimestlbeta2d = 0,38',' fontsize',18);
set(findobj(gca,'Type','line','color','b'),'color','k')
set(findobj(gca,'Type','line','color',[0 0.5 0]),'color','b')
function flujoo = f flujoo(Ar, C, Pu, Pd, Tu, deno, T0, b)
rp = Pd/Pu;
if rp >= b
flujoo=Ar*C*Pu*deno*sqrt(T0/Tu);
elseif rp > brp < 1,0 flujoo = Ar*C*Pu*deno*sqrt(T0/Tu)((sqrt(1-((rp-b)/(1-b))^2));
else
flujoo = 0;
end
end
function xdot = f(t, x)
if t==0
Ar = 0;
else
Ar = 1;
end
T = T0 * (x(1)/P0)^(n - 1)/n);
flujoo = f flujoo(Ar, C, Ps, x(1), Ts, denn, T0, b);
xdot = [1e - 5 * n * R * T / (Vm + Vt) * flujoo];
end
[C b];
end
function F = func2(x, xdata)
clc
_____*** Parametros del Servomecanismo ***_____
_____** Constantes de aire ** _____
_____ * Condiciones Estándar * _____
R = 287; N-m/kg-K Constante del aire
Tn = 20 + 273,15; K, Según Norma ISO 6358
Pn = 1; barabs
denn = 1e5 * Pn / (R * Tn); kg/m3
_____ * Condiciones Locales (Popayán) * _____
P0 = 0,753; barabs Presion atmosferica en Popayán
T0 = 22 + 273; K Temp. aire ambiente
_____ * Condiciones de suministro * _____
Ps = 4 + P0; Pa abs
Ts = T0; K, Temp. aire de suministro
_____ ** Parámetros del Cilindro ** _____
n = 1,001; Const. politropica

```

```

Lm = 0,64; m longitud de la manguera
Dim = 6,35/1000; m diametro interno de las manguera
Vm =  $\pi * Dim^2/4 * Lm$ ; m3 vol. de la manguera
Vt = 0,000725; Vol. del tanque en m3
-----** Condiciones iniciales **-----
tf = xdata(length(xdata));
z0 = [P0];
options = odeset('RelTol',1e-6, 'Abstol',1e-7);
[t,y]=ode45(@f,[0 tf],z0,options);
F=spline(t,y(:,1),xdata);
function flujo=fflujo(Ar,C,Pu,Pd,Tu,deno,To,b)
rp=Pd/Pu;
if rp <= b
flujo=Ar*C*Pu*deno*sqrt(To/Tu);
elseif rp > b
flujo = ArCPudenosqrt(To/Tu)(sqrt(1 - ((rp - b)/(1 - b))^2));
else
flujo = 0;
end
function zdot = f(t, z)
if t==0
Ar = 0;
else
Ar = 1;
end
T = T0 * (z(1)/P0)(n - 1)/n;
flujo = fflujo(Ar, x(1), Ps, z(1), Ts, deno, T0, x(2));
zdot = [1e - 5 * n * R * T / (Vt + Vm) * flujo];
end
end

```

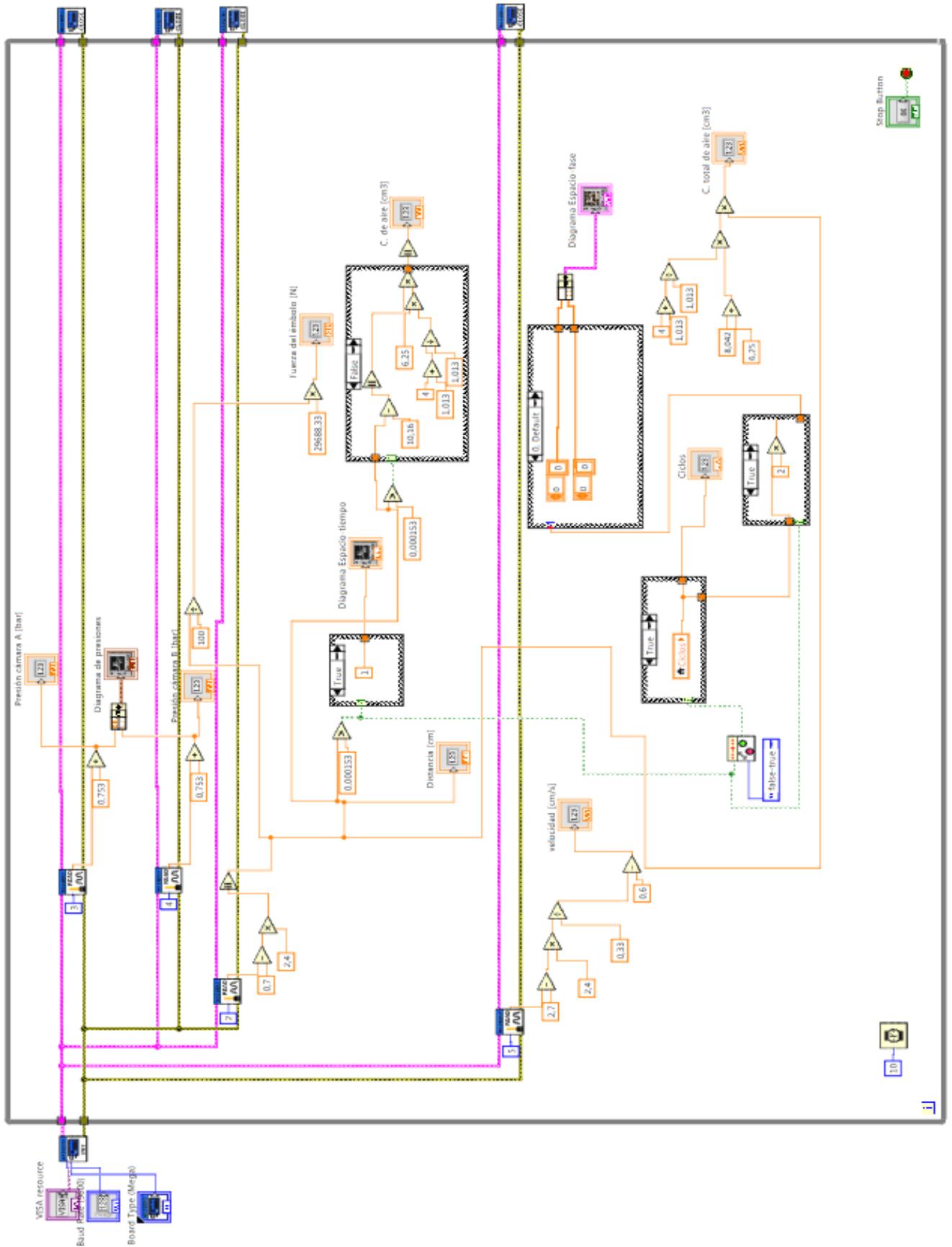
Apéndice B

Programa para el Cálculo de los Parámetros de Fricción.

```
xdata = vssp;
ydata = Fssp;
x0 = [6080700,05];
options = optimset('tolfun',1e-3,'tolx',1e-2);
[x, resnorm] = lsqcurvefit(@myfun,x0,xdata,ydata,[],[],options);
error1 = resnorm/length(xdata);
x1 = linspace(0,25,200);
x(4) = 0,01508;
y1 = x(1) + (x(2) - x(1)) * exp(-(x1./x(4)).^2) + x(3) * x1;
xdata = vssn;
ydata = Fssn;
x0 = [-50 - 80600,05];
[x, resnorm] = lsqcurvefit(@myfun,x0,xdata,ydata);
error2 = resnorm/length(xdata);
x2 = linspace(-25,0,200);
y2 = x(1) + (x(2) - x(1)) * exp(-(x2./x(4)).^2) + x(3) * x2;
plot(vssp,Fssp,'s',x1,y1,'b','linewidth',1.5,...
'MarkerEdgeColor','k',...
'MarkerFaceColor','y',...
'MarkerSize',10);
hold on
plot(vssn,Fssn,'s',x2,y2,'r','linewidth',1.5,...
'MarkerEdgeColor','k',...
'MarkerFaceColor','g',...
'MarkerSize',10);grid
axis([-3 .3 -80 80])
legend('slFssp exp.','slFssp ajuste','slFssn exp.','slFssn ajuste')
set(gca,'fontname','times','fontsize',18);
xlabel('fontnametimesslvss, m/s','fontsize',23);
ylabel('fontnametimesslFss, N','fontsize',23);
hold off
Pp=polyfit(vssp(2:length(vssp)),Fssp(2:length(vssp)),1);
Pn=polyfit(vssn(2:length(vssn)),Fssn(2:length(vssn)),1);
```

Apéndice C

Programa de Monitoreo de las Variables Críticas en LabView.



Bibliografía

- [1] KATSUHICO OGATA. *Dinámica de sistemas. Prentice-Hall Hispanoamericana. S.A* 1987. México.
- [2] SHU NING, GARY M. BONE. *Development of a nonlinear dynamic model for a servo pneumatic positioning system. IEEE 0-7803-9044-X* Niagara Falls, Canada, July 2005.
- [3] SORLI, M.,L. GASTALDI, S.HERAS. *Dynamic analysis of pneumatics actuators simulation practice and theory. 7:589-602, 1999.*
- [4] M. RAHMAT, AHMAD. *Idetification and non-linear control strategy for industrial pneumatic actuator. International Journal of the physical sciences Vol:7, ISSN 1992-1950, April 2012.*
- [5] OSCAR REINOSO, ERNESTO RUBIO, RAFAEL PUERTO, ROQUE SALTARÉN, JOSÉ M. AZORÍN. *Identificación y control de un cilindro neumático con válvulas proporcionales. Universidad Miguel Hernández. 03202 Elche-Alicante.*
- [6] HAZEM I. ALI, SAMSUL BAHARI, S.M. BASHI. *Mathematical and intelligent modeling of electropneumatic servo actuator systems. Australian Journal of basics and applied sciences. ISSN 1991-8178, 2009.*
- [7] ARCANGELO, M.,I.G, NICOLA AND G. ANGELO. *Experimenting and modeling the dynamics of pneumatic actuators controlled by yhe pulse width modulation (PWM) tecnhique. mechatronics. 15:859-881, 2005.*
- [8] R.B VAN VARSEVELD, G.M BONE. *Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves. IEEE Industrial Electronics Society. 5699896, agosto 2002.*
- [9] CARLA SILVANE RITTER, ANTONIO CARLOS VALDIERO. *Nonlinear characteristics systematic study in pneumatics actuators. ABCM Symposium Series in Mechatronics. Vol.4, 818-826 Copyright 2010.*
- [10] EDMOND RICHER AND YILDIRIM HURMUZLU. *A High Performance Pneumatic Force Actuator System Part 1 - Nonlinear Mathematical Model Southern Methodist. University School of Engineering and Applied Science Mechanical Engineering Department Dallas, TX75275 February 12, 2001.*
- [11] EDMOND RICHER AND YILDIRIM HURMUZLU. *A High Performance Pneumatic Force Actuator System Part 2 - Nonlinear Controller Design. Southern Methodist. University School of Engineering and Applied Science Mechanical Engineering Department Dallas, TX75275 February 12, 2001.*
- [12] ROZIMERLI RICHTER, ANTONIO CARLOS VALDIERO. *Friction dynamics mathematical modeling in special pneumatic cylinder. ABCM Symposium Series in Mechatronics -Vol-6. Copyright 2014.*

- [13] XUAN BO TRAN, HIDEKI YANADA. *Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders*. Intelligent Control and Automation, 180-190, Copyright 2013.
- [14] ANTONIO CARLOS VALDIERO, CARLA RITTER. *Nonlinear mathematical modeling in pneumatic servo position applications*. Proceedings of the 9th Brazilian Conference on Dynamics Control and their applications, ISSN 2178-3667.
- [15] ZHIHONG RAO AND GARY M. BONE. *Modeling and control of a miniature servo pneumatic actuator*. IEEE 0-7803-9505-0. Orlando, Florida, May 2006.
- [16] VIRGIL MORING FAIRES, CLIFFORD MAX SIMMANG. *Termodinamica*. Editorial Limusa, S.A. Mexico 1999.
- [17] ANTONIO GUILLEN SALVADOR. *Introducción a la neumática*. Marcombo Boixareu Editores, 1993.
- [18] PARKER. *Tecnología Neumática Industrial*. COPYRIGHT © Parker Hannifin Corporation. Brasil, 2013.
- [19] CREUS SOLÉ, ANTONIO. *Neumática e hidráulica*. Marcombo S.A. 2011 Barcelona, España.
- [20] IRVING H. SHAMES. *Mecánica de fluidos*. Mc Graw Hill Interamericana, S.A. Colombia 1995.
- [21] ROBERT L. MOTT. *Mecánica de fluidos*. Pearson Educacion. Mexico, 2006.
- [22] VLADISLAV BLAGOJEVI, MIODRAG STOJILJKOVI. *Mathematical and simulink model of the pneumatic system with bridging of the dual action cylinder chambers*. udc 621.5 : 62522, Republic of Serbia, september 14, 2007.
- [23] ANTONIO CRESPO MARTINEZ. *Mecánica de fluidos*. Ediciones Paraninfo, S.A. Madrid, España, 2011.
- [24] YUNES A. CENGEL. *Termodinamica*. Mc Graw Hill Interamericana Editores, S.A. Mexico, 2012.
- [25] J. B. JONES, R. E. DUGAN. *Ingenieria termodinámica*. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. Mexico, 1997.
- [26] PETER BEATER, *Pneumatic Drives. System Design, Modelling and Control*. Springer-Verlag Berlín Heidelberg. Springer Berlín Heidelberg New York, 2007.
- [27] SALVADOR DE LAS HERAS JIMÉNEZ. *Instalaciones neumáticas*. Editorial UOC, octubre 2003.
- [28] WILLIAM F. RILEY, D. STURGES. *Ingenieria mecánica: Dinamica*. Editorial Reverté, S.A. Barcelona, España 2005.
- [29] GERMAN A. BACCA. *Estudio de la dinámica no lineal de un servomecanismo neumático de poicionamiento*. Universidad Nacional de Colombia, Manizales 2011.
- [30] KATSUHIKO OGATA. *Ingenieria de Control Moderno*. Pearson Educacion, S.A. Madrid 2010.
- [31] A. SERRANO NICOLÁS. *Neumática Práctica*. Paraninfo editores, S.A. 2009. Impreso en España.

- [32] ALBERT PAUL MALVINO. *Principios de electrónica*. Mc Graw Hill Interamericana. España, 2000.
- [33] JOSE MANUEL GEA, VICENT LLADONOSA. *Circuitos básicos de ciclos neumáticos y electroneumáticos* Marcombo, S.A. Barcelona, España 1998.
- [34] JOSÉ ROLDAN VITORIA. *Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada*. paraninfo, 1998.
- [35] M.A. AIZERMAN. *Pneumatic and hydraulic control systems*. Pergamon Press Ltd, 1968.