

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI

**SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE
DATOS PARA UN BANCO DE ENSAYOS
DINÁMICOS DE SUSPENSIONES DE BICICLETAS
DE MONTAÑA Y MOTOCICLETAS.**

Trabajo Final de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Mascarell Crespo, Adrián

Tutor: Masiá Vañó, Jaime

Cotutor: López Esteve, Francisco Manuel

Curso académico: 2015-2016

Resumen

Idioma: **Castellano**

Este es un proyecto que está compuesto por dos partes.

La descripción hace referencia a la segunda parte del proyecto.

OBJETIVOS:

Diseño de un sistema capaz de hallar un parámetro que es desconocido en los amortiguadores y que mediante la realización de pruebas en el banco de ensayo, usando un software de control, se despeja la incógnita, llamada: Coeficiente de densidad de amortiguación. El coeficiente sirve para determinar y controlar las características de regulación de amortiguación de las suspensiones, tanto de bicicletas como en motocicletas.

DESARROLLO:

El proyecto se dividirá en varios apartados donde quedaran claramente recopilados las partes de: Definición de componentes y equipos, los elementos de adquisición de datos de los amortiguadores y, los resultados de los ensayos representando algunos parámetros de forma gráfica para obtener una expresión matemática de este coeficiente mediante un programa informático.

CONCLUSIONES:

Las tareas a realizar en el proyecto serán:

1. Selección de componentes del equipo: Motor, reductor, sistema electrónico de control, elementos de medición de velocidad/posición, elementos de medición de fuerza/par, sistema de adquisición de datos...
2. Desarrollo del programa de ensayo para el control del motor y adquisición de datos de las mediciones de fuerza y velocidad.
3. Determinar los parámetros de velocidad y desplazamiento para los modelos de suspensión a ensayar y, análisis y representación de los datos.

Llengua: **Valencià**

Aquest és un projecte que està compost per dos parts.

La descripció fa referència a la segona part del projecte.

OBJECTIUS:

Disseny d'un sistema capaç de trobar un paràmetre que es desconeix dels amortidors i que per mitjà de la realització de proves en el banc d'assaig, usant un programari de control, s'aclarix la incògnita, crida: Coeficient de densitat d'amortiment. El coeficient serveix per a determinar i controlar les característiques de regulació d'amortiment de les suspensions, tant de bicicletes com en motocicletes.

DESENROTLLAMENT:

El projecte es divideix en diversos apartats on quedaran clarament recopilats les parts de: Definició de components i equips, els elements d'adquisició de dades dels amortidors i, els resultats dels assajos representant alguns paràmetres de forma gràfica per a obtindre una expressió matemàtica de aquest coeficient per mitjà d'un programa informàtic.

CONCLUSIONS:

Les tasques a realitzar en el projecte seran:

1. Selecció de components de l'equip: Motor, reductor, sistema electrònic de control, elements de mesurament de velocitat/posició, elements de mesurament de força/par, sistema d'adquisició de dades...
2. Desenvolupament del programa d'assaig per al control del motor i adquisició de dades dels mesuraments de força i velocitat.
3. Determinar els paràmetres de velocitat i desplaçament per als models de suspensió a assajar i, anàlisi i representació de les dades.

Language: **English**

This project consists of two part.

The description refers to the second part of the project.

OBJECTIVES:

Designing a system capable of finding an unknown parameter of the dampers. By performing tests on the test bench and using software control, the unknown is cleared, called: damping coefficient of density. The coefficient serves to determine and control the regulating characteristics of the suspension damping, both in bikes and motorcycles.

DEVELOPMENT:

The project will be divided into several sections, where they will be clearly collected the different parts: defining components and equipment, data acquisition elements of the dampers and the results of tests that will be representing some parameters graphically to obtain a mathematical expression for this coefficient by a computer program.

CONCLUSIONS:

The tasks to be carried out in the project will be:

1. Selection of equipment components: Motor, reducer, electronic control system, elements of speed/position measurement, measurement of force/torque, data acquisition system elements...
2. Development of the test program for the motor control and measurements of strength and speed data acquisition
3. Determine the parameters of velocity and displacement for the suspension models to be tested and analysis and representation of data.

Palabras clave: Suspensión, bicicleta, motocicleta, ensayos dinámicos.

Key Words: Suspension, bicycle, motorcycle, dynamic tests.

Índice de la memoria

1. CAPÍTULO: OBJETO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO.	1
1.1 OBJETO	2
1.2 OBJETIVOS	2
2. CAPÍTULO: INTRODUCCIÓN AL PROYECTO.	3
2.1 ANTECEDENTES HISTORICOS	4
2.2 FUNDAMENTOS TEORICOS DE LAS SUSPENSIONES	6
3. CAPÍTULO: METODOLOGÍA DE TRABAJO	15
3.1 SECUENCIACIÓN DE ACTIVIDADES	16
3.2 RECURSOS Y MEDIOS EMPLEADOS EN EL DESARROLLO DEL TFG.	16
4. CAPÍTULO: FUNDAMENTOS PRÁCTICOS DE LAS SUSPENSIONES.	17
4.1 SUSPENSIÓN DELANTERA.	18
4.2 SUSPENSIÓN TRASERA.	21
5. CAPÍTULO: SIMULACIÓN DE LA SUSPENSIÓN: PRIMER FUNDAMENTO DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN	23
5.1 PRIMER FUNDAMENTO TEORICO DEL PARAMETRO.	24
5.2 ESTUDIO DE LAS FUERZAS ESTATICAS DE LA SUSPENSION O DEL AMORTIGUADOR.	27
5.3 CASO PRÁCTICO DEL PRIMER FUNDAMENTO. CALCULO DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION.	30
6. CAPÍTULO: TEORÍA DE LAS VIBRACIONES: SEGUNDO FUNDAMENTO DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN	35
6.1 INTRODUCCION	36
6.2 EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN EN LAS SUSPENSIONES.	36
6.3 SEGUNDO FUNDAMENTO TEORICO DEL PARAMETRO.	37
7. CAPÍTULO: BANCO DE ENSAYOS	39
7.1 INTRODUCCION	40
7.2 DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS.	40
7.3 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYOS.	40
7.4 ELECCION Y CONTROL DEL MOTOR.	43
8. CAPÍTULO: GUÍA TEÓRICA-PRACTICA DE UNA CADENA DE INSTRUMENTACIÓN PARA EL BANCO DE ENSAYOS	49
8.1 SENSORES, TRANSDUCTORES Y ACCIONAMIENTOS.	51

8.1.1	SENSORES RESISTIVOS.....	53
8.1.2	SENSORES DE TEMPERATURA.....	62
8.1.3	SENSORES INDUCTIVOS:.....	68
8.2	DISPOSITIVOS DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	73
8.2.1	ACONDICIONAMIENTO DE LA SEÑAL.....	75
8.2.2	CONVERSOR ANALÓGICO A DIGITAL.....	76
8.3	COMUNICACIÓN ENTRE DISPOSTIVO DAQ Y EL PC: BUS.....	79
8.4	ELECCIÓN DEL ORDENADOR.....	81
9.	CAPÍTULO: PROGRAMACION CON EL SOFTWARE DE LABVIEW.....	84
9.1	USO DE UN ALGORITMO PARA LA ESTRUCTURACION DEL PROGRAMA.....	85
9.2	INTRODUCCION A LABVIEW.....	87
9.3	ENTORNO.....	87
9.4	FUNCIONES.....	88
9.5	CONTROLES.....	91
10.	CAPÍTULO: SIMULACIÓN CON EL SOFTWARE DE CREO PARAMETRIC 2.0.....	98
11.	CAPÍTULO: VISUALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL ENSAYO CON EL SOFTWARE DEL LABVIEW.....	104
12.	CAPÍTULO: PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	106
13.	CAPÍTULO: CONCLUSIONES FINALES DEL PROYECTO.....	108
14.	CAPÍTULO: BIBLIOGRAFÍA.....	110

1. CAPÍTULO

OBJETO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO.

1.1 OBJETO

En su conjunto global, este proyecto con enfoque profesional, está formada por dos partes.

En la **primera parte**, el proyecto consiste en realizar la base estructural y el mecanismo de una máquina de ensayos, que estudia la capacidad de amortiguación de cualquier horquilla o amortiguador de los distintos fabricantes que existen de suspensiones en los vehículos de dos ruedas, y para ello, se necesita una parte que controle esto.

En la **segunda parte**, el proyecto consiste en seleccionar, programar y monitorizar la adquisición de datos, a través de los distintos sensores, repartidos por la máquina de ensayos.

Este proyecto hace referencia a lo descrito en la segunda parte.

El **objeto** es el estudio y el análisis del parámetro que se quiere encontrar. Este parámetro se basa en el comportamiento de los distintos tipos de amortiguación existentes y como ingenieros se debe poder ajustar el parámetro a las exigencias del terreno o prueba deportiva, de un modo profesional.

De un **modo educativo y práctico**, el proyecto está siendo fabricado para que sea compartido con una empresa SLOPES especializada en el mantenimiento de horquillas y amortiguadores, junto con la universidad politécnica de Alcoy. Consta de una herramienta muy útil para el proyecto llevado a cabo por un grupo de estudiantes, llamado *Moto Student*.

El fundador de la empresa SLOPES, profesor de la escuela encargado del *Moto Student*, **Francisco Manuel López Esteve**, es el cotutor y el encargado de la supervisión de mi proyecto. El decidió realizar esta máquina, junto con la colaboración del profesor-tutor, **Jaime Masiá Vañó**, en el apartado tecnológico, en la implementación electrónica de la máquina.

El autor de este proyecto, **Adrián Mascarell Crespo**, se encargara de estudiar y hacer los cálculos pertinentes para encontrar este parámetro de modo teórico y explicar, de un modo más extenso, el objeto de la segunda parte del proyecto.

1.2 OBJETIVOS

Se pretende con la construcción de esta máquina de ensayos, encontrar el parámetro llamado **coeficiente de amortiguación** (C_D) y analizar los resultados obtenidos de la adquisición de datos. Con estos datos y a nivel ingenieril, se podrán ajustar las suspensiones e incluso mejorar el posible diseño interno de la suspensión para obtener mejores resultados, en un ambiente más especializado, pero dado que será utilizada por una empresa que trabaja en el mantenimiento de las suspensiones, aquí se caracterizara este parámetro para comprobar el efecto de amortiguación para hacerse una idea a nivel tecnológico de las diferencias entre las distintas marcas y caracterizarlas por su funcionamiento.

2. CAPÍTULO: INTRODUCCIÓN AL PROYECTO.

2.1 ANTECEDENTES HISTORICOS

HISTORIA DE LA HORQUILLA Y EL AMORTIGUADOR.

En todo el mundo se fabrican millones de suspensiones y amortiguadores al año. Se distribuyen a todos los fabricantes de bicicletas y motocicletas en las que forman parte de un gran conjunto, como, los neumáticos y masas aplicadas a cada rueda.

Las primeras horquillas utilizadas y que actualmente aún siguen utilizando este sistema, por su diseño simple, económica y vista atractiva, es la horquilla telescópica.

Fue creado por la empresa *The Scott Motorcycle Company* en bicicletas sin amortiguadores en el año 1908. Más tarde, en el año 1935, la marca de motocicletas *BMW* incorporaría de serie este sistema con amortiguador hidráulico.

Actualmente, algunas de las marcas que han hecho historia en el mundo de las bicicletas, motocicletas y en el mundo de las cuatro ruedas son:

En el mundo de la motocicleta, existen marcas como:

- *Öhlins Racing*: Desde 1976, esta marca empezó en motocross, en 1983 competía en el mundial de motociclismo y más tarde, en el año 1993, corría en la Formula 1. En todos estos años gano campeonatos del mundo.
- *Showa*: En el año 1953 empezó a fabricar amortiguadores y empezó a expandirse hasta el día de hoy. Actualmente, trabaja para motocicletas y coches.
- *Reiger Racing*: El fundador empezó en el año 1977. Aprendió a construir amortiguadores y los utilizo para competir y con ellos ganaba carreras. La empresa llego en el año 1989 y más tarde, en el año 1997, se probó en coches de Rally de la WRC. Ahora trabaja para motocross, sidecars, entre otros.

En el mundo de la bicicleta, existen marcas como:

- *Fox Racing*: El fundador empezó en el año 1974 con su propia moto. En 1975 se llevó a producción y un año más tarde ganaba el nacional de 500cc. En el año 1983 llego a la IndyCar y gano. En el año 1993 empezó a comercializarse en una marca de bicicletas y no fue hasta el 2001 cuando entro completamente para todos los fabricantes. Actualmente, está equipada en muchos tipos de vehículo.
- *Rock Shox*: El fundador decidió abrir un negocio como SRAM en enero de 1988, que es especialista en componentes para bicicletas. Luego SRAM compro Rockshox en el año 2002. Esta empresa fundada en el año 1991 fabricaba horquillas y amortiguadores, que fue pionera en este sector.
- *Tenneco Marzocchi*: Esta marca italiana fue fundada en el año 1949 por dos hermanos. Estos decidieron fabricar suspensiones hidráulicas que decían que sería el futuro. Eran los proveedores de muchas marcas italianas de motocicletas. En los años 80, empezaron a trabajar en el mundo de las bicicletas de montaña y enseñó su primera horquilla en el año 1989. Actualmente se dedica al diseño y fabricación de suspensiones para bicicletas y motocicletas. También se puede decir que Fox Racing ha comprado toda la línea de producción de suspensiones para bicicletas de montaña por problemas financieros.

HISTORIA DEL PARAMETRO DE AMORGUACION.

A finales de los años 70, se publicaron el estudio de un nuevo concepto, el **amortiguamiento**, que se define como la capacidad de un sistema o cuerpo en disipar la energía cinética en otro tipo de energía, como la térmica.

Esto es por lo que se crearon las horquillas o amortiguadores desde hace mucho tiempo, para absorber y mitigar las fuerzas que provocan las irregularidades del terreno por donde se circula, a efectos prácticos.

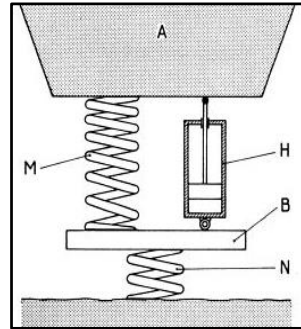


Figura 2.1. Esquema simple de un muelle con amortiguador hidráulico.

El tipo de amortiguamiento, en este caso, es de un fluido o por fricción seca según el mecanismo de la suspensión.

Por eso se inventó un término, coeficiente de amortiguación (C_D) definido por la partícula o masa concentrada que pierde velocidad (energía cinética) bajo la acción de una fuerza proporcional a su velocidad.

$$C_D = F \times \frac{dx}{dt}$$

Dónde:

- C_D = es el amortiguamiento real del sistema medido en N/(V)
- F = es la fuerza de oposición al movimiento medida en Newton (N).
- dx/dt = es la velocidad del sistema medida en m/s.

Este modelo teórico es válido para encontrar el significado de amortiguación entre una superficies de solido o sobre un fluido en régimen laminar.

En un sistema con más elementos de amortiguación como los vehículos de dos o cuatro ruedas, existen más factores para reducir, en definitiva, las vibraciones que se transmiten por los impactos contra el terreno.

- En bicicleta y motocicleta los factores pueden ser; Los neumáticos, los muelles o el cuadro/chasis son elementos elásticos que actúan como amortiguación.

LA MAQUINA DE ENSAYO.

No existe mucha información sobre los comienzos en el que se empezó a aplicar los estudios físicos sobre la amortiguación en una unidad compacta y eficiente. Las máquinas de amortiguación se construyeron para controlar este coeficiente y tenerlo acotado en un único valor medio durante un ensayo.

Las empresas de automoción y de competición los usan como medida de valoración en el diseño interior de las suspensiones para reducir las vibraciones y, al mismo tiempo, aumentar el confort de conducción y la seguridad de los ocupantes del vehículo.

2.2 FUNDAMENTOS TEORICOS DE LAS SUSPENSIONES

LAS SUSPENSIONES DE BICICLETAS Y MOTOCICLETAS.

Este elemento es una parte fundamental en la aplicación a un cuadro/chasis de bicicleta o motocicleta para la absorción de las superficies irregulares del terreno por donde se circule, tanto en montaña como en carretera.

Es un elemento que absorbe los cambios bruscos de desnivel momentáneo según la velocidad a la que se vaya para asegurar una conducción más cómoda y precisa.

Para clasificar según el tipo de suspensiones, se va a dividir en dos apartados:

Elemento de accionamiento.

- Muelles (mecánicos).
- Hidráulicos (aceite y aire).

Llamamiento según lugar de posicionamiento.

- Horquilla (Parte delantera).
- Amortiguadores (Parte trasera).

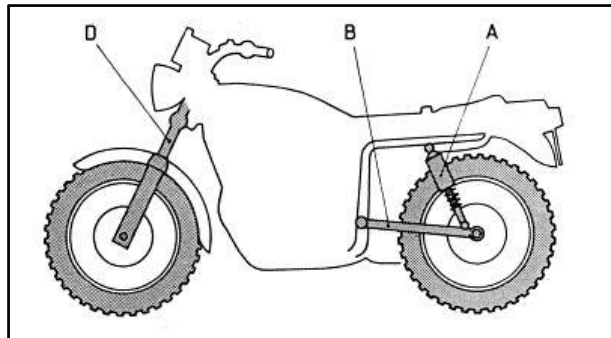


Figura 2.2. Perfil de una motocicleta con las distintas partes de la suspensión. En la parte delantera (D) se tiene la horquilla y en la parte trasera viene el amortiguador (A) con el basculante (B).

ELEMENTOS BASICOS DE LA SUSPENSION.

A continuación, se mostraran una vista interna de una horquilla para identificar los distintos elementos principales y sus funciones, las cuales se necesitan para saber qué elementos nos interesa tener controlados para la adquisición de los datos de la suspensión.

Los muelles como elemento mecánico.

En un elemento que puede estar situado en la parte interna de las horquillas o en la partes externas en los amortiguadores. Es una pieza elástica en forma helicoidal, hechas de un acero especial que trabaja tanto a compresión o extensión o tracción, manteniendo siempre una posición natural de reposo según en el espacio donde se situé.

Aunque no lo parezca, las características de un muelle son incluso más importantes que las del amortiguador hidráulico, pues el buen comportamiento del conjunto depende principalmente del

muelle. Por esto, en resumen, se puede decir que es importante que el mecánico sepa estas características para adecuarla al peso del vehículo según la distribución de los pesos para los que va a trabajar.

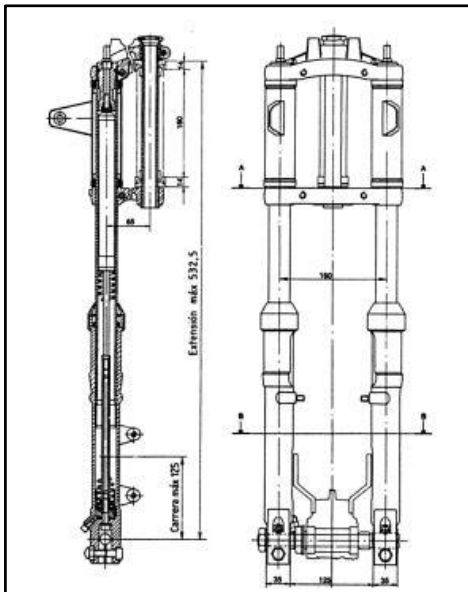


Figura 2.3. Vista lateral y frontal de una horquilla de MOTO GUZZI enseñando los elementos internos.

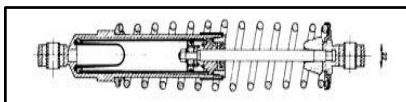
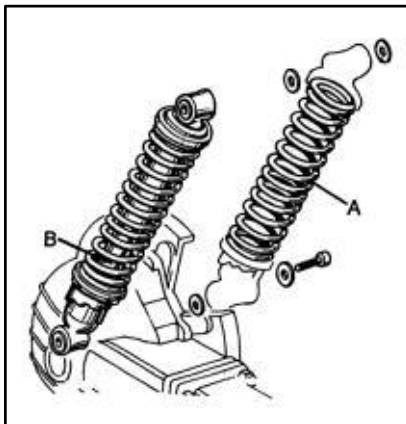


Figura 2.4. Vista lateral de un amortiguador de MOTO GUZZI con las dos partes fundamentales: el muelle (A) y el conjunto del amortiguador (B).

Nota: En el último apartado de este capítulo de suspensiones, se hará un desglose de los componentes principales, hablando de la horquilla delantera y el amortiguador trasero.

Determinación de muelles rígidos (duros) o flexibles (blandos).

Para saber si un muelle es rígido o flexible se le aplicara una fuerza y se acotara la longitud que se comprime, y así sucesivamente... plasmando los resultados en una gráfica como la siguiente:

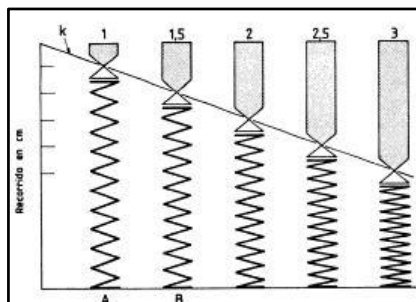


Figura 2.5. La línea k, hace referencia a la diferencia de recorrido entre las distintas fuerzas aplicadas.

Como dato más importante de la suspensión que interesa, es la llamada: Constante de recuperadora del muelle. Es la fuerza que es capaz de acumular para luego devolver cuando este se comprime.

Los fabricantes suelen hacer gráficos indicando la relación fuerza/recorrido del muelle para distinguir entre un muelle blando o duro.

Indicé de rigidez o gradiente de amortiguación.

Es la variación de fuerza por unidad de longitud de recorrido que se produce en un muelle por el efecto de compresión o extensión. Es una manera cualitativa de definir este parámetro (k) que con una formula sencilla se puede definir así, aunque más adelante se determinara de una forma más técnica y exacta:

$$k = \frac{F}{\delta}$$

Para tener valores de referencia en lo que respecta a un muelle de motocicleta se dice que:

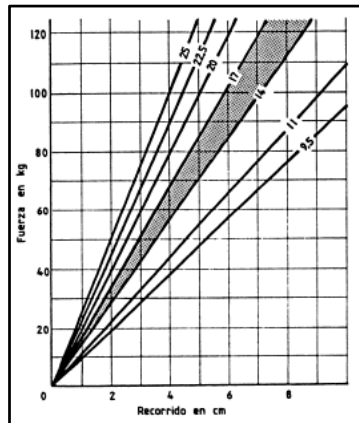


Figura 2.6. Grafico representativo de los muelles. Para horquillas delanteras con un valor sobre 9,5 Kg/cm y para los amortiguadores traseros entre 14 y 17Kg/cm.

- Para un muelle blando: <14Kg/cm.
- Para un muelle normal/intermedio: entre 14 y 17 Kg/cm.
- Para un muelle duro: >17 Kg/cm.

Recordamos que esto depende de la distribución de pesos en una motocicleta, que en cuanto la motocicleta pese más, mayor carga tendrán los muelles y los gradientes en la parte trasera siempre serán mayores y por eso se usan muelles más rígidos respecto los delanteros. Así no comprometemos la estabilidad, y con ello, el agarre en la carretera.

Determinación del indicé de rigidez o gradiente de amortiguación.

Dicho todo esto, se deberá encontrar una forma de cuantificar estos gradientes y no elegirse al azar, por lo que si decidimos cambiar un muelle de amortiguación (por ejemplo por fatiga) y no se pueda encontrar el muelle original, se deberá calcular de forma efectiva un muelle con un gradiente indicado para tal motocicleta, por eso se puede resumir por medio de la siguiente formula:

$$\text{Gradiente } (k) = \frac{G \times d^4}{8 \times N_a \times D_m^3}$$

Ahora explicaremos en que consiste cada una de estas variables.

G = Modulo del muelle, generalmente moldeados en frio con un valor de 8300, en kilogramos.

d = diámetro del alambre en milímetros.

N_a = Numero de espiras del muelle.

D_m = Diámetro exterior del muelle menos el diámetro del alambre, en milímetros.

El resultado será el gradiente por milímetros y que habrá que pasar a centímetros.

Este valor será para un solo muelle, por lo que un amortiguador trasero de motocicleta suele tener dos, el gradiente general será la suma de los gradientes de ambos muelles.

En la competición, los equipos tienen dos formas de verificar estos valores, sumamente importantes que sean del mismo gradiente, y son: Mediante la ayuda de máquinas especiales o se confían a una casa prestigiosa (con experiencia en este mundo) para que revise el comportamiento de los gradientes de los amortiguadores.

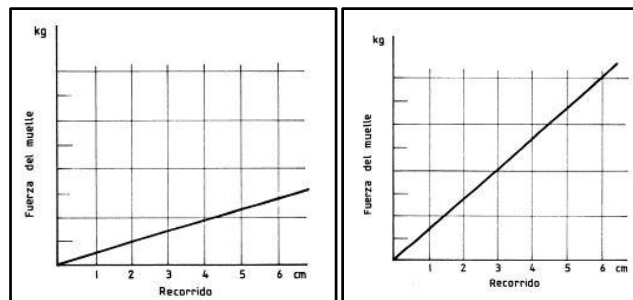


Figura 2.7. Dos gráficos según la dureza de un muelle blando (izquierda) y otro, duro (derecha).

También se pueden requerir de suspensiones con distintos índices de rigidez a lo largo de su recorrido, por lo que la recta no tiene por qué ser regular.

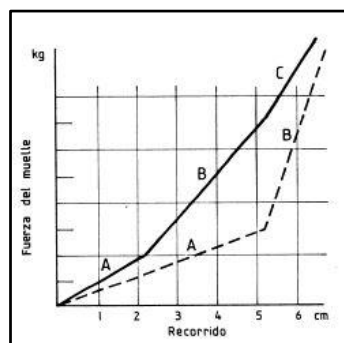


Figura 2.8. Gráfico con distintas etapas de rigidez o gradiente a lo largo de su recorrido, de dos y tres etapas.

Esto se consigue con los pasos de los hilos de las hélices que vayan variando en determinadas zonas, cambiando su comportamiento como se demuestra a continuación:

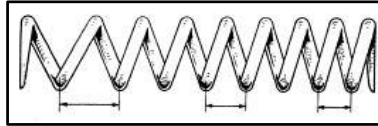


Figura 2.9. Muelle en estado de reposo donde se acotan los distintos pasos.

En la realidad, estas diferencias entre el paso de las espiras pueden ser apreciadas con facilidad y otras en las que las diferencias son extremadamente pequeñas, siendo invisibles a simple vista por el ojo humano.

Solo mediante el uso de aparatos se puede detectar el comportamiento de los muelles.

Una vez elegido el muelle y comprobado sus gradientes, es la hora de montarlos. Cuando se realiza el montaje, el muelle debe tener recorrido para contraerse y extenderse, y al colocarse se reduce un tercio de su recorrido total.

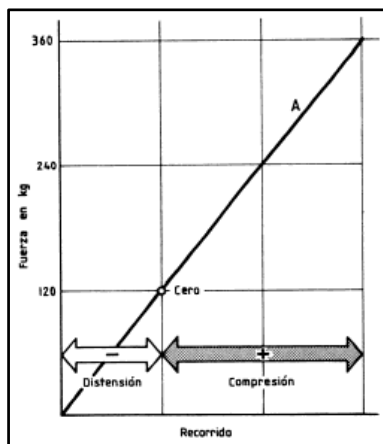


Figura 2.10. La línea A es el recorrido en estado libre (sin montaje) y una vez puesto, se reduce a la zona con la flecha negativa. Las flechas corresponden al recorrido del muelle en sus dos variantes.

En resumen, como mecánicos debemos saber estos conocimientos teóricos y siempre se deberán sustituir los muelles de iguales características que las del fabricante y las que mejor se ajusten, tanto a la motocicleta como a la bicicleta.

Amortiguación con elementos hidráulicos y neumáticos.

La gran mayoría de las suspensiones de hoy en día disponen de un sistema combinado de muelle con elementos internos de aceite o aire. Por eso la problemática de usar el muelle precisa en su oscilación de vaivén, por lo que la aparición de elementos hidráulicos se debe en gran medida a neutralizar este fenómeno con la mayor rapidez posible, además de la devolución al estado normal del muelle.

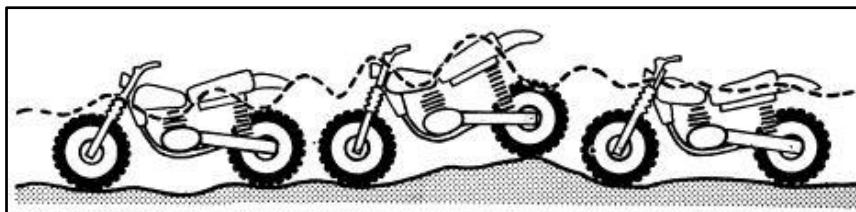


Figura 2.11. La línea discontinua refleja el vaivén producido por el uso de solo muelle comprometiendo la estabilidad de la motocicleta y en definitiva, la del piloto.

Así que para tener una idea comparativa del conjunto, se puede mostrar el del figura 0.1, como un simple ejemplo de un elemento de amortiguación.

Simulando una actuación de los dos sistemas de amortiguación, aquí se tiene una masa suspendida (A) referente a la masa de la propia motocicleta más la del piloto encomendado al amortiguador, esta masa A se transfiere a otra masa no suspendida (B) que es la de llanta más el efecto amortiguador del neumático (N). Entre estas dos masas (A y B) se sitúan los dos tipos de amortiguadores, la de muelle (M) y del elemento hidráulico (H).

A continuación, explicaremos cuál es su funcionamiento interno.

Principio de funcionamiento del amortiguador hidráulico/neumático.

Consta de un cilindro (1) que puede estar lleno de aceite y/o aire en el que se desliza un embolo (2) ajustado a las paredes del cilindro e impulsado por un vástago (3). El embolo se divide en dos cámaras (4 y 6) que cuando se desliza el embolo a causa de una oscilación este pasa a través de un canal estrecho de comunicación (5) para intercambiar fluidos entre ambos. Por la densidad del líquido y la presión que esto sugiere por el estrechamiento del canal, el movimiento no podrá ser muy rápido y de esto depende la velocidad del fluido.

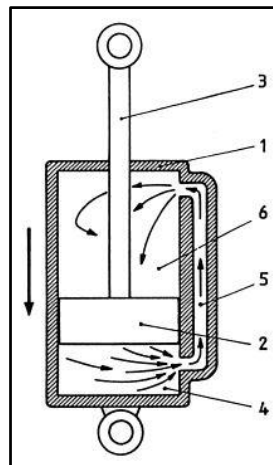


Figura 2.12. Esquema para conocer el funcionamiento básico del elemento hidráulico.

Si unimos los dos extremos, uno (la de embolo) al bastidor de la motocicleta y dos (la de la parte inferior) a la horquilla que bascula, se verá el movimiento de flexión y extensión que serán frenados por el amortiguador, que cuanto más brusco sea la oscilación mayor resistencia se opondrá a este movimiento por lo que se consigue el efecto deseado.

Si queremos variar este efecto por las oscilaciones solo se tendrá que disponer de una válvula de paso que regule el canal de comunicación entre ambas cámaras para obtener un amortiguador flexible o duro, como se ha visto en los muelles. Al igual que según sea la dirección del fluido (flexión o extensión) entre ambas cámaras, que en un sentido ofrezca mayor o menor resistencia que en el otro, abriendo o cerrando válvulas en el cambio de sentido.

En resumen, con la aplicación del conjunto, muelle con elemento hidráulico, se consigue una sinergia en el sistema de amortiguación para la motocicleta o bicicleta.

Diferentes tipos de horquillas delanteras.

En bicicleta como en motocicleta existen distintos tipos de horquillas que se distinguen por las prestaciones en la sensibilidad de amortiguación que transmiten al piloto.

- Suspensión mecánica: Solo se encuentran en bicicletas, esta es una horquilla en el que su funcionamiento interno se basa en un muelle y absorben pequeña fuerzas de amortiguación. El tacto o sensibilidad es rígido sin posibilidad de regulación. Tienen un precio relativamente asequibles y con un peso elevado.
- Suspensión hidráulica: Es una horquilla compuesta de un muelle y una botella de aceite para poder regular la fuerza de amortiguación y tener una sensibilidad mediana, capaz de absorber mayores fuerzas que las mecánicas. Tienen un precio más elevado y su peso es un poco más liviano o igual que las mecánicas.
- Suspensión de aire: Es una horquilla compuesta de una botella hidráulica junto con una cámara de aire y son las que mejor se comportan en cuanto a fuerzas de amortiguación y una gran sensibilidad para la capacidad de absorción y extensión de la horquilla. Son las más caras pero su peso menor que las dos anteriores, gracias al funcionamiento con aire.

Diferentes tipos de amortiguadores traseros.

El esquema de la figura 12 dista un poco de la realidad, ya que el propio embolo puede disponer de una válvula de salida/entrada de aceite siendo construida toda la arquitectura, de forma más simplificada, el funcionamiento en el mismo cilindro hidráulico sin necesidad de tener un canal de comunicación adyacente.

Nota: El principio de funcionamiento de una horquilla delantera o amortiguador trasero es el mismo, lo que difiere es en la forma constructiva, empezando por el tamaño.

Por eso dando imaginación a la cabeza se pueden diseñar distintas formas constructivas de estos amortiguadores, como los que vienen a continuación:

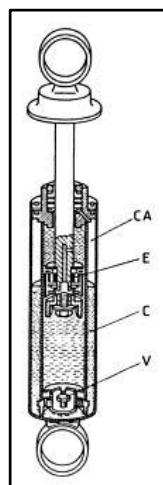


Figura 2.13. Sistema de doble cilindro concéntrico de la marca KONI.

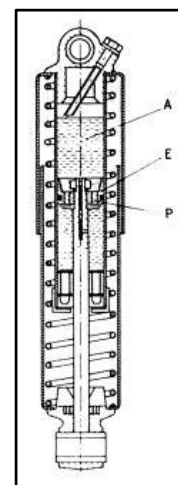


Figura 2.14. Sistema hidráulico con un solo cilindro.

Figura 13: El embolo (E) al bajar obliga al aceite a salir por la válvula (V) hacia la cámara (C) por lo que el aceite asciende sin dificultades por la cámara de aire (CA). Cuando el embolo asciende admite el aceite por la válvula donde se ejerce de freno al embolo en la subida por el vástago.

Figura 14: El embolo (E) está dotado de la válvula que se integra en él. El aceite (A) que se encuentra dentro del cilindro, cuando el embolo desciende/asciende este se ve obligado a pasar por la reducida sección de los conductos de paso (P) efectuándose los efectos de amortiguación.

Las cámaras de aire dentro de los mecanismos sirven para que no haya una dificultad en el paso del aceite por la succión o vacío que se produce en una de sus zonas. Esto provoca que se produzcan burbujas de aire que dificultan la acción del amortiguador, por eso se necesita que los sistemas trabajen en vertical y en el caso de formen burbujas, se queden en la parte superior de la cámara y no de forma inclinada.

Como mecánicos debemos saber: El fabricante elige con cuidado el aceite a utilizar, que generalmente por se fija en su densidad y escoge un SAE 10 normalmente, aunque en la modalidad de motocross se usan aceites minerales de SAE 5. Cuando menor sea el valor SAE más fluidos son, aunque van en relación también con la temperatura ambiente a la que se trabaja. También a tener en cuenta la inclinación.

Amortiguadores modernos.

Estos son los amortiguadores de gas, que evitan el grave inconveniente que se presentan con la eliminación del aire y sustituyéndolo por capsulas de gas, generalmente nitrógeno. Uno de los primeros fabricantes fue la marca francesa, “de carbón”.

Tiene la arquitectura más favorable para la eliminación del aire, el sistema hidráulico con un solo cilindro, cuyo embolo (E) se desplaza a lo largo de la cámara (C), hasta aquí todo normal. La primicia de este sistema es un embolo móvil de estanqueidad (A) cuya función es formar cámaras separadas (CS) con la otra llena de gas, que es el elemento que se comprime.

Las ventajas: La imposibilidad de la formación de espuma/burbujas en el aceite, y además de la facilidad de trabajar en cualquier posición. Sin embargo se promete un encarecimiento elevado del producto por la dificultad de mecanización y gran precisión que se requiere en este sistema.

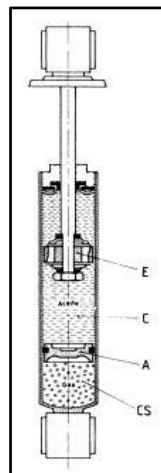


Figura 2.15. Sistema hidráulico con amortiguador de gas de la marca De Carbon.

Estos amortiguadores se han ido simplificando en su diseño a fin de disminuir la desventaja que presentan, conseguir soluciones más baratas para abaratar el producto.

La marca de Marzocchi se puede hallar su optimización en el diseño. El gas se halla en una capsula separada del cilindro amortiguador. El aceite llena por completo la zona de los dos cilindros actuando el embolo de manera tradicional. Por lo cual, este sistema permite una gran capacidad de aceite para disminuir la elevadas temperaturas por su mayor poder refrigerante, facilidad en el mantenimiento para cambiar el aceite y todo ello fabricado por un mecanizado y construcción más sencillo aunque con mayor volumen de producto pero es relevante este hecho, en comparación con el sistema de, De Carbon.

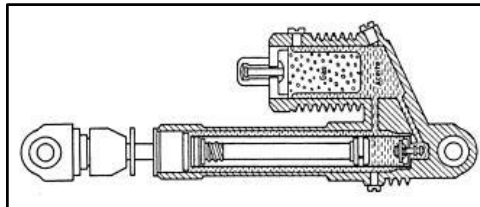


Figura 2.16. Sistema hidráulico con amortiguador de gas de la marca Marzocchi.

Al igual que Marzocchi, también se puede separar físicamente el amortiguador de la capsula mediante un manguito y poder situarlo en cualquier otro sitio, con la ventaja de poder utilizar una mayor cantidad de aceite para condiciones muy severas, como motocross o enduro.

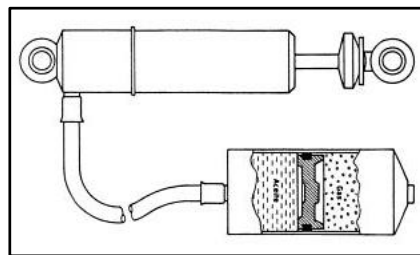


Figura 2.17. Otra solución al sistema para condiciones más severas, igual a más poder refrigerante de los elementos internos, como las juntas toricas.

Para resumir, ya hemos visto las piezas que forman a un amortiguador trasero o una horquilla delantera con las acciones de cómo se comportan. Como vimos en la imagen 7 de solo un muelle, en la siguiente imagen tenemos el funcionamiento completo de ambos, y en este se aprecia una línea a trazos que indica el comportamiento brusco del muelle y la línea continua es la corrección que recibe por parte del hidráulico.

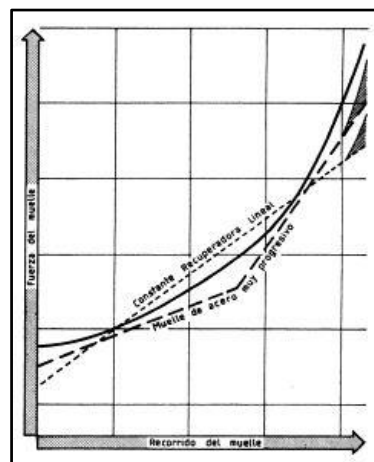


Figura 2.18. Gráfico con la acción combinada de muelle e hidráulico.

3. CAPÍTULO: METODOLOGÍA DE TRABAJO

3.1 SECUENCIACIÓN DE ACTIVIDADES

Se adquiere, una breve explicación de los pasos seguidos para la realización del proyecto.

En la primera parte, se explica cómo hay que desmontar de la suspensión, ya sea horquilla o amortiguador, los muelles internos que actúan como un elemento elástico y al mismo tiempo de freno o bloqueo de la total libertad del movimiento de la suspensión para poder encontrar resultados coherentes del parámetro deseado.

Este parámetro ha sido estudiado y requiere de dos formas para encontrarlo.

Se realiza una explicación teórica de cada fundamento y las variables necesarias. De forma práctica, se realizara una simulación controlada mediante un programa de diseño por ordenador de la suspensión para la posterior elección de componentes de control, así como el supuesto hallazgo teórico del parámetro, aunque el modo más realista es encontrarlo mediante la utilización del banco de ensayos.

En el banco de ensayos, se explica de forma teórica el funcionamiento de los elementos mecánicos o mecanismo de actuación, acompañado de un motor que se encarga de transmitir el movimiento a la suspensión controlado por un variador de frecuencia y este, al mismo tiempo, por un ordenador.

En la segunda parte, en la práctica de ejecución de este proyecto, se busca encontrar el parámetro deseado y para ello, se necesita controlar algunas variables físicas, tanto ambiental como de la suspensión, como: la fuerza, velocidad, desplazamiento y temperatura. Se dispondrá de una explicación teórica de los sensores a cargo y de todo el circuito eléctrico para la recopilación de los datos en el ordenador, la elección y puesta de los elementos y dispositivos en el equipo de ensayo.

Las señales recogidas son datos de adquisición que se deben tratar y enviar al técnico, mediante un programa informático, para encontrar el parámetro y llegar a una conclusión mediante los resultados obtenidos.

Finalmente, se realiza el presupuesto que engloba los recursos del proyecto necesarios para su ejecución.

3.2 RECURSOS Y MEDIOS EMPLEADOS EN EL DESARROLLO DEL TFG.

Se ha necesitado de la recopilación de información, utilizando el buscador de la biblioteca, *polibuscador*, de la universidad, en libros y algunos enlaces exteriores como la búsqueda por internet.

Ha sido necesaria la utilización de dos programas. Uno el programa de diseño, *Creo Parametric 2.0*, y también el uso del programa informático, *LabVIEW 2015*.

4. CAPÍTULO FUNDAMENTOS PRÁCTICOS DE LAS SUSPENSIONES

PARTE TECNICA DE MECANICA

Antes de montar una suspensión en el banco de ensayos se deben realizar unas operaciones, ya sea una horquilla o un amortiguador, para que pueda trabajar de forma óptima la suspensión y obtener unos resultados del parámetro más cercanas a la realidad.

En este apartado se explicara las operaciones de desmontaje y montaje de los componentes de la horquilla y del amortiguador para la retirada del muelle para evitar su reposicionamiento y que quede libre, interesados solo por el mecanismo interno, según sea mecánico o hidráulico/neumático. Es necesario para que no genere errores en los resultados para la búsqueda del parámetro (c).

4.1 SUSPENSIÓN DELANTERA.

Principalmente, tanto en bicicletas como en motocicletas, las horquillas delanteras están soportando siempre una menor proporción de peso que la parte trasera menos en frenadas en línea recta o cuesta abajo donde el centro de masas se desplaza adelante.

Con la vista general de la figura 2, en las siguientes figuras se señalara la disposición de componentes de carácter general, y lo más importante de los elementos en los que estaríamos interesados en controlar para el análisis.

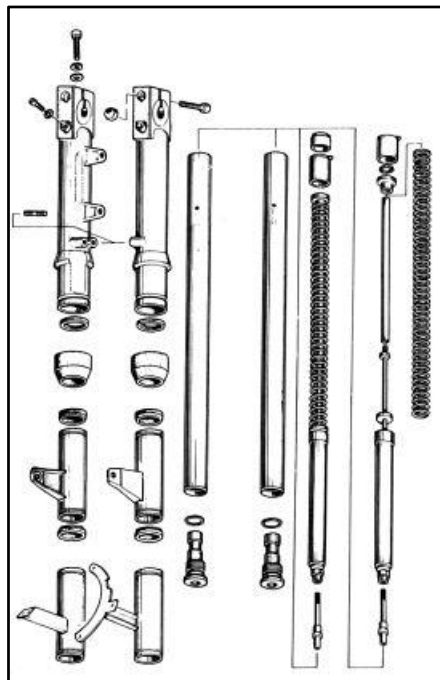


Figura 4.1. Conjunto desglosado de la horquilla de una moto Guzzi.

Para entender mejor cada parte, se hará una aproximación de cada subconjunto, mecánica e hidráulica.

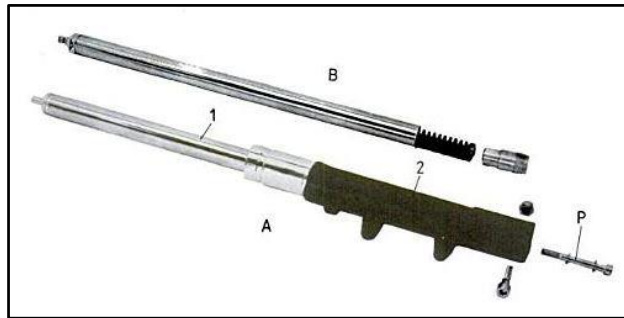


Figura 4.2. Unión del conjunto de la horquilla de la imagen anterior.

Cada uno de los cilindros llamado brazos, está compuesto por dos partes; la inferior se llama el tubo (1) y es la parte mecánica donde se aloja el muelle largo y la superior se llama la botella (2) y es donde se aloja la parte hidráulica. Aunque la disposición más generalizada es de forma inversa, la botella en la parte inferior y el tubo en la superior, según fabricante.



Figura 4.3. Piezas internas de la horquilla.

Según sea la disposición, explicamos cómo van montados. El muelle largo (E) va introducido en el interior del tubo (1) y este se queda cerrado por su parte alta por el tapón de cierre (4) provisto de una junta (5) y una válvula de aire (6) con un tapón general (7). Debajo del muelle ira montada la parte hidráulica (8) constituida por un cilindro, el cual se hallara en una de sus puntas sujeto por un tornillo (9) y la arandela de seguridad (10). Destacar el muelle fin de carrera (11) y el tornillo de drenaje del aceite (12) colocado en el extremo inferior de la botella.

Esta primera parte está bien explicada para la explicación que se hará a continuación sobre el desmontaje de la horquilla, ya que antes de poner la suspensión en el banco de ensayos se tiene que quitar el muelle de amortiguación.

Según fabricantes, se debe retirar primero el tornillo o rosca (tapón) mediante la herramienta adecuada para acceder al muelle largo que se encuentra en el interior del tubo.

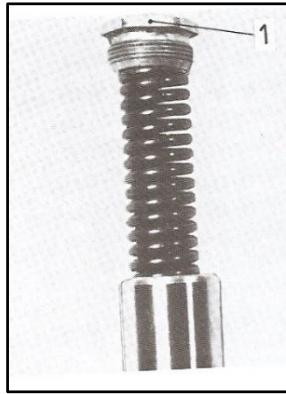


Figura 4.4. En el caso de esta horquilla HUSQVARNA, tapón y tornillo (1) son el mismo elemento y actúan sobre el muelle.

Si por alguna razón el desmontaje de muelle ofrece resistencia, se dispondrá a colocarlo en un tornillo de banco, cubriendo la superficie exterior de la horquilla de las mordazas y sin apretar en exceso. Utilizar las herramientas adecuadas, incluso siendo en algunos casos herramientas especiales del fabricante.

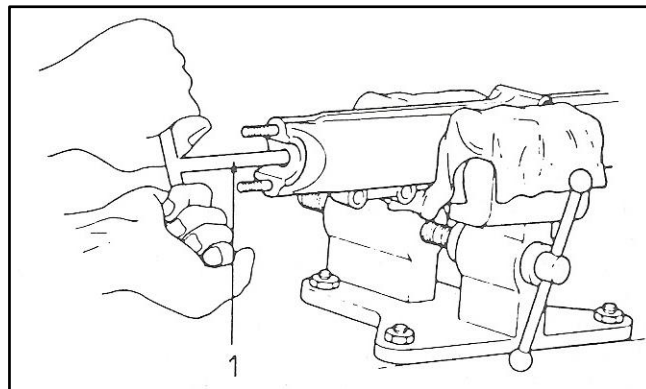


Figura 4.5. Desmontaje de una horquilla HONDA con un llave especial (1).

4.2 SUSPENSIÓN TRASERA.

Toda suspensión trasera suele trabajar junto una horquilla basculante que simplemente es una pieza mecánica robusta que actúa de mecanismo para unir y transmitir fuerzas entre el chasis de la moto y el amortiguador.

En la siguiente imagen, se señala la disposición de los componentes de un amortiguador de carácter general y se destacaran los elementos que se precisan para el ensayo, a continuación.

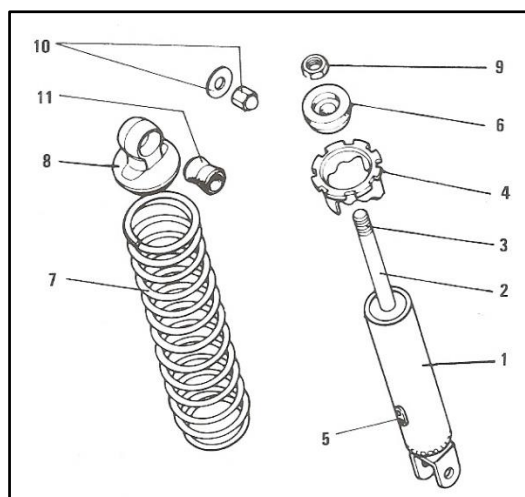


Figura 4.6. Despiece de un amortiguador exterior.

Con la vista enumerada se tiene los siguientes componentes: 1. Cuerpo del hidráulico, 2. Vástago de accionamiento, 3. Roscado del vástago para alojamiento de la montura exterior, 4. Pieza ajustadora para el tope, 5. Tope, 6. Tope de goma, 7. Muelle, 8. Montura superior, 9. Contratuerca, 10. Tuerca y arandela de sujeción, 11. Bloque silenciador de goma.

Lo primero a hacer antes del ensayo, es desmontar el muelle del amortiguador. A diferencia que en una horquilla, este se encuentra a la vista, en el exterior del amortiguador. Para liberar el muelle será preciso disponer de una prensa sencilla.

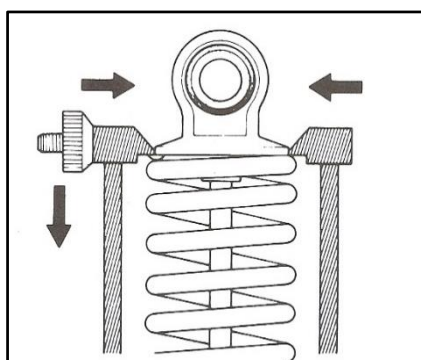


Figura 4.7. Vista lateral de la posición que ha de tomar la prensa para comprimir el muelle.

Asegura el amortiguador en la parte baja y permite la introducción de sus garras entre el muelle y la montura superior. Una vez introducidas, se procede a comprimir el muelle, solo lo estrictamente necesario para desmontar la contratuerca que sujeta la montura superior.

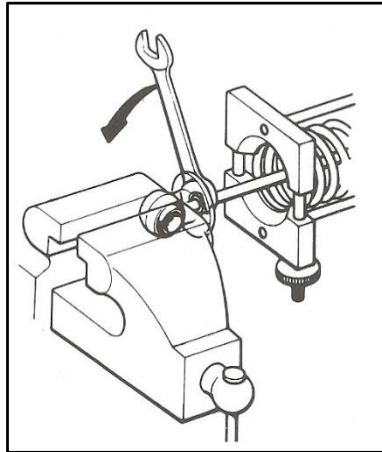


Figura 4.8. Forma para aflojar la contratuerca con una llave fija.

Una vez aflojada la contratuerca se quita la montura superior y el muelle se podrá ir descomprimiendo lentamente (por seguridad) hasta que recobre su posición original (en reposo) y saldrá el muelle sin dificultad. Se vuelve a montar la montura superior para colocarla finalmente en el banco de ensayos.

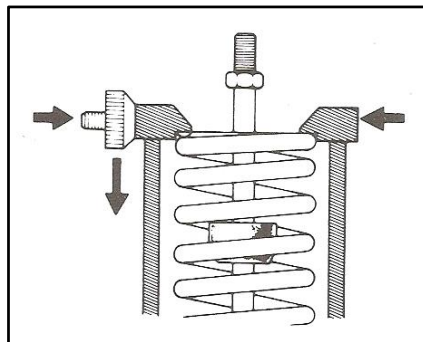


Figura 4.9. Vista final antes de descomprimir el muelle para ser retirado.

5. CAPÍTULO
SIMULACIÓN DE LA SUSPENSIÓN:
PRIMER FUNDAMENTO DEL
COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN

5.1 PRIMER FUNDAMENTO TEORICO DEL PARAMETRO.

El primer fundamento se basa en parámetros más destacados de la suspensión, como la longitud de desplazamiento en la barra, la velocidad angular a la que gira el motor y la potencia del motor de la máquina de ensayos. Después de la introducción de los principales parámetros que afectan de forma directa al coeficiente de amortiguación, se explicaran de forma teórica las expresiones sacadas de este fundamento.

La finalidad del proyecto es encontrar este parámetro, por lo cual, es necesario saber cuál será el valor para dicha suspensión o amortiguador. Para encontrarlo se tendrá que analizar de forma analítica para expresarlo en forma de una única fórmula, ya que intervienen muchos parámetros.

Los principales parámetros y ordenados de forma prioritaria son:

- El coeficiente de amortiguación.
- La asimetría del sistema.
- Las curvas de fuerza – velocidad.

Las características de una suspensión o amortiguador tiene muchos parámetros a tratar dentro de los principales, como la carrera que se recorre en la compresión y extensión, diámetros de los cilindros, las variaciones de la fuerza en sus dos recorridos así como su velocidad, y también conviene saber las temperaturas de funcionamiento y como afectan a ello, disipación de la energía que se genera, posibles sistemas de refrigeración entre el sistema y las paredes, entre otras haciendo de ella una compleja forma de expresarlo de forma analítica, por lo cual, se puede expresar de una forma menos exacta y simple pero próxima a la realidad.

Así que se va a utilizar solo los parámetros que más afectan al comportamiento de la suspensión o amortiguador, para manejar datos y publicarlos de forma subjetiva para el entendimiento.

La forma teórica de analizar el coeficiente de amortiguación es expresarlo en gráficas con una combinación de parámetros adquiridos por los sensores, de los cuales nos interesan:

- Posición vs tiempo.
- Fuerza vs tiempo.
- Fuerza vs Velocidad.

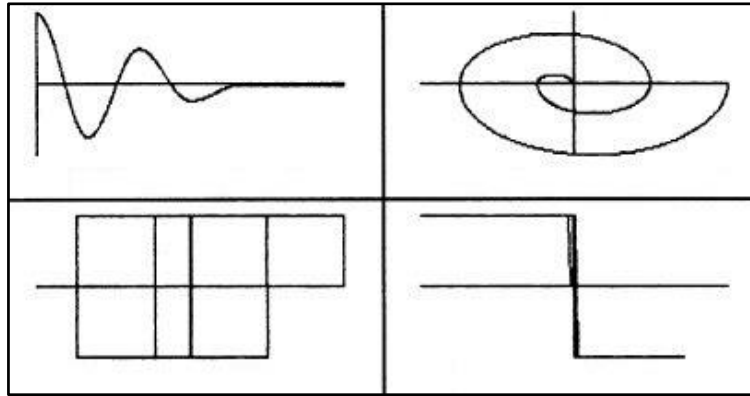


Figura 5.1. De izquierda a derecha y de arriba abajo: a) Posición vs. Tiempo; b) Velocidad vs. Posición; c) Fuerza vs. Posición y d) Fuerza vs. Velocidad.

Esta imagen muestra unos gráficos de marcha – paro de manera transitoria pero realmente en el ensayo con el mecanismo del yugo escocés se realizaron muchas medidas durante el transcurso de los ciclos, por lo que la forma de la gráfica será sinusoidal y cíclica, sin altibajos durante la carrera con una línea curvada entre fuerza y velocidad.

Tomando las ecuaciones de este mecanismo de la página 263 (capítulo 7) del libro, “*The Shock Absorber Handbook*”, el coeficiente de amortiguación se puede definir de la siguiente forma:

La disipación de energía (E_c) en un ciclo es igual a:

$$E_c = \frac{C_D \times V_0^2}{2 \times f} = 2\pi^2 \times C_D \times f \times X_0^2$$

Si despejamos de esta ecuación el parámetro que nos interesa (C_D), entonces tenemos que:

$$C_D = \frac{E_c}{2\pi^2 \times f \times X_0^2}$$

Donde la energía disipada (E_c) y la frecuencia (f) es igual a:

$$E_c = \frac{2\pi \times P_m}{\omega}$$

Para un motor de corriente alterna:

$$\omega = 2\pi \times f \rightarrow f = \frac{\omega}{2\pi}$$

Sustituyendo estas dos fórmulas en la ecuación anterior del coeficiente de amortiguación, se tiene que:

$$C_D = \frac{\frac{2\pi \times P_m}{\omega}}{2\pi^2 \times \frac{\omega}{2\pi} \times X_0^2} \rightarrow C_D = \frac{2\pi \times (2\pi \times P_m)}{(2\pi^2 \times \omega \times X_0^2) \times \omega}$$

Finalmente, después de abreviar la ecuación, se queda en que:

$$C_D = \frac{P_m}{\omega^2 \times X_0^2}$$

$$X_0 = \frac{S}{2}$$

Donde:

P_m = Potencia del motor AC.

ω = Velocidad angular del motor AC.

X_0 = Carrera de la suspensión o amortiguador en estado de reposo.

Ahora vamos a sustituir los parámetros de la ecuación por sus unidades para saber cuáles son las unidades del coeficiente de amortiguación.

$$C_D = \frac{P_m}{\omega^2 \times X_0^2}$$

Se sustituyen los parámetros por unidades:

$$C_D = \frac{W}{\left(\frac{\text{rad}}{s}\right)^2 \times (m)^2}$$

Se sustituye el "Watio" por otras unidades con las que poder trabajar mejor y se abrevia:

$$C_D = \frac{\frac{N \times m}{s}}{\frac{\text{rad}^2}{s^2} \times m^2} \rightarrow \frac{N \times m \times s^2}{\text{rad}^2 \times m^2 \times s}$$

Finalmente las unidades del coeficiente de amortiguación son:

$$C_D = \frac{N \times s}{m}$$

Resumiendo este apartado, el coeficiente de amortiguación (C_D) es:

$$C_D = \frac{P_m}{\omega^2 \times X_0^2} \text{ en } \left(\frac{N \times s}{m}\right)$$

5.2 ESTUDIO DE LAS FUERZAS ESTATICAS DE LA SUSPENSION O DEL AMORTIGUADOR.

La velocidad con la que se mueva la suspensión es el principal afectado por las fuerzas estáticas y el tipo de aceite utilizado pero antes se deben caracterizar estas fuerzas que ejercen presión y actúan en el interior del mecanismo de la suspensión, como la cantidad de presión del aire inyectado, rozamientos entre las distintas partes para definir su estado natural y la rigidez antes de que empiece a actuar la suspensión o amortiguador.

Todas estas fuerzas se deberán vencer antes de que la suspensión empiece a trabajar con su movimiento de compresión y expansión, y que ahora se explicara y calcularan estos valores para una suspensión de forma generalizada.

1. La fuerza de rozamiento interno.

Existen varias fuerzas por la inclinación respecto al suelo entre: sellado entre las dos cámaras y en el vástago pero la más importante será el sellado entre las dos cámaras.

Ambas cámaras están separadas por una junta torica que actúa de sellado para evitar el traspaso involuntario de aceite, entre el anillo del pistón y la camisa del cilindro como se ve, a continuación:

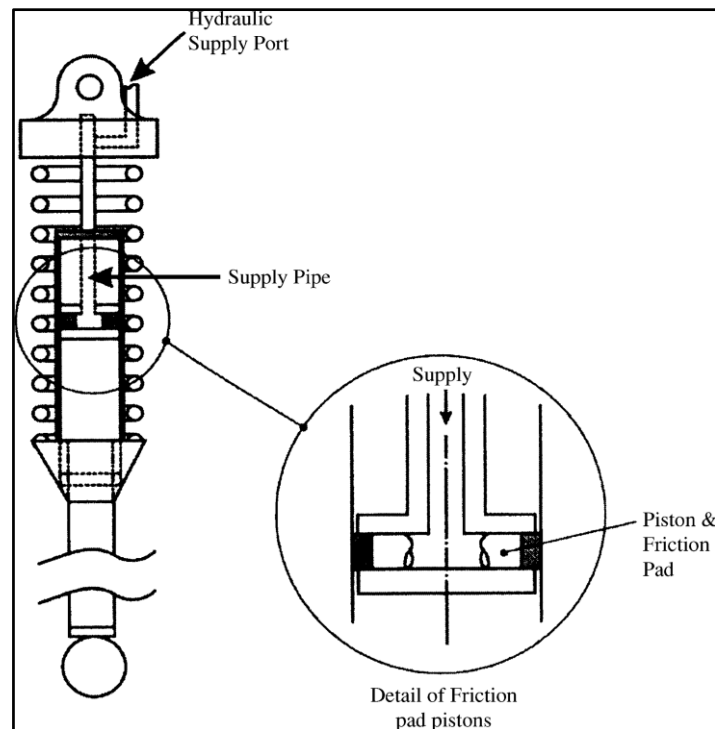


Figura 5.2. Detalle de un amortiguador con fricción seca entre la junta torica y la camisa de la botella.

Para vencer estas fuerzas de rozamiento mecánicas se necesita añadir entre un 10 y 20% la fuerza del fluido. Dependen de factores externos o internos (trabajo) como la temperatura de funcionamiento (actúan directamente sobre el coeficiente de amortiguación).

Esta junta torica colocada en el exterior del pistón está compuesto por un material llamado PTFE (o politetrafluoroetileno) más comúnmente llamado Teflón.

Este es un material elástico, concretamente es un polímero termoplástico que se caracteriza por ser, evidentemente, flexible e indeformable, resistente a altas temperaturas y, además, tiene un bajo coeficiente de fricción, ideal para esta aplicación.

Las condiciones de lubricación en esta zona son desconocidas pero mediante un simple análisis se podrían calcular estas fuerzas.

Se puede decir que cuando ambas presiones de las cámaras sean iguales, no existirá fricción. Suma de fuerzas igual a cero. Cuando existe una sobrepresión en una de las cámaras, entonces en la junta torica habrá una fricción provocada por una fuerza normal.

Se debe pues estimar esta fuerza utilizando el coeficiente de Coulomb (μ) definida en esta fórmula:

$$F_{FP} = \mu_M \times F_{NS} = A_{PF} \times (P_{EC} - P_{CC})$$

Donde:

$$A_{PF} = \frac{1}{2} \times A_S \times \mu_M = \frac{1}{2} \times (\pi \times D_P \times L_S) \times \mu_M$$

Donde:

D_P = Diámetro del pistón.

L_S = Longitud de la junta torica en dirección axial.

μ_M = Coeficiente de fricción entre la junta torica y la camisa del cilindro.

A_{PF} = Área del pistón en contacto con la camisa del cilindro.

P_{EC} = Presión en la cámara de extensión.

P_{CC} = Presión en la cámara de compresión.

2. La fuerza del gas (aire).

La fuerza con la que se comprime el cilindro mediante el pistón es un movimiento positivo desde la perspectiva física de la generación de un trabajo que actúa en la cámara de compresión y en esta existe una fuerza inicial que se descompone en dos variantes: La fuerza ejercida por el gas del aire y la fuerza que se ejerce por el rozamiento interno.

La fuerza estática inicial de compresión para una posición de la suspensión/amortiguador en reposo es:

$$F_{DSC,in} = F_G + F_{FP}$$

$$F_{DSC,out} = F_G - F_{FP}$$

Donde la fuerza del gas (F_G) en una suspensión/amortiguador, básicamente se puede definir en la cámara de compresión donde existe el vástago del cilindro, en esta sencilla formula aproximada:

$$F_G = A_P \times P_{CC}$$

Donde:

P_{CC} = Presion de la camara de compresion.

A_p = Area del piston.

3. La rigidez estática.

Este parámetro surge por el aumento de la presión interna debido a la compresión del cilindro, la cual la barra/varilla se mete en la cámara de compresión y deja paso a que el aire pase a la cámara de extensión. De forma teórica, se dirá que el proceso se puede considerar adiabática para la compresión o isotérmica para la compresión del gas, ya que este proceso no es constante llevado a la práctica. Esta fuerza hace que la fuerza estática inicial aumente entre un 20% y un 50% (algunos casos) por lo que se tendrá en cuenta y se aplica según esta fórmula.

$$K_D = \frac{A_R^2 \times P_{G0}}{V_{G0}}$$

Dónde:

A_R = Área útil del pistón en la zona de compresión.

P_{G0} = Presión del gas a temperatura ambiente o en reposo.

V_{G0} = Volumen del gas en la cámara de expansión a temperatura ambiente o en reposo.

En general y según los ensayos de Fukushima, cuando la carrera de una suspensión es mayor y se produce a velocidades bajas, mayor es el coeficiente de amortiguación haciendo referencia a una conducción lisa, mientras que ocurre todo lo contrario cuando la carrera es menor y se producen altas velocidades, menor es el coeficiente de amortiguación dentro de una conducción brusca, en lo que se refiere a que tiene una peor amortiguación.

5.3 CASO PRÁCTICO DEL PRIMER FUNDAMENTO. CALCULO DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION.

Para el caso práctico siguiente, se necesita realizar antes de la realización del ensayo para poder definir los parámetros antes de la simulación que se quiere realizar para comprobar que sensores van a ser los adecuados para el estudio a realizar sobre el banco de ensayos. Este estudio realizado en el segundo fundamento del parámetro, las ecuaciones a realizar en los distintos apartados son más fáciles por su simplicidad, gracias a la recolección de los datos de una horquilla o amortiguador que se usara como referencia para realizar los cálculos.

1. La fuerza de rozamiento interno.

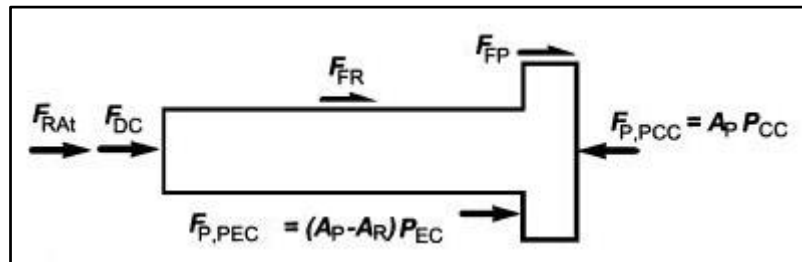


Figura 5.3. Fuerzas existentes dentro de una horquilla entre sus dos cámaras.

$$F_{FP} = \mu_M \times F_{NS} = A_{PF} \times (P_{EC} - P_{CC})$$

$$A_{PF} = \frac{1}{2} \times A_S \times \mu_M = \frac{1}{2} \times (\pi \times D_P \times L_S) \times \mu_M$$

Dónde:

D_P = Diámetro del pistón.

L_S = Longitud de la junta torica en dirección axial.

μ_M = Coeficiente de fricción entre la junta torica y la camisa del cilindro.

A_{PF} = Área del pistón en contacto con la camisa del cilindro.

P_{EC} = Presión en la cámara de extensión.

P_{CC} = Presión en la cámara de compresión.

$$A_{PF} = \frac{1}{2} \times (\pi \times 25 \times 10^{-3} \times 1.5 \times 10^{-3}) \times 0.09 = \frac{1}{2} \times 1.178 \times 10^{-4} \times 0.09 = 5.301 \times 10^{-6} (m^2)$$

$$F_{FP} = \mu_M \times F_{NS} = 5.301 \times 10^{-6} \times (800 - 400) = 2.12 \times 10^{-3} (kN) = 2.12 (N) = 0.216 (Kg)$$

2. La fuerza del gas (aire).

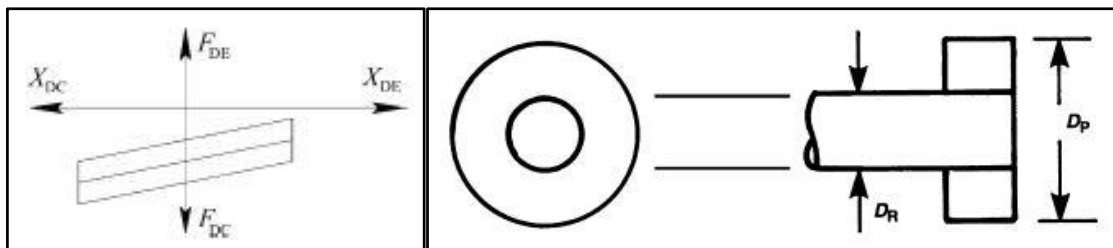


Figura 5.4. Diámetros principales que diferencian las fuerzas entre las dos cámaras.

Mediante la geometría básica de un cilindro, se explicaran matemáticamente estas fuerzas.

El D_P es el diámetro del pistón, visto anteriormente, y el D_R es el diámetro del vástago.

La fuerza del gas efectivo que se ejerce cuando el vástago es introducido dentro del cilindro de la cámara de compresión y el paso de aire a la cámara de extensión se compensa menos en la parte central donde existe el diámetro del vástago que realmente este es, la fuerza útil del gas, entonces:

$$F_G = A_R \times P_{CC} = \pi \times \frac{D_R^2}{4} \times P_{CC}$$

$$F_{DSC,in} = F_G + F_{FP}$$

$$F_{DSC,out} = F_G - F_{FP}$$

Donde:

A_R = Area del vástago.

P_{CC} = Presion de la camara de compresion.

$$F_G = \pi \times \frac{(12.5 \times 10^{-3})^2}{4} \times 800 = 0.0982 \text{ (kN)} = 10.01 \text{ (Kg)}$$

$$F_{DSC,in} = 10.01 + 0.216 = 10.23 \text{ (Kg)}$$

$$F_{DSC,out} = 10.01 - 0.216 = 9.79 \text{ (Kg)}$$

3. La rigidez estática.

$$K_D = \frac{A_R^2 \times P_{G0}}{V_{G0}}$$

Donde:

A_R = Área de la barra del pistón.

P_{G0} = Presión del gas a temperatura ambiente o en reposo.

V_{G0} = Volumen del gas en la cámara de expansión a temperatura ambiente o en reposo.

El área útil del anillo del pistón es:

$$A_{PA} = A_P - A_R$$

Donde:

A_{PA} = Área útil de la cámara de expansión sobre el pistón.

A_P = Área del pistón.

$$A_R = \pi \times (6.25 \times 10^{-3})^2 = 1.23 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

Donde:

V_{CET0} = Volumen de la cámara de expansión total en reposo.

V_{V0} = Volumen del vástago en la cámara de expansión en reposo.

$$V_{G0} = V_{CET0} - V_{V0}$$

$$V_{G0} = [\pi \times (12.5 \times 10^{-3})^2 \times (25 \times 10^{-3})] - [\pi \times (6.25 \times 10^{-3})^2 \times (25 \times 10^{-3})] = 9.2039 \times 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$$

$$K_D = \frac{(1.23 \times 10^{-4})^2 \times 800}{9.2039 \times 10^{-6}} = 1.069 \left(\frac{kN}{m} \right) = \boxed{1069 \left(\frac{N}{m} \right)}$$

Sin embargo, para el ensayo se escogerá los valores según Fukushima para poder comparar con sus resultados.

$$\boxed{K_{DF} = 200 \left(\frac{N}{m} \right)}$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUACION (C_D).

Fukushima (1983) sugirió que las suspensiones debían tener una característica de carrera dependiente. Para una velocidad dada de amortiguación cuando la carrera fuera más larga mayor debía ser la fuerza.

Entonces, el realizo unos experimentos de aplicación sobre distintas circunstancias de la conducción sobre automóviles, que independientemente de las diferencias entre un automóvil y una motocicleta o bicicleta, los parámetros y valores a controlar son los mismos, por lo que observando los resultados se pueden llegar a una conclusiones de aplicación sobre el proyecto.

Se desea encontrar con dichos resultados, la potencia necesaria para arrastrar el conjunto del mecanismo.

Los cálculos realizados sobre las tablas se basan aplicando la siguiente relación en el banco de ensayos.

$$\boxed{1 \text{ vuelta excentrica} = 1 \text{ ciclo de la suspension}}$$

Datos sobre la tabla de experimentos:

- La carrera o "S" es el recorrido de la suspensión, en este caso, a ensayar.
- La velocidad o "V" es el tiempo que tarda en recorrer la suspensión por ciclo.
- La fuerza o "F" es la fuerza opuesta necesaria para frenar y amortizar la velocidad.

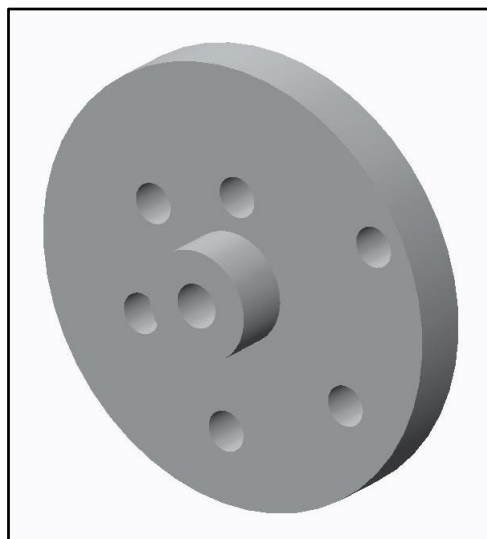


Figura 5.5. Excéntrica con las diferentes configuraciones de longitud.

En la primera tabla, se analizan los tiempos mínimos y máximos por vuelta de eje motor según las propiedades de la máquina.

La carrera es la longitud total que recorre la barra de la horquilla/amortiguación según el mecanismo de la excéntrica y se va a medir la distancia (D) que se recorre en una vuelta completa del eje motor y así se despejara el tiempo total que transcurre:

$$D = S \times 2$$

Carrera (mm)	Velocidad (m/s)									
	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6
50	1,67	0,83	0,56	0,42	0,33	0,28	0,24	0,21	0,19	0,17
60	2,00	1,00	0,67	0,50	0,40	0,33	0,29	0,25	0,22	0,20
65	2,17	1,08	0,72	0,54	0,43	0,36	0,31	0,27	0,24	0,22
80	2,67	1,33	0,89	0,67	0,53	0,44	0,38	0,33	0,30	0,27
85	2,83	1,42	0,94	0,71	0,57	0,47	0,40	0,35	0,31	0,28
100	3,33	1,67	1,11	0,83	0,67	0,56	0,48	0,42	0,37	0,33

MIN t	0,17
MAX t	3,33

En la segunda tabla, se averigua la frecuencia de aplicación de los experimentos.

La frecuencia es igual a:

$$f = \frac{1}{s}$$

Carrera (mm)	Velocidad (m/s)									
	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6
50	0,60	1,20	1,80	2,40	3,00	3,60	4,20	4,80	5,40	6,00
60	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00
65	0,46	0,92	1,38	1,85	2,31	2,77	3,23	3,69	4,15	4,62
80	0,38	0,75	1,13	1,50	1,88	2,25	2,63	3,00	3,38	3,75
85	0,35	0,71	1,06	1,41	1,76	2,12	2,47	2,82	3,18	3,53
100	0,30	0,60	0,90	1,20	1,50	1,80	2,10	2,40	2,70	3,00

MIN f	0,3
MAX f	6,0

En la tercera tabla, se halla la velocidad angular del motor del banco de ensayos, a la cual debería girar para que los parámetros de velocidad cuadren con la frecuencia.

La velocidad angular es igual a:

$$\omega = 2\pi \times f$$

Carrera (mm)	Velocidad (m/s)									
	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	0,36	0,42	0,48	0,54	0,6
50	3,77	7,54	11,31	15,08	18,85	22,62	26,39	30,16	33,93	37,70
60	3,14	6,28	9,42	12,57	15,71	18,85	21,99	25,13	28,27	31,42
65	2,90	5,80	8,70	11,60	14,50	17,40	20,30	23,20	26,10	29,00
80	2,36	4,71	7,07	9,42	11,78	14,14	16,49	18,85	21,21	23,56
85	2,22	4,44	6,65	8,87	11,09	13,31	15,52	17,74	19,96	22,18
100	1,88	3,77	5,65	7,54	9,42	11,31	13,19	15,08	16,96	18,85

MIN ω	1,88
MAX ω	37,70

En la última tabla, con el valor del coeficiente de amortiguación máximo hallado en los experimentos y cogiendo los valores de las tablas más desfavorables para el motor, de la ecuación se puede despejar la potencia.

$$C_D = \frac{P_m}{\omega^2 \times X_0^2} \rightarrow P_m = C_D \times \omega^2 \times X_0^2$$

Donde:

P_m = Potencia del motor AC.

ω = Velocidad angular del motor AC.

X_0 = Carrera de la suspensión o amortiguador en estado de reposo.

$$X_0 = \frac{S}{2}$$

6. CAPÍTULO
TEORÍA DE LAS VIBRACIONES:
SEGUNDO FUNDAMENTO DEL
COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN

6.1 INTRODUCCION

Un pasajero sentado en su vehículo nota que todo funciona correctamente cuando en el vaivén de la suspensión en los baches, no se escucha ruido y todo es muy suave, pero para el ingeniero requiere una gran capacidad en el diseño para lograr mejor en la innovación e invención del sistema interno para que la suspensión o amortiguador trabajen correctamente en cualquier situación. Así los pasajeros tienen una mayor comodidad de conducción y mayor seguridad a mayor velocidad sobre terrenos irregulares o climatología adversa.

Aunque a simple vista, a veces, se puede decir que los neumáticos también pueden sufrir una deformación del neumático por sus flancos, en lo que se traduce, a un modo de amortiguación del vehículo en la que esta puede llegar a ser peligrosa, ya que, es el único elemento en contacto con el terreno y provoca la pérdida de adherencia, el cual poco puede hacer la suspensión y terminar en un accidente del vehículo en cuestión. En este proyecto solo se basará en la suspensión y el efecto de los neumáticos quedan fuera del estudio.

Para verificar la eficacia de los distintos sistemas de suspensión de los modelos de horquilla y amortiguación, ordenados principalmente por las tecnologías incorporadas, gracias a la innovación, que se traduce a precios que económicamente pueden ser bajos (alrededor de 60€) hasta los más caros (1500€ o más), se puede recurrir al control de parámetros con sensores y controles, con la finalidad de elegir la mejor horquilla de una selección en calidad – precio para ajustar parámetros de la suspensión según el terreno a afrontar o incluso la decisión de tener que mejorar el sistema interno de la horquilla respecto a los valores ofrecidos por otros fabricantes.

Sea cual sea la razón, la intervención de una máquina que controle estas características, para un ingeniero puede ser una gran herramienta de trabajo para entender un poco más a las suspensiones en todo su conjunto.

6.2 EL COEFICIENTE DE AMORTIGUACIÓN EN LAS SUSPENSIONES.

Uno de los parámetros de una suspensión es el coeficiente de amortiguación y este, se estudia en la física del comportamiento de la suspensión ante las masas cambiantes que sustentan, muelles y la amortiguación. Este estudio se denomina, la teoría de la vibración.

Esta teoría dice que una compresión completa de una suspensión, es función de la dinámica del vehículo (combinación compleja de las fuerzas que actúan) y requiere un estudio profundo de la conducción y el manejo, que están estrechamente relacionados con las vibraciones, que se producen por la rugosidad del terreno.

Una forma básica de estudiar estas fuerzas, es ver los dos grados de libertad existentes, siendo estos durante la oscilación vertical y el cabeceo del vehículo. Este análisis estudia la teoría clásica de los sistemas lineales de amortiguación, proporcional a la velocidad. Además de la amortiguación de Coulomb, de resonancia, entre otros.

En la práctica, se usa para entender mejor este parámetro durante la conducción. El ingeniero introduce una serie de pequeños cambios en el diseño interno de la suspensión para que se puedan analizar y decir que el comportamiento ha mejorado, incluso muy a tener en cuenta en las prácticas profesionales para sacar el máximo rendimiento según las características de la prueba o circuito, así una mayor comodidad de conducción para el piloto se traduce en una mejor sensación en frenadas y curvas, siendo más rápido y reduciendo tiempos.

La información recibida es cualitativa y, puede variar según el tipo de vehículo y el terreno de evaluación.

Anteriormente, estos análisis se realizan sobre la rueda, como en una horquilla, pero no sobre los enlaces entre rueda y la posición de la suspensión en el vehículo. En los coches o vehículos de 4 ruedas, motos y bicicletas (amortiguador trasero), las suspensiones están ubicadas sobre un eje de balancín y quedan desalineadas con las ruedas, así que también se tiene que tener en cuenta, la relación entre las características de amortiguación en la rueda y del montaje del propio amortiguador, haciendo una evaluación del movimiento relativo y las implicaciones a tener en cuenta, de esta relación.

En el proyecto solo se tendrá en cuenta el coeficiente de amortiguación sobre una máquina de ensayos con movimiento lineal centralizado, como el que actúa sobre una horquilla, y no sobre el montaje del propio vehículo, bicicleta o motocicleta, por lo que el hallazgo del parámetro será más simple y se tendrá una aproximación relativa a la realidad de dicha suspensión.

En otros campos de la ingeniería, los resultados en laboratorios o instalaciones cerradas son centrados en un componente con unas condiciones iniciales y estas siempre difieren de la puesta en marcha en práctica abierta. Ejemplos:

- Aerodinámica: Túneles de viento y prueba en circuito.
- Mecánica: Ensayo de una probeta de un material y vida útil durante su aplicación.

En resumen, la aproximación de los datos esperados de la realidad, serán el éxito en los resultados.

Así que ahora, se realizara el análisis conveniente sobre las fuerzas que actúan en la suspensión situada en la máquina de ensayos y poder definir el parámetro que se desea encontrar, el coeficiente de amortiguación.

6.3 SEGUNDO FUNDAMENTO TEORICO DEL PARAMETRO.

El primer fundamento se basa en las ecuaciones sacadas de la obtención de datos del ensayo mediante la gráfica que se forma expresando las correspondientes unidades. A continuación, se explicara estas ecuaciones para poder sacar de la siguiente forma, el coeficiente de amortiguación:

Analizar los parámetros de la suspensión nos referimos a la fuerza (F) y la velocidad (v), y se puede hacer una correlación y se puede decir que:

$$F \propto v$$

Entonces, en el caso práctico de la suspensión, esta fuerza está relacionada con la velocidad pero también con la aparición de un nuevo parámetro, llamado coeficiente de amortiguación (C_D).

$$F = c \times v$$

Este coeficiente varía según la densidad de los fluidos de aceite (ρ) que se relaciona directamente con la temperatura (T°). Será bastante difícil el poder definir este nuevo parámetro para cada punto del recorrido de la suspensión así que se tomara otra medida para definir mejor este parámetro, que viene explicado en el siguiente párrafo.

En el ensayo, la fuerza se medirá mediante una célula de carga y la velocidad con un sensor que mida la velocidad durante la compresión y extensión de la suspensión, a lo largo del recorrido. Ambos se representaran en una gráfica y el área resultante se podría definir como la potencia de densidad de amortiguación.

En términos físicos, se puede definir a partir de la formula, que la potencia es:

$$P(t) = F \times v$$

Siendo:

- Fuerza (F) en unidad de Newton (N).
- Velocidad (v) en unidad de metros por segundo (m/s).

Si derivamos esta expresión respecto el tiempo (t), se queda:

$$\frac{\delta W}{\delta t} = F \times \frac{\delta d}{\delta t}$$

Siendo:

Desplazamiento (d) en unidad de metros (m).

El trabajo (W) es igual a la fuerza (F) por el desplazamiento (d) en función del tiempo que se tarda en realizar un ciclo.

La unidad de la potencia (P) es:

$$P(t) = \frac{J}{s} = \frac{N \times m}{s} = F \times v$$

Si en la expresión de la potencia (P), dividimos la fuerza (F) por la velocidad (v), finalmente nos da las unidades del nuevo parámetro (C_D).

$$C_D = \frac{F}{v} = \frac{N \times s}{m}$$

En definitiva, con la definición del nuevo parámetro (C_D), se podrán comparar distintas suspensiones con sus respectivas gráficas entre la fuerza (F) y la velocidad (v), indicando el área encerrada bajo el grafico el trabajo (W) o energía necesaria utilizada durante un ciclo.

***Nota:** Para el segundo fundamento del coeficiente de amortiguación, se necesitara información de la adquisición de datos reales de una máquina de ensayos así que no se podrá hacer el caso práctico pero se pueden tomar datos de otros ensayos para tener una referencia y así poder validar el apartado de electrónica, en el capítulo 11.

7. CAPÍTULO BANCO DE ENSAYOS

7.1 INTRODUCCION

Este es un lugar donde se puede simplificar los elementos de una máquina e individualizar componentes para poder testar y analizar en una simulación controlada por un pequeño autómatas, las secuencias de funcionamiento del componente y controlar las variables identificadas para la extracción de datos y llegar a una conclusión coherente y práctica sobre el ensayo.

Este banco está compuesto por distintos elementos que se deberán elegir o construir según las necesidades nuestras y que, a continuación, se nombrarán los distintos puntos a tener en cuenta, que son:

- Vista general de la disposición de elementos.
- Elección del motor.
- Tipo de reductor: mecánico o electrónico.
- Elementos de medición de velocidad/posición y fuerza/par.
- Sistema de adquisición de datos.

7.2 DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS.

Las pruebas de ensayo en las suspensiones, tanto de bicicleta como de motocicleta, sirven para verificar los distintos funcionamientos según el diseño interno, comprobando en todo momento, las condiciones de temperatura en las que trabaja según la viscosidad de los fluidos del aceite. Así pues las pruebas se realizarán de todo el conjunto y se relacionará en un solo parámetro.

Las distintas horquillas y amortiguadores tienen varios diseños para disipar la energía en forma de calor. Según cada fabricante, con este parámetro se busca poder compararlo y cuantificar que suspensiones tienen mejor comportamiento de amortiguación para una misma temperatura ambiental.

Las pruebas tendrán un modo de funcionamiento manual o automático. En el modo manual... En el modo automático habrá secuenciaciones a distintas velocidades, que explicaremos en profundidad más adelante.

Otros casos prácticos son, que se puede usar para ensayos de puesta a punto para el correcto funcionamiento de una suspensión antes de ser vendido un nuevo producto (ensayos de calidad) o de una reparación y, en algunos casos, se podrá dar una solución técnica a un amortiguador en concreto para mejorar o alcanzar un objetivo, por ejemplo, para competición.

Para entender mejor las partes de las que está compuesto, este banco de ensayos, vamos a enseñar una imagen del conjunto.

7.3 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DEL BANCO DE ENSAYOS.

Según el modo de funcionamiento de un mecanismo u de otro, se tendrán distintas formas de representación en un gráfico entre la posición y el tiempo de cada ciclo o vuelta completa del mecanismo mecánico.

Para el análisis, tanto de una horquilla como de un amortiguador, se ha optado por mecanismos capaces de crear un movimiento sinusoidal, por lo que, tanto en la extensión como en la compresión de la suspensión tendrá que tener el mismo recorrido o amplitud de recorrido en ambos sentidos.

El estudio teórico - matemático de las variables son iguales según el tipo de mecanismos con movimiento sinusoidal pero solo cambia la forma en la que se transmiten las fuerzas. Las formulaciones para este tipo de mecanismo de posición o frecuencia y amplitud para una velocidad máxima considerada son:

$$X = X_0 \times \sin \times \omega \times t$$

$$A = -\omega^2 \times X_0 \times \sin \times \omega \times t$$

$$V = \omega \times X_0 \times \cos \times \omega \times t$$

Siendo la velocidad de amplitud del gráfico:

$$V_0 = \omega \times X_0 = 2 \times \pi \times f \times X_0$$

Existen dos tipos de mecanismo para crear este movimiento.

1. El mecanismo yugo escoces.

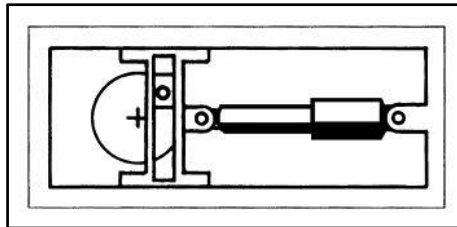


Figura 7.1. Imagen del mecanismo.

Se trata de un movimiento que transforma un movimiento rotatorio en uno rectilíneo a través de la unión a través de un carril o árbol que controla la distancia de desplazamiento y de la suspensión. El árbol está conectado a una guía por donde se desliza rectilíneamente. La onda sinusoidal que forma la suspensión respecto del tiempo es simétrica con cambios de transición menos bruscos entre el movimiento de compresión y extensión.

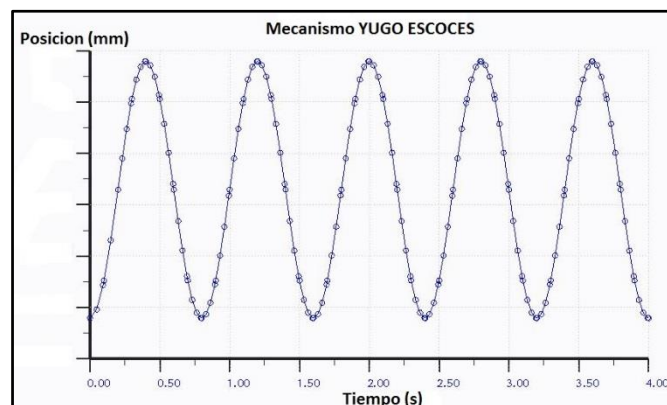


Figura 7.2. Gráfico con picos menos acrecentados.

El mecanismo está compuesto por:

- Una corredera que sirve como guía del eslabón fijado en la excéntrica y como elemento que transforma el movimiento angular en lineal, unido a la pinza de enganche a la suspensión.

Ventajas: Menos piezas móviles y no existe una fuerza lateral.

Inconvenientes: Funcionamiento muy suave con aceleraciones más pequeñas.

2. El mecanismo biela-manivela.

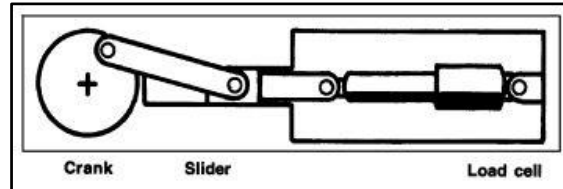


Figura 7.3. Imagen del cambio de mecanismo.

Formadas por una o dos varillas que se unen para transformar de igual manera el movimiento que el yugo escoces pero cambia la onda sinusoidal formada por la suspensión respecto el tiempo, formando un cambio de transición más brusco entre los movimiento de compresión y extensión, y viceversa.

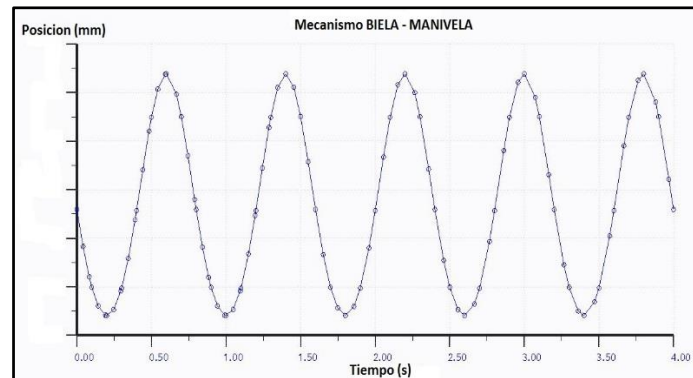


Figura 7.4. Gráfico con picos más acrecentados.

El mecanismo está compuesto por:

- La biela o “*slider*” es el elemento que debe ser capaz de absorber los esfuerzos de torsión durante los ensayos por eso se optara por no dar una longitud larga para evitar crear mucho momento en el extremo.
- La manivela o “*crank*” es el elemento circular con los distintos agujeros para controlar la longitud del movimiento rectilíneo. También hace de volante de inercia pequeño que accionado por el motor, este solo necesita alcanzar a la potencia media (P_m) aunque habrá variaciones de velocidad en la manivela.

Ventajas: Aparición de fuerzas laterales, necesarias para vencer el par resistente

Inconvenientes: Aumentar el volante de inercia, evitar variaciones de velocidad en los extremos críticos.

***Importante:** Al final del amortiguador se coloca el sensor de célula de carga o “*load cell*” para medir las fuerzas de compresión y expansión que sufre la suspensión.

Aplicación práctica al proyecto.

Viendo los dos mecanismos por separado, cuál será el que mejor se adapte a nuestras necesidades? A continuación, se van a contestar las presuntas.

Se quiere un motor lo más pequeño posible así que todo dependerá de la fuerza que se deban ser capaces los dos mecanismos.

Para saber que fuerza se ejerce en ambos mecanismos, según los ensayos de Fukushima, se va a realizar dos ensayos con las mismas características de amortiguación y fuerza estática.

Ensayo Fukushima		Yugo escoces	Biela - Manivela
CD (Kn s/m)	V (m/s)	Fuerza (N)	Fuerza (N)
2,4	0,12	261	291
2	0,20	392	403

Conclusiones de los resultados: Se optimizara el tamaño de motor escogiendo el mecanismo de Biela – Manivela, porque con la misma velocidad angular de motor, se ejerce más fuerza este que el del Yugo escoces por el tipo de mecanismo.

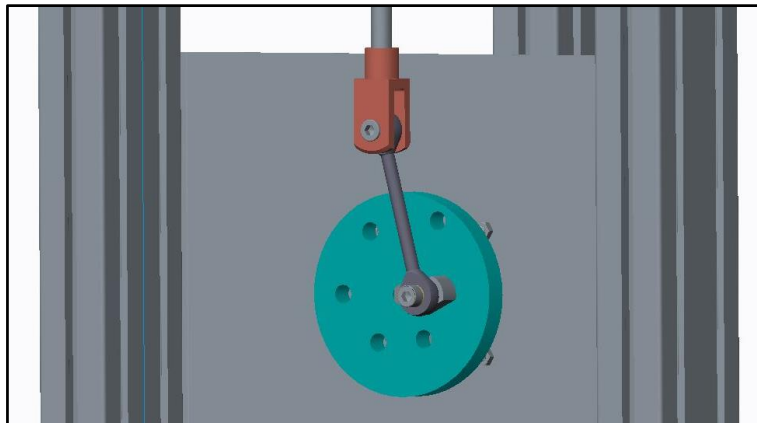


Figura 7.5. Visualización del mecanismo biela – manivela en el banco de ensayos.

***Nota:** En la primera parte del proyecto se había establecido en un principio un mecanismo del tipo yugo escoces pero posteriormente se ha decidido cambiar este tipo de mecanismo porque según los ensayos realizados a través del modelado en 3D y de su inconveniente, se ha visto un incremento mayor de la fuerza lateral o dirección paralela al suelo, por lo que el motor debería vencer un par mayor y con la posterior utilización de un motor de grandes dimensiones.

7.4 ELECCION Y CONTROL DEL MOTOR

Para la elección del motor se han tenido en cuenta diversas características de ellos para elegir el más adecuado, como por ejemplo, el par máximo. Según la fuerza necesaria para que funcione y se ponga el mecanismo en movimiento con la suspensión montada, deberá estar suministrado por un motor AC conectado a una red eléctrica habitual de baja tensión (220~240V) y en el supuesto que sea de alta tensión (380~400V) se acondicionaría la instalación eléctrica del lugar.

Ahora, para un motor AC conectado a una red eléctrica europea, la frecuencia es de 50Hz. Sabiendo que el número de polos que tendrá el motor es de 2 o 4, podremos calcular la velocidad del eje de salida.

$$n = \frac{60 \times f}{p}$$

Siendo:

n = revoluciones por minuto del eje

f = frecuencia

p = número de polos del motor

Entonces según el cálculo:

$$n = \frac{60 \times 50}{2} = 3000 \text{ (rpm)}$$

$$n = \frac{60 \times 50}{4} = 1500 \text{ (rpm)}$$

Este resultado sería las veces que giraría por minuto el eje, por lo que, traducido al mecanismo y a la velocidad que se alcanzaría en las barras de la suspensión, si el recorrido en ella fuera de 100 mm, sería:

$$V = \frac{3000 \times 0.10471976 \times 0.05}{2 \times \pi} = 2.5 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$V = \frac{1500 \times 0.10471976 \times 0.05}{2 \times \pi} = 1.25 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Básicamente, estas dos velocidades serían demasiado elevadas y no tendría sentido para el ensayo, ni aplicación para la vida real.

Por eso, según tabla de ensayo de Fukushima, se puede aproximar cuál será la velocidad lineal óptima mediante un correcto funcionamiento del conjunto durante el ensayo. Estableciendo una velocidad máxima lineal de 0.2 (m/s) en el ensayo.

Así pues, se necesita reducir las revoluciones del eje de salida del motor para adecuarse a la velocidad lineal que se necesita en los ensayos. Para ello se tiene una respuesta y es la utilización de un reductor de velocidad pero, ¿mecánico o electrónico?

La ventaja de elegir un reductor del tipo electrónico es por una obtener un mayor rango de velocidades y control sobre el eje, ya que este tipo de aparato, comúnmente llamado variador de frecuencia, trabaja con la frecuencia (f) de la red eléctrica pero la desventaja es que, el precio es más elevado que uno mecánico.

Una vez elegido el motor con su variador de frecuencia unido al mecanismo para transformar un movimiento giratorio en uno lineal, se necesitan obtener la medición de datos relevantes en el ensayo, que se explicará tendidamente en el siguiente apartado.

Aplicación práctica al proyecto.

Uno de los pasos necesarios para la selección de algunos componente (por ejemplo, el motor) es que mediante la posibilidad de poder utilizar una herramienta tan potente como lo es, el programa *PTC CREO parametric* (anteriormente Pro/ENGINEER) para la realización de una simulación realista del proyecto, definiendo con anterioridad algunos parámetros, para poder ejecutar un ensayo previo de la suspensión.

Así pues, con un análisis de los resultados obtenidos de dicho ensayo virtual, se podría definir la caracterización de los componentes (mecanismo de accionamiento), además de las velocidades necesarias para arrastrar y mover la suspensión en su estado natural de reposo.

Ensayo Fukushima		
Recorrido (mm)	CD (Kn s/m)	V (m/s)
50	2,4	0,12
50	2	0,20

El cambio de selección del mecanismo ayudara a no incrementar en exceso el tamaño del motor, lo que se refiere a la potencia. Además, el montaje será de tipo reborde (sujeto en el aire).

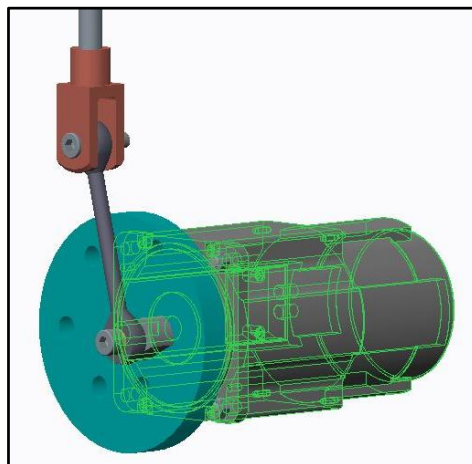


Figura 7 6. Visualización del motor en la máquina de ensayos unido al eje de la excéntrica.

Según las formulaciones, se ha establecido que aproximadamente una vuelta de la excéntrica (velocidad angular) es igual a un ciclo de la suspensión (velocidad lineal). Esto en la práctica, se diferencia según el mecanismo seleccionado porque las fuerzas no se aplican en la misma dirección y, por tanto, influencia en la velocidad.

Con el programa *CREO Parametric 2.0*, se ha aplicado las fuerzas de rozamiento interno sobre el mecanismo y se ha caracterizado una suspensión con un respectivo coeficiente de amortiguación según los ensayos de Fukushima.

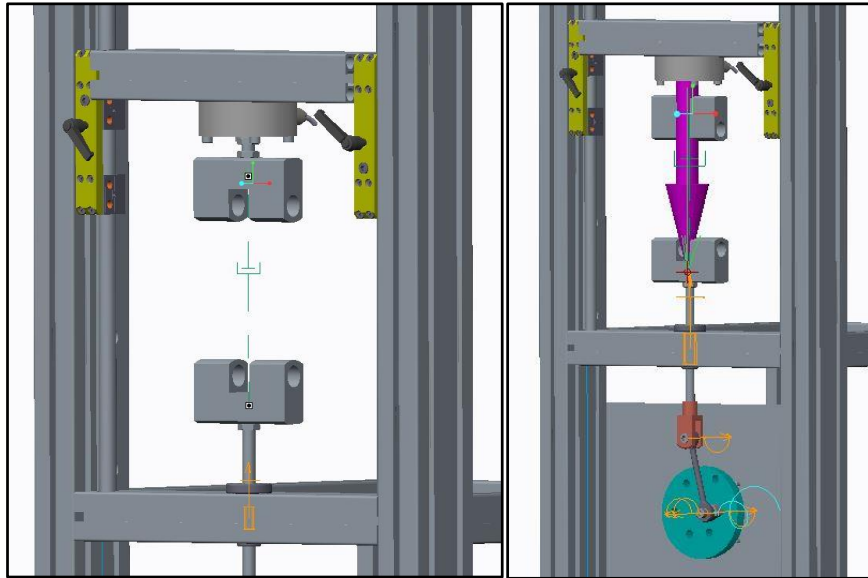


Figura 7.7. Visualización de parámetros en el ensayo: Amortiguador y fuerza rozamiento.

Las suspensiones representan limitaciones a la hora de trabajar así que para aproximarnos a resultados los más próximos a la realidad, (y no basándonos en los ensayos realizados en el programa *CREO Parametric 2.0*, el cual faltan masas e inercias por definir), se van a seleccionar de las tablas de Fukushima donde la fuerza ha sido la más alta.

Ensayo Fukushima				Biela - Manivela
Recorrido (mm)	Fuerza (N)	CD (Kn s/m)	V (m/s)	Fuerza (N)
50	400	2	0,20	403

***Nota:** Las velocidades resultantes no se asemejan con los cálculos de la tabla Excel así que se ha decidido por adaptar de forma manual las revoluciones en el motor para conseguir la velocidad deseada en la suspensión.

Una vez hechos las simulaciones de fuerza sobre el mecanismo de biela-manivela, para calcular el par en el motor necesario para que el mecanismo se mueva (vencer el par resistente) se ha optado por utilizar una formula adecuadas para este mecanismo, según lo aprendido en la asignatura de *Maquinas y mecanismos*.

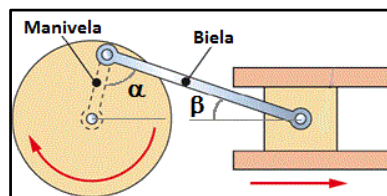


Figura 7.8. Ángulos respecto el eje central del mecanismo.

$$T = F \times r \times \left[\sin \alpha + \cos \alpha \times \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \right]$$

Donde:

F = Fuerza resultante máxima en la suspensión.

r = Radio de la excéntrica.

α = Angulo de la biela.

β = Angulo de la manivela.

Los ángulos α y β del mecanismo donde aparece el máximo par es cuando:

Ángulos	
Alfa (Manivela)	Beta (Biela)
76,50	14,35

Finalmente, según los valores de los ensayos de Fukushima más desfavorables para el motor y el análisis de las fuerzas y ángulos del mecanismo con el programa de *CREO Parametric 2.0*, los valores obtenidos se han podido añadir a una tabla Excel para aplicar la formula anterior y calcular el Par máximo, y el valor es:

$$T_{max} = \boxed{10.40 \text{ N} \times \text{m}}$$

Ahora pues, la elección del motor para el par motor máximo correspondiente a la configuración del mecanismo más desfavorable es según la que nos dé, el fabricante.

Según la página de RS-Online, con el criterio seleccionado según el valor del par máximo y la tensión de alimentación, el fabricante de motores SIEMENS es el seleccionado.



Figura 7.9. Motor del banco de ensayos.

Código del producto: 1LE1001-1AB42-2FA4

El motor de jaula de ardilla de baja tensión con bastidor de aluminio son especialmente aptos gracias al bajo peso, para aplicaciones suspendidas en el aire o en movimiento. Son de alta eficiencia (ahorro de energía) para cumplir las normativas IE2 con autoventilación.

Es un motor de los que más potencia tiene respecto el rango de motores monofásicos del mercado.

Especificaciones del producto:

- Potencia del motor: 2.2 kW
- Voltaje nominal: 230 V
- Frecuencia nominal: 50 Hz
- Rango nominal de velocidad: 1455 rpm
- Numero de polos: 4
- Par nominal: 14 Nm

- Temperatura ambiental: 40 °C
- Peso total del motor: 21 Kg

Además, el motor debe superar la par de carga o fuerza inicial de la suspensión:

$$T_s = F_{DSC,in} \times r_{max}$$

Aplicando los valores:

$$T_s = (10.23 \times 9.81) \times 0,050 = 100.36 \times 0.05 = \boxed{5.02 \text{ N} \times \text{m}}$$

Una vez elegido el motor, este debe ir acompañado de un control de las velocidades de compresión y expansión de las suspensiones durante el ensayo se necesita que el motor no ruede libre (como a las revoluciones a la salida de su eje que anteriormente se ha calculo) y se controlen fijamente con la variación de la frecuencia, por ello, se usara un variador de frecuencia.

En la página de RS Componentes se ha encontrado un producto ideal de la marca, ABB.



Figura 7.10. Variador de frecuencia

Código del producto: ACS150-01E-09A8-2.

Utiliza una programación sencilla, mediante niveles diferentes de visualización de parámetros, a través de la fácil configuración del teclado numérico integrado. Se controla a través de E/S o un potenciómetro central para máxima comodidad y panel de interruptores (opcionales) que se conecta al carril de E/S. Protege la salida del motor y la falta de cableado en la E/S, también informa de un error si la fuente de alimentación se conecta a los terminales del motor. Se incluyen placas revestidas de serie, éstas protegen contra la humedad y las partículas hostiles. De tamaño compacto y pequeño con filtro de EMC integrado. Varias configuraciones de montaje: pared o carril DIN, trasera o lateral y calificación IP20.

Especificaciones del producto:

- Rango de potencia admisible: de 0.37 a 2.2 kW
- Frecuencia de salida: 0 – 500 Hz
- Tiempos de aceleración/desaceleración: 0.1 a 1800 s.

Especificaciones de programación del producto:

- Voltaje de entrada: de 0 a 10 V.
- Precisión: ±1 %
- Resolución: 0.1 %

8. CAPÍTULO

GUÍA TEÓRICA-PRACTICA DE UNA CADENA DE INSTRUMENTACIÓN PARA EL BANCO DE ENSAYOS

PARTE DE INGENIERIA INFORMATICA: ROBOTICA

Se tratan de elementos para realizar una o varias funciones en la adquisición de datos. Es la información obtenida de forma objetiva y empírica de un número a partir de una propiedad de magnitud física de un objeto, como la distancia que recorre el pistón de la suspensión o la temperatura que alcanza el aceite dentro del cilindro por la fricción de los elementos internos.

Los objetivos de la medida pueden tener carácter de vigilancia o de seguimiento de procesos, como la temperatura del aceite (vigilancia) o la posición del pistón (seguimiento del proceso).

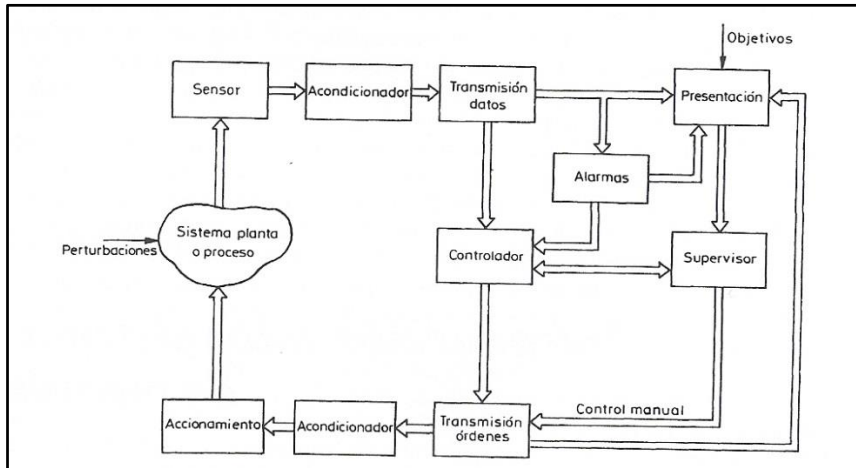


Figura 8.1. Estructura general de un sistema de medida y control

En la figura 5.1, una vez el sistema es perturbado por alguna magnitud física o energética (para este caso) a un sensor o transductor, pasa a través del posible acondicionamiento de la señal a la tarjeta de adquisición que actúa como un transductor de información, finalmente se representan los resultados en la pantalla de un ordenador para que podamos interpretar de forma cuantitativa los valores percibidos por nuestros sentidos, el ojo humano.

8.1 SENSORES, TRANSDUCTORES Y ACCIONAMIENTOS.

Un transductor es cualquier dispositivo que convierte una señal de entrada de una forma física (fluido, radiaciones, fuerza, etc.) en una señal de salida correspondiente pero de otra forma física distinta (energía de deformación en forma mecánica o señal eléctrica en forma electrónica, etc.).

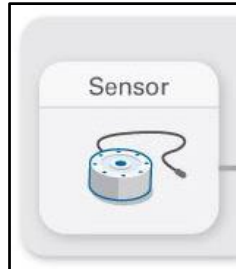


Figura 8.2. Primer componente electrónico de un sistema de medida y control de fenómenos físicos.

En la práctica, las señales de salida en forma de señal eléctrica son de interés general por su mayor precisión además de la gran variedad de aplicaciones.

Las ventajas son:

1. Debido a la estructura electrónica de la materia, cualquier variación de un parámetro no eléctrico de un material viene acompañada por la variación de un parámetro eléctrico.
2. Dado que en el proceso de medida no conviene extraer energía del sistema, lo mejor es amplificar la señal a la salida del transductor. Se obtiene ganancias de potencia de 10^{10} en una sola etapa, a baja frecuencia.
3. Existe una gran variedad de recursos, en forma de circuitos integrados, para acondicionar o modificar las señales eléctricas.
4. También existen numerosos recursos para presentar o registrar información si se hace electrónicamente, pudiendo no solo manejar a nuestro antojo datos numéricos, sino también textos, gráficos y diagramas (NI LabVIEW).
5. La mayor versatilidad de la señal eléctrica frente a las señales mecánicas, hidráulicas o neumáticas, siendo las señales eléctricas más convenientes en determinadas circunstancias como en atmosferas explosivas o radiaciones ionizantes.

Aunque sensor y transductor se emplean a veces como sinónimos, el sensor sugiere un significado más extenso. Un sensor es un dispositivo que, a partir de la energía del medio donde se mide, da una señal de salida transducible que es función de la variable medida, adquiriendo un conocimiento de las cantidades físicas, no pueden ser directamente percibidas por nuestros sentidos.

Tipo de sensores.

Hay muchos sensores para las distintas magnitudes físicas por lo que se pueden clasificar por criterios:

Aporte de energía: Los sensores se pueden dividir en moduladores y generadores.

- Los moduladores o activos, la energía de la señal de salida procede, en su mayor parte, de una fuente de energía auxiliar. La entrada solo controla la salida.
- Los generadores o pasivos la energía de salida es suministrada por la entrada.

Según el ambiente donde se encuentren y la sensibilidad, se designaran los activos o los pasivos.

Señal de salida: Los sensores se clasifican en analógicos y digitales.

- Los analógicos la salida varia su salida, a nivel macroscópico, de forma continua. La información está en la amplitud.
- Los digitales la salida varia en forma de saltos o pasos discretos. No requiere conversión de A/D y la transmisión de su salida es más fácil. Tienen una mayor fiabilidad y exactitud pero solo existen para un grupo escaso de magnitudes físicas con mayor interés.

Modo de funcionamiento: Los sensores pueden ser de deflexión o de comparación.

- Por deflexión la magnitud medida produce algún efecto físico, que engendra un efecto similar, pero opuesto, en alguna parte del instrumento, y está relacionado con alguna variable útil.
- Por comparación, se intenta mantener nula la deflexión mediante la aplicación de un efecto bien conocido, opuesto al generado por la magnitud a medir. Hay un detector del desequilibrio y un medio para restablecerlo.

Las medidas por comparación son más exactas porque el efecto conocido opuesto se puede calibrar con un patrón o magnitud de referencia de calidad. Además el detector de desequilibrio es muy sensible y no necesita estar calibrado pero tiene una menor respuesta dinámica y si bien se puede automatizar, no logra una respuesta tan rápida como en los de deflectores.

Tipo de sensores a utilizar.

Los parámetros básicos a medir en el ensayo son:

- Posición (X)
- Velocidad (v)
- Fuerza (F)
- Presión (P)
- Temperatura (T)

Para ello se necesitarán unos sensores, además del procesamiento de estas señales físicas en eléctricas (transductores) y la posterior visualización gráfica y en forma de datos entre máquina/hombre (software) en una pantalla.

Desde el punto de vista de la ingeniería electrónica, el siguiente cuadro establecerá los sensores a utilizar en el proyecto según las magnitudes a medir relacionado con su parámetro variable.

Sensores	Magnitudes			
	Fuerza	Posición, distancia y desplazamiento	Velocidad	Temperatura
Resistivos	Galgas extensiométricas	-	-	-
Inductivos y electromagnéticos	-	LVDT	-	-
Generadores	-	-	-	Termopares piroeléctricos
Otros	-	-	Variador de frecuencia (formulación)	-

Tabla. Magnitudes que puede medir cada tipo de sensor.

INTRODUCCIÓN TÉCNICA A LOS DISTINTOS SENSORES DEL PROYECTO.

8.1.1 SENSORES RESISTIVOS.

SENSOR DE FUERZA Y PAR.

Un método para medir una fuerza consiste en compararla con otra conocida con exactitud o, en nuestro caso, consiste en medir el efecto de fuerza sobre un elemento elástico, denominado, célula de carga.

En las células de carga «eléctricas», el efecto de una deformación o desplazamiento. Al aplicar un esfuerzo mecánico a un elemento elástico inmóvil, este se deforma hasta que las tensiones generadas por la deformación igualan las debidas al esfuerzo aplicado. El resultado es un cambio en las dimensiones del elemento, que si tiene una forma adecuada puede ser proporcional al esfuerzo mecánico.

Galgas extensométricas.

El Fundamento se basa en el efecto piezorresistivo. Es la variación de la resistencia de un conductor o semiconductor cuando es sometido a un esfuerzo mecánico. Este efecto fue descubierto por Lord Kelvin en 1856. Si se considera un hilo metálico se tiene:

$$R = \rho \times \frac{l}{A}$$

Dónde:

R = Resistencia eléctrica.

ρ = Resistividad del material metálico.

l = Longitud del hilo.

A = Sección del hilo.

Si se le somete a un esfuerzo en dirección longitudinal, cada una de las tres magnitudes que intervienen en el valor R experimenta un cambio y, por lo tanto, R cambia de forma.

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \quad (1)$$

El cambio de longitud que resulta de aplicar una fuerza F a una pieza unidimensional, siempre y cuando no se entre en la zona de fluencia, que viene dado por la ley de Hooke:

$$\sigma = \frac{F}{A \times E} \rightarrow \varepsilon = E \times \frac{\delta}{l}$$

Donde:

σ = Tensión mecánica.

E = Módulo de Young.

ε = Deformación unitaria. Valor adimensional.

δ = Alargamiento o deformación.

Si se considera ahora que la pieza además de la longitud l tenga una dimensión transversal t , resulta que como consecuencia de aplicar un esfuerzo longitudinal no solo cambia l sino que también lo hace t . La relación entre ambos viene dada por la ley de Poisson:

$$\mu = - \frac{dt/t}{dl/l}$$

Donde:

μ = Coeficiente de Poisson.

Su valor oscila entre 0 y 0.5, siendo por ejemplo:

Material	Coefficiente (μ)
Fundición maleable	0,170
Acero	0,303
Aluminio	0,330
Cobre	0,330

Observar que para que se conservara constante el volumen debería ser $\mu = 0,5$.

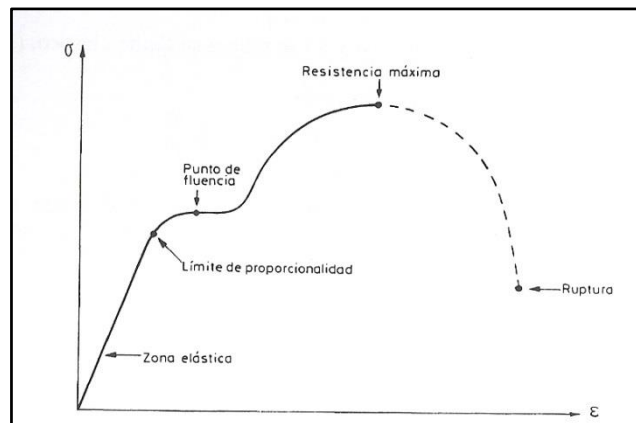


Figura 8.3. Grafica tensión – deformación de cualquier material elástico.

Para un hilo conductor, se supone que es de sección cilíndrica de diámetro D , se tendrá.

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \rightarrow \frac{dA}{A} = 2 \times \frac{dD}{D} = -2 \times \mu \times \frac{dl}{l} \quad (2)$$

La variación que experimenta la resistividad como resultado de un esfuerzo mecánico es lo que se conoce como efecto piezorresistivo. Estos cambios se deben a la variación de la amplitud de las oscilaciones de los nudos de la red cristalina del metal. Si este se tensa, la amplitud aumenta, mientras si ocurre lo contrario el suceso es inverso. Si la amplitud de las oscilaciones de los nudos aumenta, la velocidad de los electrones disminuye, y ρ aumenta; si ocurre lo contrario el suceso es inverso. Para el caso de los metales, resulta que los cambios porcentuales de resistividad y de volumen son proporcionales.

$$\frac{d\rho}{\rho} = C \times \frac{dV}{V}$$

Donde:

C = Constante de Bridgman.

El valor de C es de 1,13 a 1,15 para las aleaciones empleadas comúnmente en galgas, y de 4,4 para el platino.

Si aplicamos (2) en la siguiente formula, el cambio de volumen se puede expresar como:

$$V = \frac{\pi \times D^2 \times l}{4}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dl}{l} + 2 \times \frac{dD}{D} \rightarrow \frac{dV}{V} = \frac{dl}{l} \times (1 - 2 \times \mu)$$

y, por lo tanto, si el material es isótropo y no rebasa su límite elástico, la formula (1) se transforma finalmente en:

$$\frac{dR}{R} = \frac{dl}{l} \times [1 + 2 \times \mu + C \times (1 - 2 \times \mu)] \frac{dR}{R} = K \times \frac{dl}{l}$$

Donde:

K = Factor de sensibilidad de la galga.

Los valores de K es del orden de 2, salvo para el platino ($K = 6$) y el isoelástico ($K = 3,5$)

Así pues, para pequeñas variaciones la resistencia del hilo metálico deformado puede ponerse de la forma:

$$R = R_0 \times (1 + x)$$

Donde:

R_0 = Resistencia en reposo

El valor x es igual a:

$$x = K \times \varepsilon$$

En el caso de un material semiconductor, al someterlo a un esfuerzo predomina el efecto piezorresistivo. Las expresiones de la relación resistencia-deformación son para un caso concreto:

- Para un material tipo p :

$$\frac{dR}{R_0} = 119,5 \times \varepsilon + 4 \times \varepsilon^2$$

- Para un material tipo n :

$$\frac{dR}{R_0} = -110 \times \varepsilon + 10 \times \varepsilon^2$$

Veamos, pues, como es una galga extensométrica.

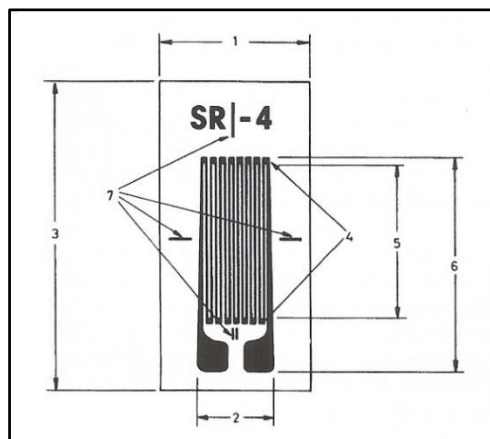


Figura 8.4. Diseño constructivo aumentado de una galga extensométrica.

A partir de aquí se puede explicar cómo es una célula de carga.

Célula de carga

Los materiales empleados en la fabricación de galgas extensométricas son de diversos conductores metálicos, como las aleaciones *constantan*, *advance*, *karma*, *isoelastic*, y también semiconductores como el *silicio* y el *germanio*.

Las aleaciones metálicas mencionadas tienen la ventaja de un bajo coeficiente de temperatura, por la movilidad de los electrones.

Aquí algunas de las características habituales de las galgas metálicas y semiconductoras.

Parametro	Metálicas	Semiconductoras
Margen de medida, $\mu\epsilon$	0,1 a 40000	0,001 a 3000
Factor de sensibilidad	1,8 a 2,35	50 a 200
Resistencia, Ω	120, 350, 600, ... 5000	1000 a 5000
Tolerancia en la resistencia, %	0,1 a 0,2	1 a 2
Tamaño, mm	0,4 a 150. Estandar: 3 a 6	1 a 5

Tabla. Valores de los parámetros de galgas según sus propiedades eléctricas.

Las galgas a utilizar en el proyecto estarán implementadas en un soporte llamado *célula de carga*. Estas tienen la forma siguiente:

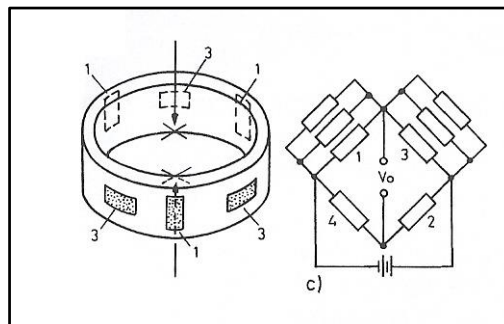


Figura 8.5. Disposición de las galgas en una célula de carga.

La disposición de las galgas extensométricas está dispuestas en un tipo de estructura llamada como: *puente de Wheatstone*, y que se verá a continuación, la parte teórica.

Puente de Wheatstone.

Acondicionadores de señal para sensores resistivos.

Se va a describir como a partir de variaciones de resistencia en respuesta a la magnitud medida, se pueden obtener tensiones en un margen útil para los convertidores A/D o para instrumentos de medida de magnitudes eléctricas. Se expondrá también como compensar interferencias y linealizar la respuesta después del paso por el sensor.

Existen de dos tipos de medida en el puente de Wheatstone.

- Medidas por comparación.

Este método requiere un sistema de retroalimentación, bien eléctrico bien mediante un operario, para realizar el ajuste necesario de la resistencia calibrada hasta que por el galvanómetro, u otro detector de desequilibrio, no circule corriente alguna. En el equilibrio se cumple que:

$$R_3 = R_4 \times \frac{R_2}{R_1}$$

Es decir, los cambios en R_3 son directamente proporcionales a los cambio correspondientes que hay que hacer en R_4 para que el puente este equilibrado en todo instante. Esta condición se alcanza con independencia del valor de la tensión de alimentación del puente y de sus posibles cambios, y tampoco depende del tipo de detector ni de su impedancia. Es más, ni siquiera hace falta que este sea lineal, por cuanto basta que indique bien la condición de equilibrio.

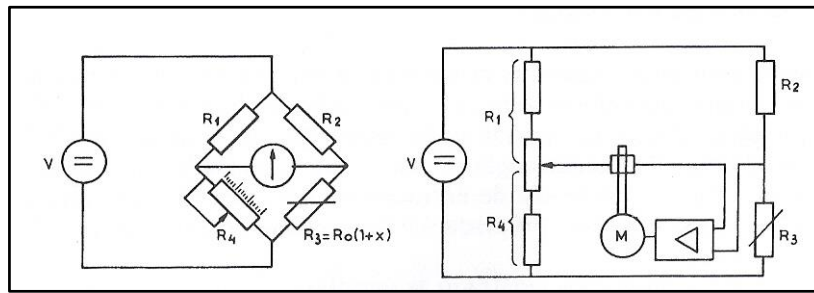


Figura 8.6. Circuito por comparación para ajustar el equilibrio de forma manual o automática.

De la formula anterior también se deduce que el detector y el generador pueden intercambiar sus posiciones en el circuito sin que ello afecte en la medida. Para eliminar la influencia en la medida de la resistencia de contacto en el brazo ajustable, se puede emplear la disposición de la siguiente figura.

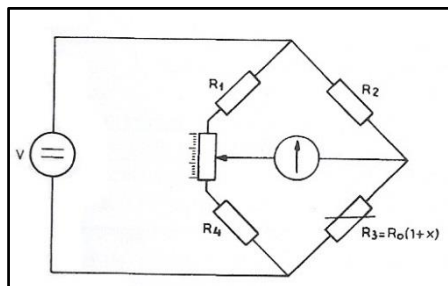


Figura 8.7. Puente de Wheatstone para estabilizar la posición de equilibrio.

Si el sensor está lejos, es inevitable que la presencia de hilos de conexión largos, que añaden resistencias en serie con el sensor. Estas pueden ser de valores altos si se utilizan conductores como "constantan" o manganina, que tiene coeficiente de temperatura bajo en su resistencia eléctrica; si se emplean conductores de cobre, que tienen mejor conductividad, puede haber errores importantes debidos a los cambios de temperatura.

La solución a este problema se obtiene con el método de conexión Siemens o de los tres hilos.

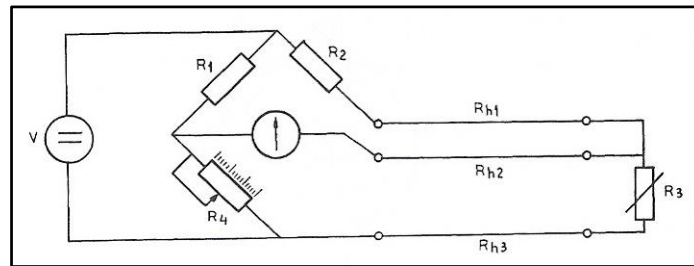


Figura 8.8. Solución para conexiones largas con el circuito de Siemens.

Los cables 1 y 3 deben ser iguales y experimentar las mismas variaciones térmicas. Las características del cable 2 son irrelevantes, pues en el equilibrio no circula corriente alguna por la rama central del puente. En equilibrio se tendrá:

$$R_3 = \frac{R_4 \times (R_2 + R_h)}{R_1} - R_h$$

El error relativo en la medida de R_3 es:

$$\varepsilon = \frac{R_3 - R_4 \times R_2 / R_1}{R_3} = \frac{R_h}{R_3} \times \left(\frac{R_4}{R_1} - 1 \right)$$

Aplicación práctica al proyecto.

Siempre existe una separación entre los datos obtenidos entre el ensayo y la realidad, y este continúa siendo el caso. En el ensayo se van a obviar algunos parámetros comparados en la realidad así que se hará una explicación de estas diferencias.

1. Se entiende que en la vida real, las suspensiones van unidas a una rueda por la parte inferior y durante las irregularidades o baches en el terreno estas ejercen unas fuerzas sobre la suspensión. Estas condiciones no se van a tener en cuenta en el ensayo, la única fuerza vendrá dada por el motor y el mecanismo del Yugo escoces cuando realice un movimiento en la dirección de la célula.
2. También en el mecanismo interno se rige principalmente por una parte hidráulica y una mecánica. Esta parte mecánica hace referencia al muelle que ejerce una fuerza en contra del movimiento natural de amortiguación. Para obtener un movimiento fluido se descarta el muelle y por lo tanto, esta fuerza.

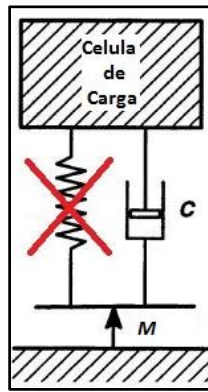


Figura 8.9. Elementos que actúan sobre la célula de carga.

Dónde:

C = coeficiente de amortiguación.

M = Fuerza producido por el mecanismo de la excéntrica del motor.

- Según donde se encuentre el centro de gravedad del conjunto, la masa del vehículo y la persona recae sobre los puntos de apoyo y en estos se encuentra la suspensión, ejerciendo una fuerza por la parte superior pero en el ensayo no se contara nada más que con el peso de la estructura, siendo este nulo según la tercera ley de Newton.

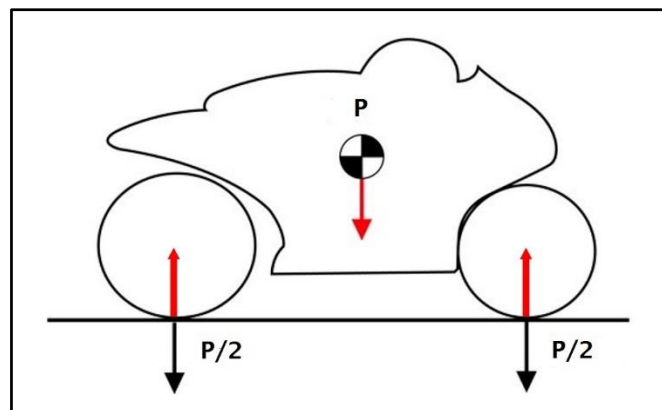


Figura 8.10. Acción, reacción.

Todas estas fuerzas resultantes hacen una ecuación para saber la fuerza total que se espera en la célula de carga y elegir aproximadamente el mejor sensor que soporte estas magnitudes.

$$F = m \times a(t) = (m \times a)_{rueda} + (K \times x)_{muelle} + (C \times V)_{hidraulico} + F_{estatica} + F_{friccion}$$

Donde:

$$(m \times a)_{rueda} + (K \times x)_{muelle} = 0$$

Entonces, finalmente la ecuación quedaría:

$$F = m \times a(t) = (C \times V^2)_{hidraulico} + F_{estatica} + F_{friccion}$$

Se sustituyen los valores y:

$$F = m \times a(t) = 1 \left(\frac{kN \times s}{m} \right) \times 0.6^2 \left(\frac{m}{s} \right) + 10.01 (Kg) + 0.216 (Kg)$$

$$F = m \times a (t) = 360 (N) + 10.23 (Kg) = \frac{360}{9.81} (Kg) + 10.23 (Kg)$$

$$F = m \times a (t) = 36.70 (Kg) + 10.23 (Kg) = \boxed{47(Kg)}$$

Por lo tanto, la célula de carga debe soportar magnitudes de alrededor de 50 (Kg) de fuerza.

En el ensayo de Fukushima se soportan magnitudes máximas de 600 (N) o de 60 (Kg).

Ahora se puede seleccionar la célula de carga adecuada para la aplicación del proyecto.

En la página web de RS se ha encontrado el siguiente producto que se ajusta a las necesidades del proyecto.



Figura 8.11. Célula de carga de la marca Honeywell.

El modelo 41 es una célula de carga de precisión con perfil bajo. Las bandas extensométricas pueden medir cargas de 2.3 Kg hasta los 227000 Kg. Soporta cargas de tensión/compresión y está diseñado con un orificio central roscado que funciona desde el centro de la célula. Utiliza dos diafragmas estabilizantes, que están soldadas al miembro de detección para reducir, fuera del centro, los efectos de carga laterales. Tiene una construcción soldada y sellada herméticamente para una mayor durabilidad.

Según el Rango de Códigos del manual del producto, el modelo CN tiene una carga máxima de 250 lb o de 113 Kg con un margen más que aceptable de 63 Kg respecto el valor máximo durante el análisis teórico práctico de las fuerzas.

8.1.2 SENSORES DE TEMPERATURA.

TERMOPAR PIROELÉCTRICOS.

Existe el efecto piroeléctrico que se basa en la aparición de cargas superficiales en una dirección determinada cuando el material experimenta un cambio de temperatura. Estas cargas son debidas al cambio de su polarización espontanea al variar la temperatura.

De forma matemática, si el cambio de temperatura, ΔT , es uniforme en todo el material, el efecto piroeléctrico se describe mediante el coeficiente piroeléctrico, \bar{p} , que es un vector, de la forma:

$$\Delta \bar{P} = \bar{p} \times \Delta T$$

Donde:

\bar{P} = Polarización espontanea.

Este efecto se aplica sobre todo a la detección de radiación térmica a temperatura ambiente, como la radiación que se va a desprender de las condiciones de trabajo a las que funcione la horquilla o el amortiguador.

Están compuestos por dos electrodos metálicos en dirección perpendicular a la polarización, formándose un condensador que actúa como sensor térmico. Cuando el detector absorbe la radiación cambia su temperatura y con ella su polarización, produciéndose una carga superficial en las placas del condensador.

Si el área donde incide la radiación es A y el grosor del detector, b , es suficientemente pequeño para poder suponer que los gradientes de temperatura en él son despreciables, la carga inducida será:

$$\Delta Q = A \times \Delta \bar{P} = pA \times \Delta T$$

Donde:

ΔT = Incremento de temperatura experimentado por el detector.

La tensión obtenida será:

$$V_0 = \frac{\Delta Q}{C} = \Delta Q \times \frac{b}{\epsilon \times A} = \frac{p \times b}{\epsilon} \times \Delta T$$

Cuando la radiación incidente es pulsante y tiene una potencia P_i , la tensión obtenida en el condensador es:

$$V_0 = R_v \times P_i$$

Donde:

R_v = Responsividad o sensibilidad en tensión.

Viene dada por:

$$R_v = \frac{\alpha \times p}{C_E \times \epsilon \times A} \times \frac{\tau}{(1 + \omega^2 \times \tau^2)^{1/2}} \text{ en } \left(\frac{V}{W} \right)$$

Donde:

α = Fracción de la potencia incidente que se convierte en calor

p = Coeficiente piroeléctrico del material

C_E = Calor específico volumétrico

ε = Constante dieléctrica

τ = Constante de tiempo térmica

ω = Pulsación de radiación incidente

La dependencia frecuencial de R_v es de tipo bajo. Para sensores comerciales decrece a partir de frecuencias del orden de 0,1 Hz.

La corriente de cortocircuito es:

$$i_c = R_i \times P_i$$

Donde:

R_i = Responsividad en corriente

Que viene dada por:

$$R_i = \frac{\alpha \times p}{C_E \times b} \times \frac{\omega \times \tau}{(1 + \omega^2 \times \tau^2)^{1/2}} \text{ en } \left(\frac{A}{W} \right)$$

R_i es plana para radiación de frecuencia mayor que la determinada por la constante térmica del material.

Como todos los detectores de radiación, los piroeléctricos son también sensibles al ruido térmico. La potencia equivalente de entrada para la que la respuesta, en un ancho de banda de 1 Hz, es igual a la debida a las fluctuaciones térmicas del detector, denominada potencia equivalente de ruido (NEP). Un detector ideal de área $A \text{ cm}^2$, a temperatura ambiente del orden de $5,5 \times 10^{-11} \text{ en } \left(\frac{\sqrt{A \times W}}{\sqrt{\text{Hz}}} \right)$.

Materiales piroeléctricos.

Hay dos grupos de materiales piroeléctricos: los lineales y los ferroeléctricos.

En los primeros, la polarización no se puede cambiar a base de invertir el sentido del campo eléctrico. Están en este grupo, entre otros, la turmalina, el sulfato de litio, sulfuros de cadmio y selenio. Entre los ferroeléctricos están el tantalato de litio, el niobato de estroncio y bario, el titanato-circonato de plomo y el sulfato de triglicina (TGS). Aparte están los polímeros como el polivinilideno (PVF₂ o PVDF).

Las propiedades piroeléctricas desaparecen también cuando se alcanza la temperatura de Curie. En las cerámicas ferroeléctricas, la polarización se induce durante la fabricación.

El material piroeléctrico ideal debería tener simultáneamente alto coeficiente piroeléctrico, bajo calor específico volumétrico y baja permitividad.

Material	Coeficiente piroeléctrico nC/cm ² K	Permitividad relativa	Calor específico J/cm ³ K
Sulfato de triglicina TGS	40	35	2,50
Tantalato de litio	19	46	3,19
Niobato de estroncio y bario SBN	60	400	2,34
PVDF	3	11	2,40

Tabla. (pág. 301) Propiedades según el material piroeléctrico utilizado.

Radiación: Leyes de Planck, Wien y Stefan-Boltzmann.

Una parte interesante de los sensores piroeléctricos radica en que la temperatura que alcanzan puede ser el resultado de la absorción de la energía emitida por un cuerpo cuya temperatura superficial, u otras características, sean objeto de estudio.

Todo cuerpo a una temperatura distinta a 0 K radia energía electromagnética en cantidad dependiente de su temperatura y sus propiedades físicas. A partir de 500 °C, la radiación emitida es visible, pero no es en nuestro caso. Por debajo, predomina la infrarroja, de modo que solo se percibe energía calorífica. En la asignatura de ingeniería térmica, se pudieron estudiar estas leyes de la emisión de energía radiante por parte de un cuerpo, así que primero conviene considerar primero su absorción. De la energía que recibe un cuerpo, parte es reflejada, parte se difunde en todas las direcciones, parte se absorbe y parte de transmite (atraviesa el cuerpo).

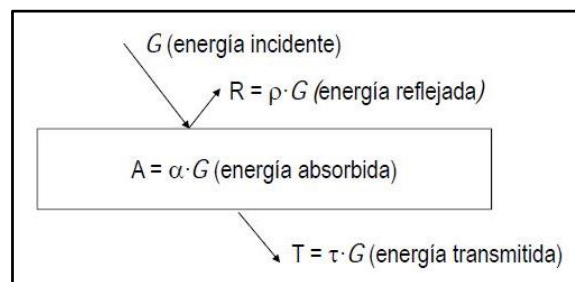


Figura 8.12. Diagrama de energías radiantes sobre un cuerpo

Se denomina cuerpo negro a un ente teórico que absorbe toda la energía incidente. Como por ejemplo, una cavidad cerrada y termostataada, con paredes ennegrecidas y que disponga de una pequeña abertura.

A cualquier temperatura, todo cuerpo emite radiación y absorbe la procedente de los cuerpos que le rodean. Si no están a la misma temperatura, los más calientes se enfrían y los más fríos se calientan, estableciéndose un equilibrio térmico. Alcanzado este equilibrio, todos los cuerpos emiten tanta radiación como absorben. Por tanto, los cuerpos que más emiten son los que más absorben y, en consecuencia, el cuerpo negro es también el mejor emisor.

La relación entre la energía que emite un cuerpo por unidad de superficie y por unidad de tiempo, y la que emitiría un cuerpo negro en las mismas condiciones, se denomina emisividad ε . Para el cuerpo negro la $\varepsilon = 1$. La emisividad varía con la longitud de onda, la temperatura, el estado físico y la constitución química (materiales) de la superficie.

La energía W_λ emitida por el cuerpo negro por unidad de superficie, por unidad de tiempo y por unidad de longitud de onda, a una longitud de onda λ y una temperatura T determinadas, viene dada por la ley de Planck:

$$W_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5 \times \left(e^{\left(\frac{c_2}{\lambda T} \right)} - 1 \right)} \text{ en } \left(\frac{W}{\text{cm}^2 \times \mu\text{m}} \right)$$

Donde:

$$c_1 = \text{Primera constante de radiación} = 2 \times \pi \times c^2 \times h = 3,74 \times 10^4 \text{ en } \left(\frac{W \times \mu\text{m}^4}{\text{cm}^2} \right)$$

$$c_2 = \text{Segunda constante de radiación} = \frac{h \times c}{k} = 1,439 \times 10^4 \text{ en } (\mu\text{m} \times K)$$

$$k = \text{Constante de Boltzmann} = 1,372 \times 10^{-22} \text{ en } \left(\frac{W \times s}{K} \right)$$

$c = \text{Velocidad de la luz} \approx 3 \times 10^8 \text{ en } \left(\frac{m}{s}\right)$

$h = \text{Constante de Planck} = 0,655 \times 10^{-33} \text{ en } (W \times s^2)$

En la siguiente figura está representada la ecuación de la energía emitida W_λ por un cuerpo para distintos valores de T en Kelvin.

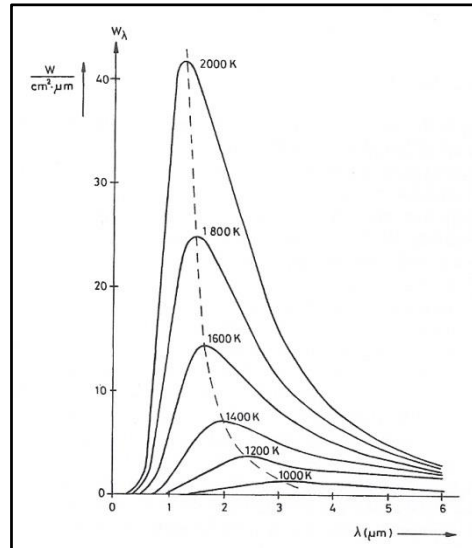


Figura 8.13. Flujo energía por unidad de área emitido por un cuerpo negro según temperaturas y longitud de onda (ley de Planck). Línea a trazos son los máximos (ley de Wien)

Para un cuerpo real, donde la emisividad depende de la longitud de onda, se tendrá:

$$W_{\lambda,r} = \varepsilon_{\lambda,T} \times W_\lambda \quad (3)$$

La expresión de la ley del desplazamiento de Wien (se obtuvo antes de la ley de Planck) es el siguiente.

$$\lambda_M = \frac{2896}{T} \text{ en } (\mu m)$$

Dónde:

$\lambda_M =$ Máxima emisión para el cuerpo negro

Indica que el máximo se produce a una longitud de onda tanto menor cuanto más elevada sea la temperatura.

El flujo total de energía (potencia) emitida por el cuerpo negro por unidad de superficie se obtiene integrado (3) para todas las longitudes de onda. En un semiplano (ángulo sólido 2π), el flujo total emitido es:

$$W = \sigma \times T^4$$

Donde:

$\sigma = \text{Constante de Stefan - Boltzmann} = 5,67 \times 10^{-12} \text{ en } \left(\frac{W}{cm^2 \times K^4}\right)$

Aplicación práctica al proyecto.

Las fuerzas de amortiguación en el aceite producen un trabajo por el aumento de las presiones y se libera calor que hace que aumente la temperatura del aceite y por lo tanto, disminuye su viscosidad. Esto influye negativamente sobre el coeficiente de amortiguación y según el diseño existe una reducción de hasta 2% por grado Celsius o 0.02/C.

Como el punto de ebullición del aceite con aditivos es alto y tiene una viscosidad elevada es un buen líquido para generar estas fuerzas de amortiguación y que engrase bien aunque la temperatura se eleve. Contiene plástico como las juntas toricas así que se intuye que nunca sobrepasara de los 100°C para no degradar los componentes internos durante el trabajo y se debe evitar el contacto directo con el fluido, incluso con la suspensión así que la medida se realizara a distancia mediante infrarrojos.

Para ello, se ha escogido el siguiente sensor en la página web de RS:



Figura 8.14. Imagen del sensor a utilizar.

En un sensor de temperatura por infrarrojos (sin contacto) que mide la radiación del cuerpo al que apunte con su objetivo. Para medir la temperatura de forma correcta sería introduciendo un termopar en el interior de la suspensión para medir directamente sobre la temperatura del aceite pero para hacer esto se tendría que perforar e inutilizar el componente, por lo que, la medida más practica sería medirla desde el exterior.

Una vez elegido el sensor infrarrojo, se explican las características técnicas.

Este sensor de altas prestaciones es de bajo coste y alta calidad que es óptimo para medir las temperaturas de objetos inaccesibles o en movimiento, como es en nuestro caso. De fácil instalación al equipo por medio de un agujero roscado para sujetarlo fijamente. El modelo escogido cuenta con dos cables que transmiten la temperatura objetivo como una salida de 4-20mA y ofrece una solución sencilla para la mayoría de aplicaciones.

- Rango de temperaturas de medida: 0 a 250°C
- Precisión de temperatura: $\pm 1^\circ\text{C}$
- Rango de temperaturas ambiente de funcionamiento: 0 a 70°C
- Emisividad (fija): 0.95
- Rosca para montaje: M16 x 1mm
- Conexión eléctrica: 1 cable de longitud hasta DAQ

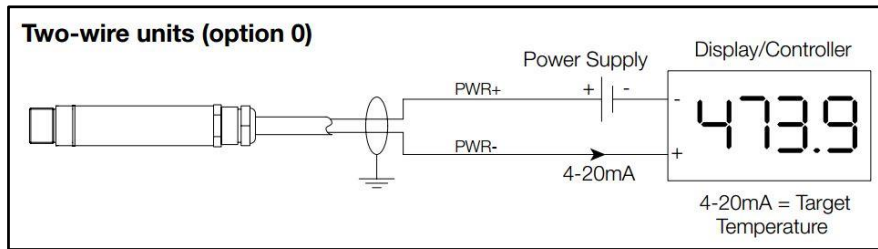
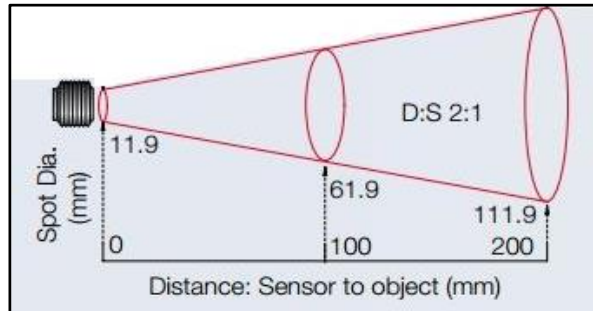


Figura 8.15. Esquema eléctrico del sensor.

Otra característica es la distancia de medida del objeto o el campo de visión.

Figura 8.16. Es 2:1 es un campo ampliado por dos desde la salida de la onda de radiación hasta la vuelta a la lente de salida con lo que esto se traduce a una distancia total de 20 centímetros de alcance.



El modelo que se ajusta a la descripción es el: PC21MT-0.

Un resumen de todo ello se puede ver en el código del modelo:

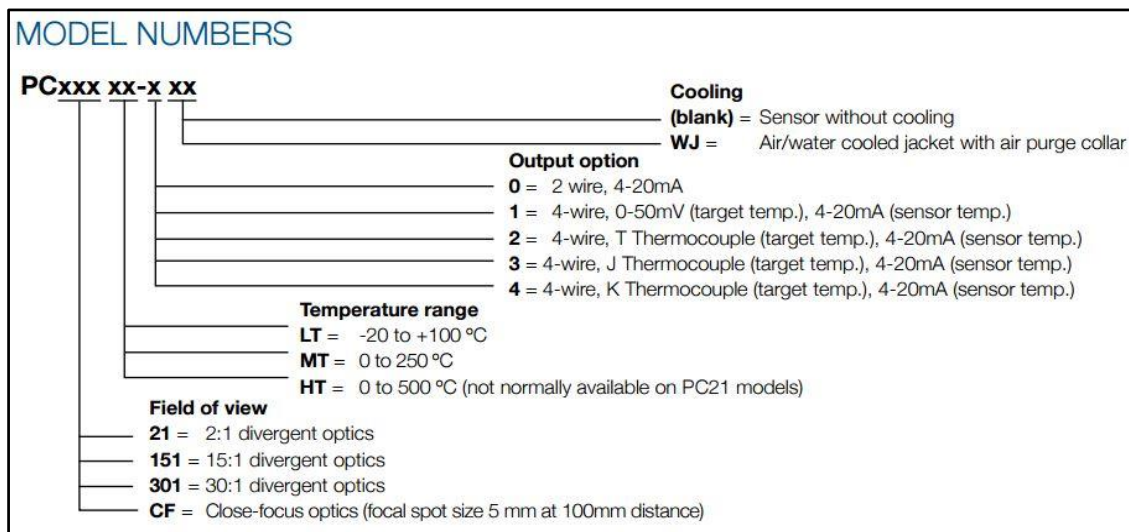


Figura 8.17. Nomenclatura del código del sensor.

8.1.3 SENSORES INDUCTIVOS:

SENSORES DE POSICIÓN, DISTANCIA Y DESPLAZAMIENTO.

Transformador Diferencial de Variación Lineal (LVDT).

Estos transformadores diferenciales de variación lineal según la siguiente figura, se designa normalmente con sus siglas inglesas LVDT. Se basa en la variación de la inductancia mutua entre un primario y cada uno de dos secundarios al desplazarse a lo largo de su interior un núcleo de material ferromagnético, arrastrado por un vástago no ferromagnético, unido a la pieza cuyo movimiento se desea medir.

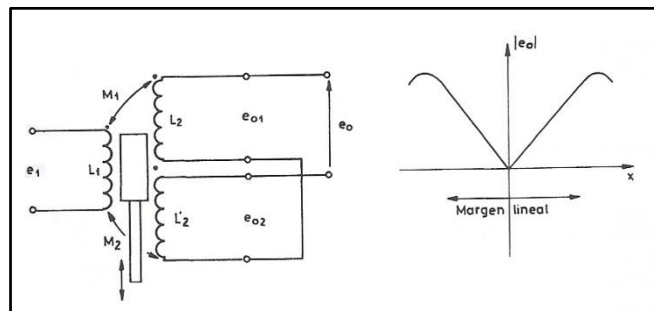


Figura 8.18. Esquema eléctrico del funcionamiento interno del LVDT.

Al alimentar el primario con una tensión alterna, en la posición central las tensiones inducidas en cada secundario son iguales y, al apartarse de dicha posición el núcleo, una de las dos tensiones crece y la otra se reduce en la misma magnitud. Normalmente los dos devanados se conectan en oposición-serie, tal como se muestra, a continuación.

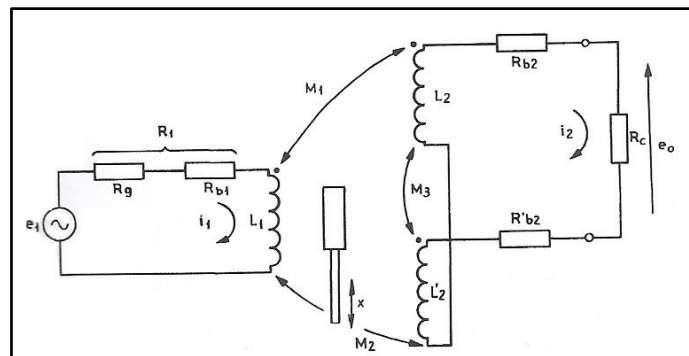


Figura 8.19. Esquema eléctrico del funcionamiento interno del LVDT.

El modelo matemático se deduce del análisis de la siguiente figura. Si la resistencia total en el secundario se designa R_2 .

$$R_2 = R_{b2} + R'_{b2} + R_c$$

Se tiene entonces en el primario:

$$E_1 = I_1 \times (R_1 + sL_1) + I_2 \times (M_1s + M_2s)$$

Y en el secundario:

$$0 = I_1 \times (-sM_1 + sM_2) + I_2 \times (R_2 + sL_2 + sL'_2 - sM_3)$$

A partir de estas dos últimas ecuaciones, se obtiene:

$$I_2 = \frac{-s(M_1 + M_2) \times E_1}{s^2 \times [L_1 \times (L_2 + L'_2 - 2 \times M_3) - (M_2 - M_1)^2] + s \times [R_2 \times L_1 + R_1 \times (L_2 + L'_2 - 2 \times M_3)] + R_1 \times R_2}$$

La tensión de salida es:

$$E_0 = I_2 \times R_c$$

En la posición central, $M_2 = M_1$, y según las dos últimas ecuaciones, $E_0 = 0$, tal como se había anticipado. En las otras posiciones del núcleo, L_1, L_2, L'_2, M_3 y $M_2 - M_1$ varían aproximadamente de la forma siguiente: M_3 presenta variaciones lentas alrededor de x_0 ; $M_2 - M_1$ tiene una variación muy rápida y lineal, alrededor de x_0 ; $L_2 + L'_2$ se mantiene prácticamente constante y L_1 tiene variaciones lentas alrededor de x_0 .

Para analizar cuál es finalmente la relación entre la tensión de salida y la posición del vástago, conviene considerar primero el efecto de la resistencia de carga R_c . Si el secundario está en vacío, la expresión final de la tensión se reduce a:

$$E_0 = \frac{s \times (M_1 - M_2) \times E_1}{R_1 + sL_1} \quad (4)$$

La corriente en el primario viene dada en estas condiciones por:

$$I_1 \approx \frac{E_1}{R_1 + sL_1}$$

De forma que I_1 es prácticamente constante, independientemente de la posición del vástago. Combinando las dos últimas ecuaciones se llega, pues, a:

$$E_0 = (M_2 - M_1) \times sI_1$$

Que indica que E_0 es proporcional a $M_2 - M_1$ y, por tanto, al desplazamiento del vástago, y que está desfasada 90° respecto a la corriente del primario. De la expresión (4) se deduce, además, que E_0/E_1 tiene respuesta de paso alto respecto a la frecuencia de tensión de alimentación. Es decir, la sensibilidad aumenta al hacerlo la frecuencia f_1 de la tensión de alimentación. Cuando $f_1 = R_1/L_1$, la sensibilidad es del 70% de la que se tiene a partir de frecuencias unas diez veces mayores.

Si el secundario no está en vacío, pero se acepta que $L_2 + L'_2 - 2 \times M_3$ es prácticamente constante con la posición del vástago y se designa por $2 \times L_2$, y que $2 \times L_2 \times L_1 \rightarrow (M_2 - M_1)^2$, la expresión de la tensión de salida pasa a ser:

$$E_0 = \frac{s \times (M_1 - M_2) \times R_c \times E_1}{s^2 \times 2 \times L_2 \times L_1 + s \times (R_2 \times L_1 + 2 \times R_1 \times L_2) + R_1 \times R_2}$$

Resulta que la sensibilidad aumenta al hacerlo la resistencia de carga. También aumenta inicialmente al hacerlo f_1 , pero a partir de una determinada frecuencia decrece, como se ve, a continuación:

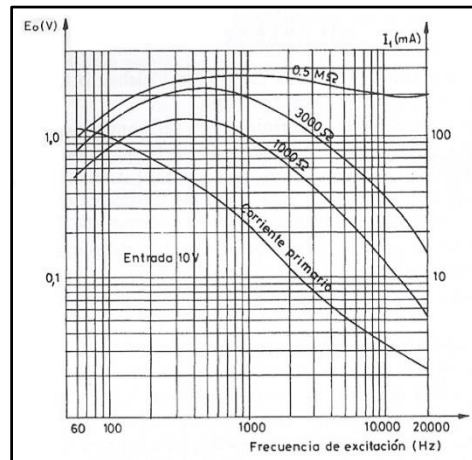


Figura 8.20. Representación de la sensibilidad en el sensor.

De la fórmula anterior, también se deduce que hay un desfase entre la tensión del primario y la de secundario, que depende de f_1 . Este desfase es nulo a la frecuencia:

$$f_n = \frac{1}{2 \times \pi} \times \left(\frac{R_1 \times R_2}{2 \times L_1 \times L_2} \right)^{1/2}$$

que es la misma frecuencia a partir de la cual la sensibilidad decrece. Si se excita el primario con $f_1 = f_n$, la salida es entonces independiente de f_1 , y viene dada por:

$$E_0 = \frac{(M_1 - M_2) \times R_c}{R_2 \times L_1 + 2 \times L_2 \times R_1}$$

Así pues, a una frecuencia dada la tensión de salida es proporcional a la diferencia de acoplamiento mutuo entre el primario y cada uno de los secundarios. Si este es proporcional a la posición del vástago, también lo será la tensión de salida.

Al comportamiento ideal descrito en los párrafos anteriores, cabe señalarle algunas limitaciones. La primera es que en los dispositivos reales, en la posición central la tensión de salida no pasa por cero, sino por un mínimo. Ello se debe a las capacidades parasitarias entre primario y secundarios que apenas cambian con la posición del vástago y la falta de simetría en los bobinados y circuitos magnéticos. Normalmente es inferior al 1% de la tensión a fondo de escala.

Otra limitación es la presencia de armónicos en la salida, sobre todo, el tercer armónico de la alimentación. Esta interferencia se puede eliminar bastante bien a base de filtrar paso bajo a salida.

La temperatura es otra posible causa, pues varía la resistencia eléctrica del primario. Para reducir las interferencias térmicas y la influencia de la corriente del primario y de la frecuencia, se ha propuesto un LVDT autocompensado que utiliza dos pares de secundarios en vez de un solo par.

En la construcción del LVDT, el primario se devana a lo largo del centro del núcleo y los secundarios se disponen simétricos respecto al centro. Los tres devanados se recubren con una sustancia impermeable para que funcionen con una humedad ambiental elevada. El núcleo es una aleación de hierro y níquel, y esta laminado longitudinalmente para reducir las corrientes de Foucault. El vástago no debe ser magnético y puede apantallarse magnéticamente para hacerlo inmune a campos externos.

Los alcances de medida puede ir desde $\pm 100 \mu m$ a $\pm 150 cm$ (o más), las tensiones de excitación aceptadas, de 1 a 24 V_{rms} , con frecuencias de 50 Hz a 20 kHz. Las sensibilidades disponibles van de unos 0,1 V/cm a 40 $mV/\mu m$ por cada voltio de alimentación. La resolución puede ser de hasta 0,1 μm .

La ventajas de un LVDT son múltiples: resolución teórica infinita, rozamiento muy bajo entre núcleo y devanados, que es igual a, vida casi ilimitada y alta fiabilidad, alta repetibilidad, linealidad, sensibilidad, entre otros.

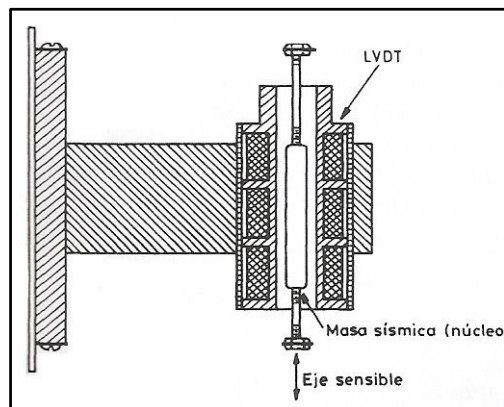


Figura 8.21. Representación de las partes del mecanismo del sensor.

Aplicación práctica al proyecto.

Vistas las especificaciones de los sensores LVDT y las necesidades para el proyecto, un componente de estas características sería el idóneo para aguantar todos los posibles ciclos que se ejecuten durante la vida útil de la máquina.

En la página RS componentes online se puede encontrar un modelo de sensor con una longitud de $\pm 100 cm$ (0 – 200 cm), siendo menos poco frecuentes los de mayor rango de distancia. Su señal de salida es digital.



Figura 8.22. Sensor LVDT de Solartron Metrology.

Tiene una carcasa exterior y un portador de acero inoxidable, tapas de nylon reforzado con fibra de vidrio e inducido NiFi. Gran separación entre el eje y el núcleo (vida casi ilimitada) y una frecuencia de activación a 5 kHz para el máximo rendimiento. Preparado para un entorno industrial.

Rango de Voltaje de Excitación	10 → 30 Vdc
Rango de Tensión de Salida	0 → 10 V, 0 → 5 V, ±10 V, ±5 V
Temperatura de Funcionamiento Mínima	- 40°C
Temperatura de Funcionamiento Máxima	+120°C

Tabla. Otras especificaciones del componente.

Dominios de datos.

Es el nombre de una magnitud mediante el cual se representa o transmite información según la figura 8.23, donde se representa un diagrama con algunos de los posibles dominios, detallando ciertos dominios eléctricos.

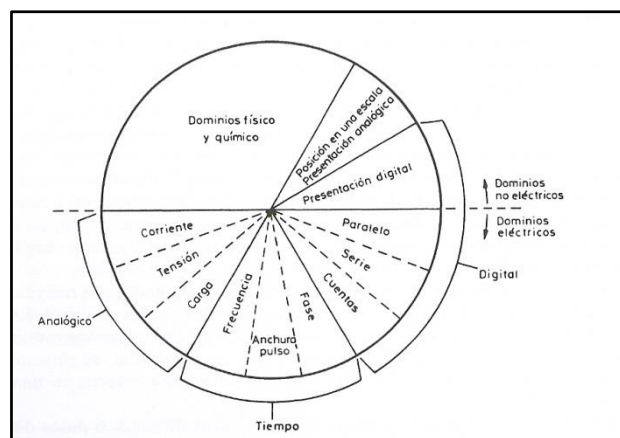


Figura 8.22. Diagrama de los dominios de datos.

En los sistemas de medida, funciones de transducción, acondicionamiento, procesamiento y presentación, no siempre es pueden asociar a elementos físicos distintos. En general, siempre es necesaria una actuación sobre la señal del sensor antes de su utilización final. La interfaz es el conjunto de elementos que modifican las señales, cambiando incluso de dominio de datos pero sin cambiar de naturaleza, es decir, siempre permaneciendo en el dominio eléctrico.

- Dominio analógico: La información está en la amplitud de la señal, bien se trate de carga, corriente, tensión o potencia.
- Dominio temporal: La información no está en las amplitudes de las señales, sino en las relaciones temporales como el periodo, frecuencia, anchura de los pulsos, fase.
- Dominio digital: Las señales tienen dos niveles, la información puede estar en el número de pulsos, o venir representada por palabras serie o paralelo codificadas.

En la figura siguiente, se pueden ver ambos dominios, nombrando las partes de las gráficas.

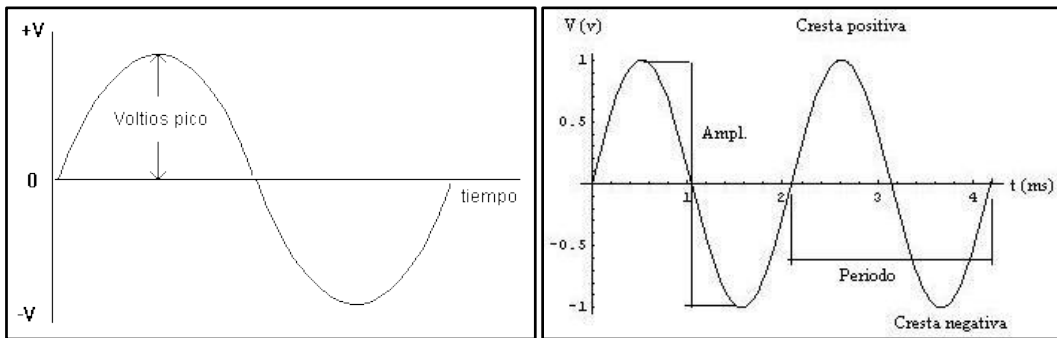


Figura 8.23. Dominio analógico y del tiempo.

A efectos prácticos en el proyecto, en el dominio analógico se tiene una magnitud física; la fuerza proveniente de la célula de carga que se traduce en tensión (V) y en el dominio temporal se tiene el periodo, que es la oscilación de la suspensión en las dos direcciones del recorrido durante su ensayo, a compresión y extensión ocupando un espacio en el tiempo (ms).

Según la estructura de un sistema de medida puede ser directa o indirecta.

- Medida directa: Cuando la información se deduce de forma cuantitativa acerca de un objeto físico o acción mediante comparación directa con una muestra de referencia.
- Medida indirecta: La cantidad de interés se calcula a partir de otras medidas y de la aplicación de una ecuación que describe una ley que relaciona dichas magnitudes. Suelen ser métodos eléctricos.

8.2 DISPOSITIVOS DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

Existen varios tipos de adquisición de datos.

- Las tarjetas DAQ (Data Acquisition) no operan de forma independiente y se necesita de un ordenador para gobernarlas.
- Los "Data Loggers" son sistemas que operan de forma independiente (stand-alone) y el ordenador solo sirve para 'volcar' los datos adquiridos.

Las capacidades comunes que suelen tener los DAQ son:

- Adquisición y generación de señales analógicas.
- Adquisición y generación de señales digitales.
- Contadores y timers.
- Triggers (pre y post-trigger)
- Autocalibración, sensors, etc.

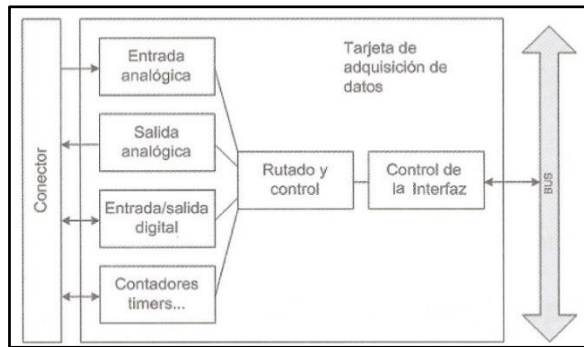


Imagen 8.24. Esquema de bloques típico de una tarjeta DAQ

Adquisición de señales analógicas.

Es un bloque más importante de todos los DAQ. En su estructura habitual de comunicación en serie, los canales de entrada se multiplexan o también se pueden encontrar sin multiplexar, lo cual eleva notablemente sus prestaciones y su precio. El siguiente bloque es un amplificador de ganancia programable que se usa para adecuar el nivel de señal al convertidor (digital) con el fin de aprovechar todo su rango. Los siguientes bloques son un filtro antialiasing un circuito de muestreo y retención (SH) y el convertidor de analógico a digital. En el último bloque, las muestras adquiridas se almacenan en una memoria FIFO dentro de la propia tarjeta DAQ.

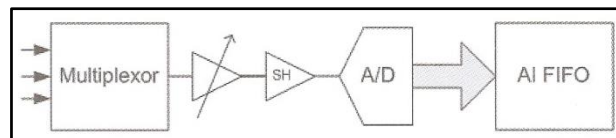


Imagen 8.25. Esquema habitual de un canal analógico.

Configuración de sus terminales.

La adquisición de la señal puede ser referenciada a un punto o no referenciada.

En la medida diferencial (DIFF) se tiene en cuenta la diferencia de tensión entre una línea y otra:

$$V_m = V_{CH0+} - V_{CH0-}$$

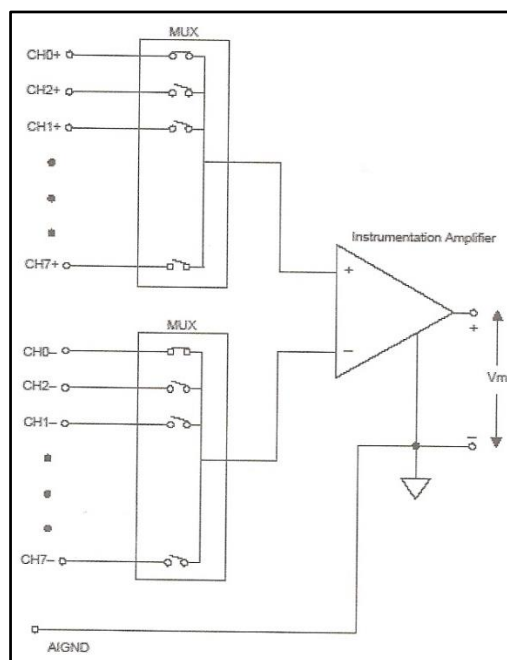


Figura 8.26. Entrada analógica diferencial.

En general, es preferible la medida diferencial a las otras porque presentan menos ruido, mejor rechazo al modo común.

Las medidas con referencia (RSE) si tienen un punto en común entre el exterior y la tarjeta DAQ, llamada AIGND (analog input ground).

Las ventajas de esta medida es que se tendrán más canales pero tendrán la misma referencia. No se recomienda si las tensiones son pequeñas, si hay una gran distancia entre el acondicionador y la tarjeta, los cables no están apantallados o está inmerso en un ambiente ruidoso.

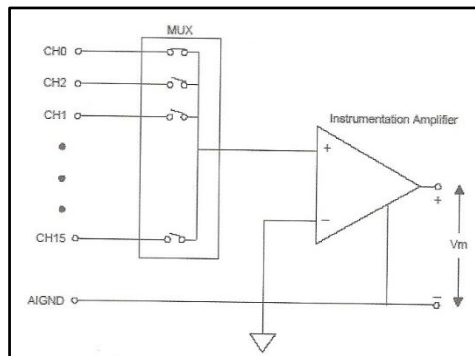


Figura 8.27. Entrada analógica con referencia común.

En las medidas sin referencia (NRSE) a diferencia de los RSE no tiene una referencia en común. Se muestra como la señal exterior está referenciada al terminal AISENSE mientras que la tensión en el interior de la tarjeta DAQ tendrá la referencia AIGND.

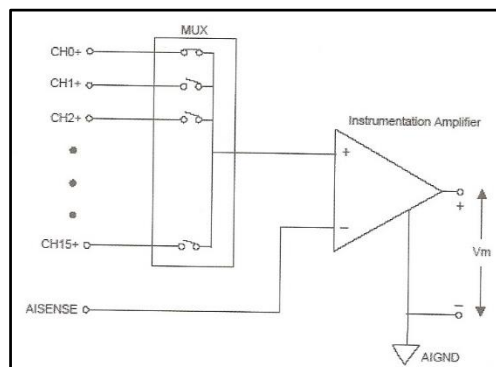


Figura 8.28. Entrada analógica sin referencia común.

8.2.1 ACONDICIONAMIENTO DE LA SEÑAL.

En un sentido amplio, son elementos del sistema de medida que ofrecen, a partir de una señal de salida de un sensor electrónico, una señal adaptada para ser presentada, registrada o que permita un procesamiento posterior mediante un equipo, pero cuales de los mencionados anteriormente son los que realmente lo necesitan?

Un dispositivo de adquisición de datos o DAQ (Data Acquisition), está formada por circuitos electrónicos que ofrecen las funciones de amplificación, filtrado, adaptación de impedancias y modulación o demodulación, para aquellas señales demasiado difíciles de interpretar midiendo directamente con este dispositivo. Así que proporcionan una mejora del rendimiento y la precisión en la medición de los sistemas DAQ.

Las salidas más frecuentes de un sensor son analógicas, por lo que hará falta un convertidor A/D. Estos tienen una entrada de impedancia limitada, que exigen que la señal aplicada sea continua o de frecuencia de variación lenta con una amplitud dentro de unos límites, que suelen estar entre +/- 5 V o +/-10 V.



Figura 8.29. Segundo componente electrónico para interpretar las señales del sensor.

En la siguiente tabla, se proporciona un resumen de acondicionamiento de señal común para diferentes tipos de sensores y mediciones.

Tipos de Sensores	Tipos de acondicionamiento							
	Amplificación	Atenuación	Aislamiento	Filtrado	Excitación	Linearización	CJC	Puente de finalización
Galgas de deformación	X	-	-	X	X	X	-	X
LVDT	X	-	-	X	X	X	-	-

Se marca con una "X" los acondicionamientos necesarios para una lectura más precisa de los sensores elegidos para el proyecto. Muchos dispositivos DAQ incluyen conectividad integrada para sensores específicos para la integración de sensores.

8.2.2 CONVERTOR ANALÓGICO A DIGITAL.

Es un paso clave y se emplea un circuito de muestreo y retención que captura una tensión de entrada y la mantiene estable en el tiempo necesario para que el convertor analógico a digital pueda calcular el valor de su salida.

Un paso es muestrear una señal o "samples" es obtener el valor en ciertos momentos. Estos momentos se considera que son constantes y se denomina frecuencia de muestreo.

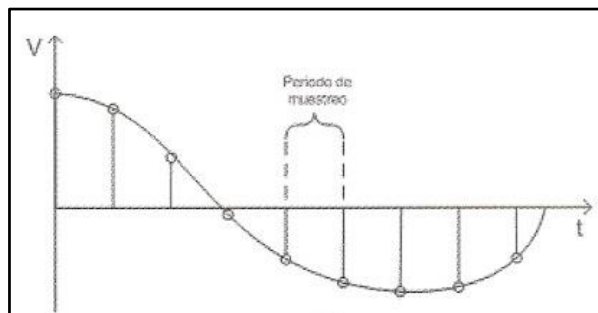


Figura 8.30. Cuantificación de una señal 1.

El otro paso es la codificación del valor muestreado a su representación digital o resolución de la señal. Los niveles de tensión de los dispositivos DAQ suelen tener unos rangos de entre +/- 5 V o +/- 10 V. Para esto se divide todo el rango de tensiones de entrada del convertor en varios niveles y cada uno de ellos

se asocia a un código binario. Cuando más niveles se codifiquen, más bits se necesitan pero se tendrá una mayor fidelidad. Al tener un número de niveles finito se producirá un error que corresponde a la diferencia entre el valor real de la señal analógica y el valor asignado en niveles binarios, y a esto se denomina error de cuantificación. Existen de 12, 16, 18 y 24 bits. La resolución es necesaria para la selección del dispositivo DAQ adecuado para el proyecto.

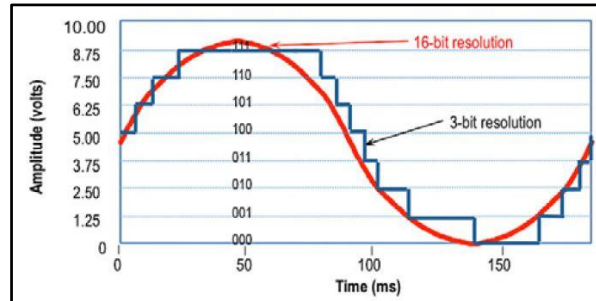


Figura 8.31. Cuantificación de una señal 2

A la hora de elegir un dispositivo DAQ para nuestro proyecto, una de las especificaciones más importantes es la tasa de muestreo, que es la velocidad a la que se convierten las señales analógicas en digitales o llamado también ADC (Analog to Digital Converter), en la toma de muestras de la señal. La frecuencia de muestreo típico son de hasta 2 MS/s, que depende de la frecuencia máxima de la señal que se esté tratando de medir o generar.

Existe el teorema de Nyquist que establece que se puede reconstruir con precisión, una señal de muestreo de dos veces superior a la frecuencia más alta. Sin embargo, en la práctica se debe probar al menos, a diez veces superior la frecuencia máxima para representar la forma de la señal en el gráfico. La elección del dispositivo DAQ debe ser de al menos 10 veces la frecuencia de la señal analógica para garantizar que se está midiendo o generando una representación exacta de la señal.

Ejemplo:

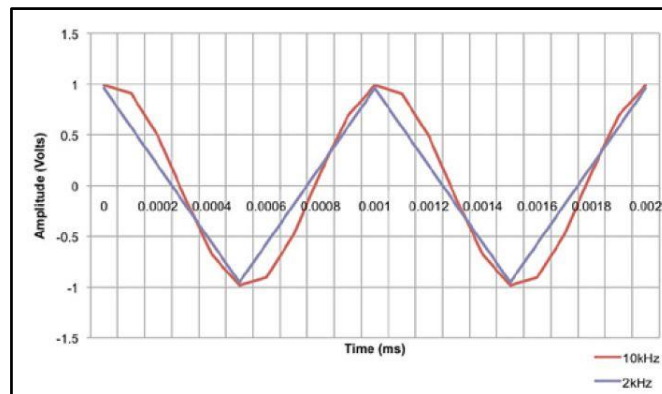


Figura 8.32. Representación de las ondas de frecuencias con el muestreo adquirido.

Por ejemplo, una aplicación de este teorema es en una onda sinusoidal de 1kHz, medido o probado en una comparación a 2 kHz y 10 kHz, siendo la línea roja más precisa en su representación gráfica. Una vez conocido la frecuencia máxima, se puede elegir el dispositivo DAQ de muestreo apropiado para la aplicación del proyecto.

Aplicación práctica al proyecto.

El DAQ a elegir será según el tipo de aplicación de la máquina de ensayos. Como ya se había comentado al inicio del proyecto, el uso es exclusivamente industrial y académico, siendo este último el menos importante para la selección, pero también por su coste.

La máquina se utilizara en una pequeña empresa y consta de pocos sensores, por lo que no tendrá un gran uso o desgaste así que las prestaciones no son importantes, casi con cualquier DAQ nos bastaría.

Existe un DAQ para uso académico y se usa para pequeñas aplicaciones, como el **myRIO** de *National Instruments*.



Figura 8.33. Dispositivo DAQ a utilizar.

El **NI myRIO** es un dispositivo hardware embebido para principiantes en el mundo de la industria y con él, se pueden diseñar aplicaciones de ingeniería complejas y reales, de una forma rápida y económica.

Características del dispositivo.

Contiene la última tecnología Zynq de Xilinx (primera empresa norteamericana en inventar este tipo de dispositivos lógicos programables o FPGA) que ofrece un procesador ARM Cortex-A9 de doble núcleo que ejecuta un software en tiempo real. La programación FPGA se hará a través del software integrado de LabVIEW.

Además de un acelerómetro interno tiene E/S personalizadas como: LED's programables, E/S de audio, E/S analógica y digital, y un puerto USB para conectar con otros dispositivos, como un equipo PC y hacer un proyecto.

En un dispositivo portátil y accesible, que cuenta con conexión inalámbrica para transferir datos. Se puede expandir para crear proyectos más sofisticados en menos tiempo, la usar distintos sensores y actuadores, tanto nuevos como existentes.

Así que, es ideal para el control de procesos de la máquina de ensayos con los sensores preseleccionados, aunque para ello se necesita acondicionar la señal de los sensores para una buena lectura.

8.3 COMUNICACIÓN ENTRE DISPOSITIVO DAQ Y EL PC: BUS.

El BUS (Universal Series Bus) es un canal de comunicación entre una conexión lógica en un sistema digital.

Cuando se tienen varios dispositivos DAQ tienes que elegir entre una amplia variedad de BUSES y esto puede resultar difícil a simple vista pero se trata de seleccionar el más adecuado para nuestro proyecto. Cada BUS tiene diferentes ventajas y esta optimizado para el rendimiento, la latencia, la portabilidad o la distancia desde el dispositivo al PC.

Todos los BUSES de PC tienen un límite de transferencia de datos en un determinado periodo de tiempo, esto se conoce como ancho de banda del BUS y se especifica en las unidades de megabytes por segundo (MB/s).

Al tomar mediciones en forma de onda, tiene una tasa de muestro y una resolución en la que se necesita ser alcanzado en base a lo rápido que cambie su señal. Se puede hacer un pequeño cálculo para saber el ancho de banda mínimo requerido con esta fórmula:

$$\text{Ancho de banda mínimo} \left(\frac{MB}{s} \right) = \text{Byte dispositivo} \left(\frac{B}{S} \right) \times \text{Velocidad del muestreo} \left(\frac{MS}{s} \right) \times N^{\circ} \text{ Canales}$$

El ancho de banda tiene que soportar las velocidades en la que se están adquiriendo los datos, y es importante saber que el ancho de banda real será menor que los límites teóricos del BUS.

La latencia en un BUS es la capacidad de respuesta de la E/S. Es el tiempo de retardo entre el momento de llamada de una función de software y el valor real del hardware en la E/S. El retraso en tiempo varía desde un microsegundo a unos pocos milisegundos.

Cuando se tiene muchos sistemas de medición esto genera una compleja sincronización

La portabilidad ha ofrecido nuevas formas de innovar con la DAQ basado en PC. Es también un factor importante que podría ser otra razón para elegir entre un BUS u otro.

La distancia es, para el caso, del lugar donde se tienen las mediciones hasta donde llegan al equipo y esto puede afectar drásticamente según la aplicación. Entonces se necesita lograr la mejor integridad entre señal y precisión de datos, colocando el hardware lo más cercano posible al lugar de las mediciones. Cuando mayor sea la distancia y el cableado, mayores serán las señales ruidosas. Por eso esto, una solución rápida sería utilizar una señal sin cableados (Wireless) para mover el ordenador lo más cerca posible de la fuente de la señal.

En resumen, el Wireless no se utilizara en nuestro caso, para el proyecto.

Después de introducción a todo lo que se pueda necesitar saber de un BUS, aquí viene todo en una tabla resumida.

Bus	Waveform ¹ Streaming	Single-Point I/O	Multidevice	Portability	Distributed Measurements	Example
PCI	132 MB/s (shared)	Best	Better	Good	Good	M Series
PCI Express	250 MB/s (per lane)	Best	Better	Good	Good	X Series
PXI	132 MB/s (shared)	Best	Best	Better	Better	M Series
PXI Express	250 MB/s (per lane)	Best	Best	Better	Better	X Series
USB	60 MB/s	Better	Good	Best	Better	NI CompactDAQ
Ethernet	125 MB/s (shared)	Good	Good	Best	Best	NI CompactDAQ
Wireless	6.75 MB/s (per 802.11g channel)	Good	Good	Best	Best	Wi-Fi DAQ

¹Maximum theoretical data streaming rates are based on the following bus specifications: PCI, PCI Express 1.0, PXI, PXI Express 1.0, USB 2.0, Gigabit Ethernet, and Wi-Fi 802.11g

Figura 8.34. Características de los distintos tipos de BUSES del mercado actual.

De los distintos BUSES que existen cual es el factor por el que se elegirá uno y no otro?

Según el requerimiento de DAQ, aquí se tiene otra tabla:

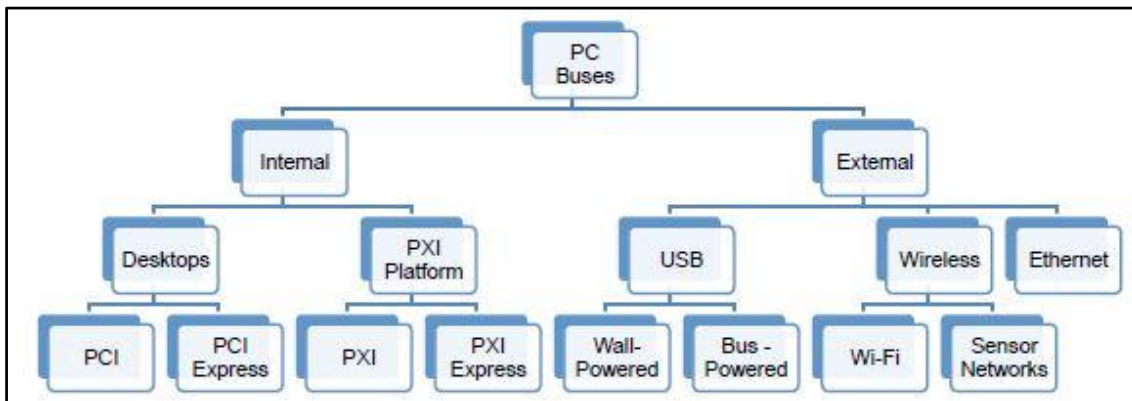


Figura 8.35. Utilización de los BUSES adecuados según la localización de la DAQ.

Observando las últimas figuras, se pueden descartar varios tipos de BUS según se encuentre el DAQ.

El DAQ del proyecto es un **MyRIO** con lo que este es externo y para los sensores se utilizara cable, por lo que se quedan dos; El cable por USB o Ethernet.

Finalmente, por las del cable Ethernet son ideales para cuando las conexiones entre el sistema DAQ y el PC se encuentran a largas distancia pero como en el proyecto, nuestro DAQ se encuentra a escasos metros, sin duda, el BUS que mejor se adapta al proyecto es el de USB.

El BUS por USB no es de los más rápidos en transmisión de datos pero si fácil de usar y barato. También no es necesario apagar el equipo PC para poder añadir o quitar alguno de los sensores; Estos cuentan con detección automática de dispositivos por lo que no hará falta instalar manualmente los controladores de software de los sensores.

Procesamiento

Al procesar la señal analógica y convertirla en digital, estas deben ser procesadas y/o almacenada por ordenadores u otros equipos.

Esto es posible a las tarjetas internas DAQ. Tienen una memoria de tipo FIFO (First Input First Output) en la que se almacenan las muestras adquiridas. Por su parte, el ordenador tendrá reservado un espacio de memoria para transferir los datos de la tarjeta al PC, llamada Buffer.

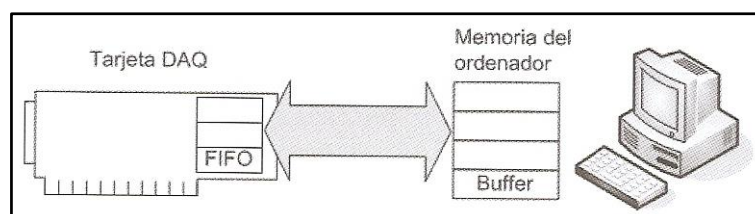


Figura 8.36. Flujo de comunicación entre un ordenador y una tarjeta DAQ.

En la transferencia de datos entre la tarjeta y el ordenador habrá mayor o menor flujo de información en función de la aplicación. Tanto las memorias FIFO como los buffers tienen un tamaño limitado, por lo que deben evitar los errores de saturación. Con el almacenamiento de todas las muestras en memoria

una única vez y repetir el patrón almacenado varias veces, disminuye la transferencia de datos y ha este método se le llama regeneración.

*Nota: Para un dispositivo de adquisición de datos como el MyRIO, puede no ser necesario la utilización de estas memorias para el procesamiento de datos. Más adelante se especifica las ventajas.

8.4 ELECCIÓN DEL ORDENADOR.

El equipo utilizado es el elemento clave para la programación del software y visualización de resultados necesario para que la persona encargada pueda interpretar bien los resultados y que se extraiga una conclusión sobre dicho ensayo.

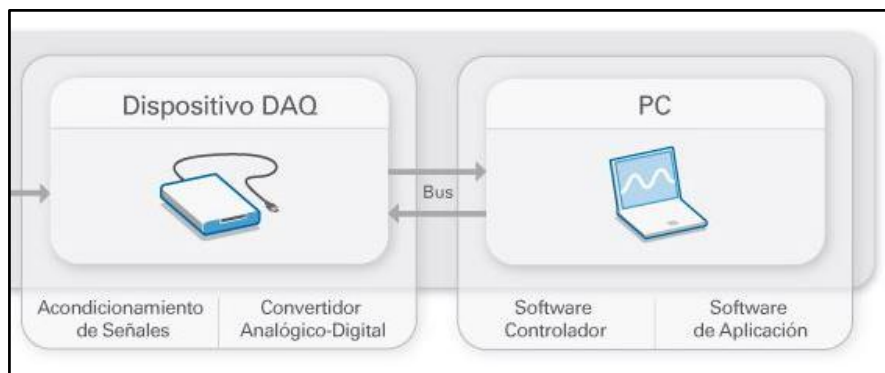


Figura 8.37. Tercer y último componente para la visualización de las magnitudes del sensor.

Para empezar, los equipos tienen tres componentes del hardware que hacen que afecten a la capacidad de gestión de los datos y son: el procesador, la memoria RAM y el disco duro.

El procesador es donde se interpretan y ejecutan las instrucciones de la información recibida del dispositivo DAQ. Cantidad de núcleos, velocidad del reloj... todos son características a tener en cuenta si se quiere un ordenador que fluya bien (sin interrupciones) en la ejecución de los programas y software.

La memoria RAM es la velocidad con la que permite trabajar con las aplicaciones, son las que se están usando en ese momento. Si se llena esta memoria, el ordenador se vuelve lento.

El disco duro es la capacidad de almacenar los datos de todo el hardware/software del ordenador y de otros datos como la de los archivos del programa informático de programación y control.

Como no se va a utilizar un BUS sin cableados, el ordenador no tiene por qué ser portátil. Los parámetros o variables a tener en cuenta son la potencia y economía, así que se puede ajustar bien un ordenador de sobremesa.

El ordenador de sobremesa es un PC ubicado en un lugar fijo y abierto para que puedan disipar el calor de forma eficiente, siendo controlado por periféricos como un monitor, teclado y ratón, siendo estos los periféricos principales más importantes, siendo otros opcionales.

Porque un ordenador de sobremesa? Este proyecto industrial es para una microempresa e institución académica, así que las condiciones de trabajo ambientales son normales con aire acondicionado para el calor en verano. No se requiere de un ordenador especial para posibles problemas del funcionamiento.

La modularidad del ordenador es crucial si en un futuro se decide ampliar o renovar el uso de aplicaciones pero no es el caso del proyecto. En caso afirmativo, se debería hacer un nuevo proyecto según las necesidades.

El sistema operativo o software del ordenador se utilizara el más común, como lo es Windows 7 o superior.

Un resumen en tabla de la comparación entre los distintos tipos de ordenadores más especializados.

	PXI System	Desktop	Industrial PC	Laptop	Netbook
Processing Power	Best	Best	Better	Better	Good
OS Compatibility	Best	Best	Good	Better	Good
Modularity	Best	Better	Better	Good	Good
Ruggedness	Better	Better	Best	Good	Good
Portability	Better	Good	Good	Best	Best
Cost	Good	Better	Good	Better	Best

Tabla. Prestaciones de los distintos tipos de ordenador enfocado para un DAQ.

Para evitar sobrecargas de tareas en la CPU del PC en aplicaciones de alto rendimiento, actualmente existe la tendencia de integrar en la propia tarjeta parte o todo el procesado en lo que se llama DAQ inteligente como, por ejemplo, el CompactRIO o el MyRIO.

Finalmente, en la última figura se puede observar toda la cadena de instrumentación para un DAQ.

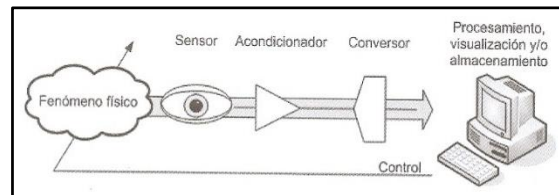


Figura 8.38. Sistema de instrumentación completo.

Aplicación práctica al proyecto.

Los únicos requisitos necesario por los que un ordenador debe cumplir con su obligación es que el programa, o en este caso, el software de LabVIEW debe poder funcionar correctamente en el equipo PC.

Para ello se visita los requisitos necesarios en la página web de National Instruments donde se piden los requisitos mínimos que debe tener el sistema.

Sistemas de Desarrollo de LabVIEW		
Consulte Readme de LabVIEW para más información sobre los requerimientos de sistema.		
Windows	Run-Time Engine	Entorno de Desarrollo
Procesador	Pentium III/Celeron de 866 MHz (o equivalente) o posterior (32 bits) Pentium 4 G1 (o equivalente) o posterior (64 bits)	Pentium 4M (o equivalente) o posterior (32 bits) Pentium 4 G1 (o equivalente) o posterior (64 bits)
RAM	256 MB	1 GB
Resolución de Pantalla	1024 x 768 pixeles	1024 x 768 pixeles
SO	Windows 8.1/8/7/Vista (32 bits y 64 bits) Windows XP SP3 (32 bits) Windows Server 2012 R2 (64 bits) Windows Server 2008 R2 (64 bits) Windows Server 2003 R2 (32 bits)	Windows 8.1/8/7/Vista (32 bits y 64 bits) Windows XP SP3 (32 bits) Windows Server 2012 R2 (64 bits) Windows Server 2008 R2 (64 bits) Windows Server 2003 R2 (32 bits)
Espacio en Disco	620 MB	5 GB (Incluye controladores predeterminados del DVD de Controladores de Dispositivos de NI)

Figura 8.39. Propiedades del Hardware/Software necesario para visualizar los resultados mediante un programa.

Además si instalas periféricos que necesitan funcionar con el programa, los requisitos serán adicional, como la instalación de:

NI LabVIEW Real-Time module:

NI LabVIEW FPGA modulo:

Escogiendo un ordenador de sobremesa en posición horizontal (mayor comodidad y espacio) con unos requisitos por encima de los descritos anteriormente para no ir tan ajustados y que el ordenador no sufra demoras de rendimiento por programas terceros o en un futuro cercano.

- Procesador: Intel Pentium Dual Core G3240.
- RAM: 4 Gb.
- Resolución de la pantalla: 1600 x 900 pixeles.
- Sistema operativo (SO): Windows 7
- Espacio en disco duro: 500 Gb.

Los periféricos de control del software son los siguientes:

- Teclado de cable.
- Ratón de cable.

Elegimos periféricos de cable para evitar mal funcionamiento de los dispositivos por falta de energía y el posible intercambio de pilas o recargas de batería en más molesto por su dependencia ocasional.

Controlador del software.

Es el que se encarga de la comunicación entre los dispositivos de hardware y el software de la aplicación. El controlador seleccionado debe compatible con el hardware y software para que el tiempo de respuesta y rendimiento general sean lo rápidos.

Es compatible con los sistemas operativos del mercado actuales pero para evitar posibles problemas de incompatibilidades, el uso más comúnmente utilizado es Windows, tanto de 32 como el de 64 bits.

Buscar siempre la mejor integración entre controlador y software de aplicación para que se escriban en el idioma nativo y que esto proporciona un rendimiento mejor y una experiencia más fluida del software.

9. CAPÍTULO

PROGRAMACION CON EL SOFTWARE

DE LABVIEW

INTRODUCCIÓN.

Antes de empezar con la programación en LabVIEW hay que partir de una base estándar de estructuración y consecución de pasos mediante una jerarquía de actividades prioritarias para el correcto funcionamiento posterior del programa. Esta es la definición de un, “Algoritmo de programación”.

Se analizaran la forma de actuación para abordar esta incógnita y finalmente, se construirá una secuenciación de actividades a seguir durante la programación mediante un programa de representación y análisis de procesos de ingeniería industrial.

9.1 USO DE UN ALGORITMO PARA LA ESTRUCTURACION DEL PROGRAMA.

El algoritmo es esencial para en la parte de la programación para poder resolver, en nuestro caso, las operaciones convenientes de la adquisición de datos del ensayo, mediante la secuenciación de actividades estructurada de forma clara e intuitiva en un tiempo establecido.

Para ello, antes el programador debe pensar en la organización de estas actividades para poder escribir un programa de manera eficiente, en cuanto a resultados se refiere.

Un algoritmo es difícil de encontrar de forma matemática pero se puede acercarse a ella intuitivamente utilizando, primero, la secuenciación de actividades debidamente estructuradas en un árbol de operaciones, de forma escrita y brevemente en cada una de ellas.

En la construcción del algoritmo existen elementos estructurales

Características del algoritmo del programa:

- Será finito; Tendrá un número finito de pasos a realizar en un tiempo establecido por cada ensayo en la máquina.
- Será preciso; Mas adelante se indicara en un diagrama de procesos, la consecución precisa de las tareas para la realización de un ensayo en la máquina.

Los elementos de los que consta un algoritmo son:

- Las variables: Los elementos como la fuerza (F) de amortiguación, la velocidad (v) durante el recorrido del vaivén y la temperatura (T) son valores no conocidos o exactos y que solo sabremos durante la duración del ensayo.
- Las constantes: Los elementos como el tiempo (t) de ejecución del programa y recorrido en la barra durante el vaivén son valores conocidos preestablecidos, que no cambian a lo largo de la ejecución del programa.

Finalmente, la expresión es la combinación de estas constantes y variables junto con los operadores y funciones para, evaluar y representar la magnitud física que se desea conocer del ensayo.

Los datos recogidos de las variables provienen de la adquisición de datos de los sensores de la máquina y las constantes vendrán definidas por el programa. Mediante el lenguaje de programación se aplicara el algoritmo y con ella la expresión que define nuestra variable a conocer.

El algoritmo nadie tiene que ver con el lenguaje de programación; Por ello vamos a utilizar un programa informático para volcar este algoritmo dentro de él y con la programación del usuario puede verse de forma visual, los resultados gráficos.

El lenguaje de programación que usa el programa de Labview es el grafico o llamado abreviadamente, el lenguaje G.

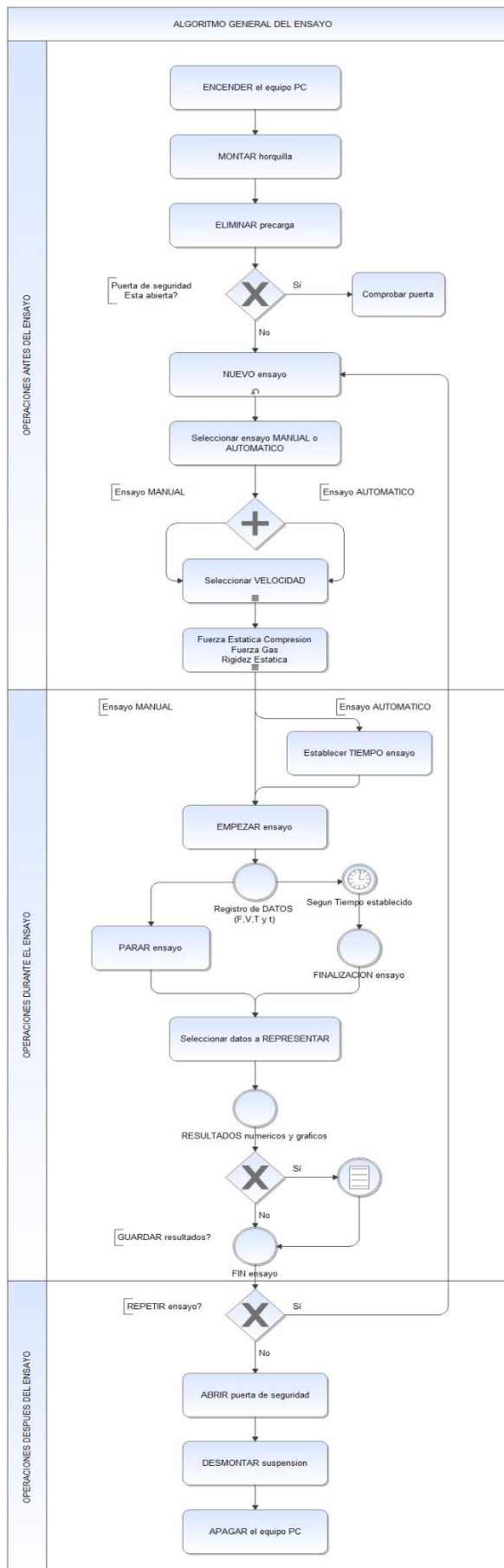


Figura 9.1. Diagrama de comandos realizado con el programa iGrafx

9.2 INTRODUCCION A LABVIEW.

El programa LabVIEW es el acrónimo de **L**aboratory **V**irtual **I**nstrument **E**ngineering **W**orkbench. El software más actual de este programa es el NI LabVIEW 2015. Su desarrollo comenzó en abril de 1983 pero no fue hasta octubre de 1986 cuando se comercializó por primera vez, el LabVIEW 1.0 para Macintosh (el ordenador más popular de aquella época y con interfaz gráfica).

En el proyecto se usará el software de NI LabVIEW 2015, usado para el aprendizaje académico en la escuela.

9.3 ENTORNO.

Es una herramienta de programación gráfica muy preparada para el mundo de la ingeniería. Antiguamente el programa está orientado para aplicaciones de control de equipos electrónicos usados en el desarrollo de sistemas de instrumentación, y por esa razón la extensión de los ficheros guardados se llaman “VI”, lo que se conoce como, Virtual Instruments, o lo que es lo mismo, Instrumento Virtual.

Existen dos ventanas principales llamados: Panel Frontal y Diagrama de Bloques.

El **panel frontal**, es la parte que ve el usuario y suele tener fondo gris.

El **diagrama de bloques**, es donde se realiza la programación y suele tener fondo blanco.

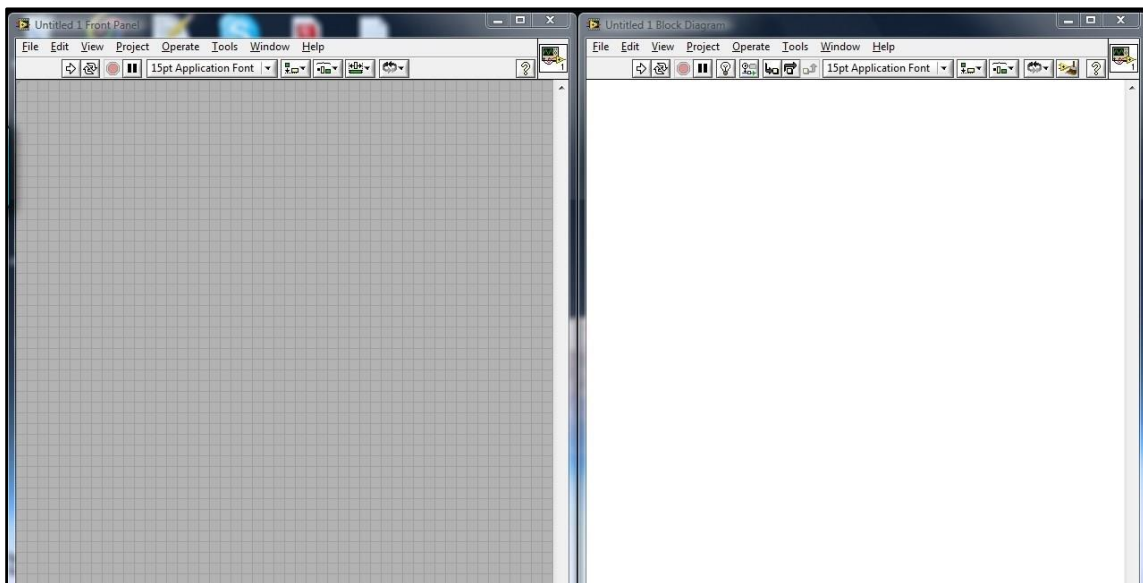


Figura 9.2. Imagen de las dos ventanas principales.

Estas dos ventanas del programa, están conectadas a través de los terminales (elementos de entradas o salidas de datos). En el panel frontal representa una simulación de un panel de control de la aplicación en concreto, mientras el diagrama de bloques representa el entorno de programación de la aplicación.

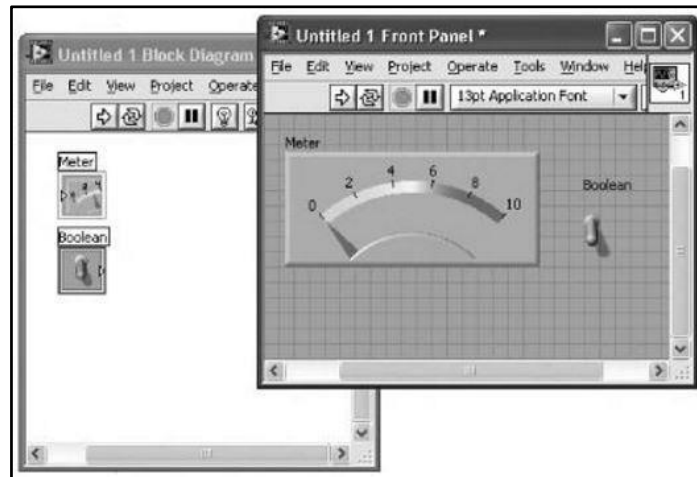
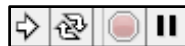


Figura 9.3. Ejemplo de visualización entre las dos ventanas principales.

Si nos centramos en la imagen anterior se pueden apreciar que los siguientes botones virtuales sirven para controlar la ejecución del programa al terminar de programar, así como errores en el programa que se nos indicara con una flecha rota, indicando que es imposible de ejecutar el programa.



De izquierda a derecha: Ejecutar, ejecutar continuamente, paro y pausa del programa.

Con el diagrama de bloques, pulsando sobre el botón derecho se accede a la paleta de funciones.

9.4 FUNCIONES

Para colocar funciones en el Diagrama frontal y (automáticamente) objetos en el Panel Frontal se tiene una paleta con una cantidad de submenús con herramientas según sea, para distintas aplicaciones de programación.

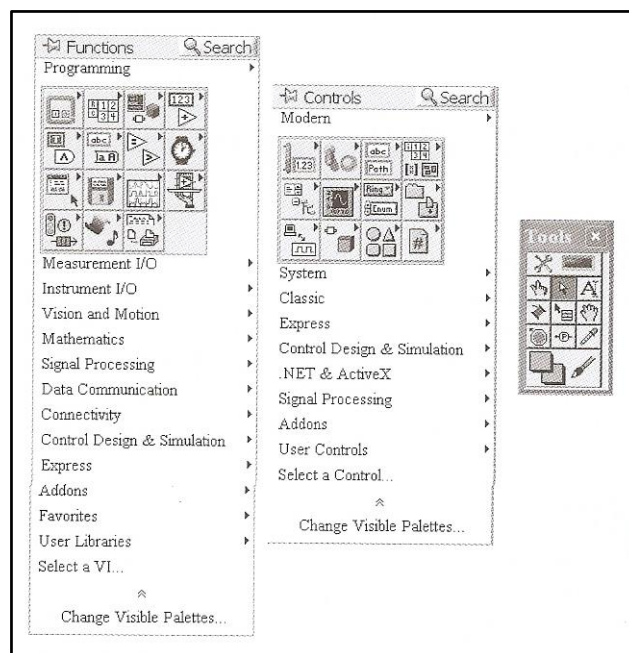


Figura 9.4. Las distintas paletas de funciones de las dos ventanas principales.

Si quieres obtener información sobre una función en concreto, solo se tiene que abrir una ventana de ayuda (**Help > Context Help**) para una explicación breve.

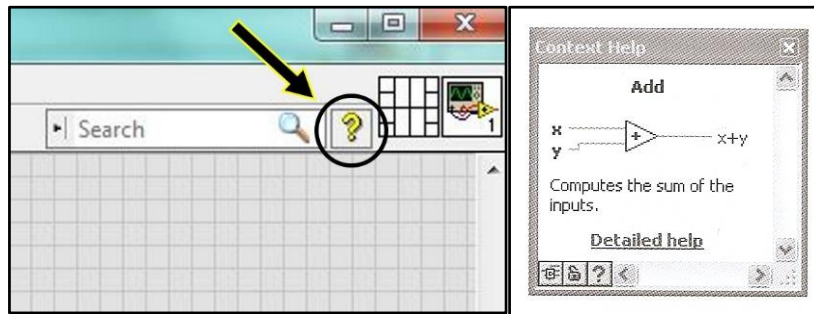


Figura 9.5. Icono de ayuda contextual.

Para manejar rápido algunas de las herramientas del programa se puede acceder con una combinación de teclas. Para personalizar estas teclas acceder a, **Tools > Options > Menu ShortCuts**.

Combinación de teclas	Función
CTRL + R	Ejecuta el programa
CTRL + .	Aborta la ejecución
CTRL + E	Conmuta entre la dos ventanas principales
CTRL + B	Elimina los hilos rotos
CTRL + H	Muestra u oculta la ayuda contextual
CTRL + ?	Muestra la ayuda
CTRL + C	Copia los objetos seleccionados al portapapeles
CTRL + X	Corta los objetos seleccionados al portapapeles
CTRL + V	Pega los objetos desde el portapapeles
CTRL + Z	Deshace la última acción
CTRL + SHIFT + Z	Rehacer
CTRL + S	Guarda el VI

Figura 9.6. Atajos con el teclado más útiles.

Para unir con cable virtual dos funciones, solo se tiene que acercar con la flecha de selección a una función y en un alguno de los extremos del símbolo saldrá uno o varios polos de entrada o salida y que automáticamente el programa te dará la opción de cablear para unir. Si no, se puede desactivar la opción de **Automatic Tool Selection** y hacerlo se forma manual con la paleta de herramientas con las distintas opciones.

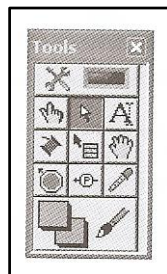


Figura 9.7. Paleta de herramientas.

En los distintos submenús existen diferentes funciones, subVI y estructuras disponibles. Las funciones más usadas se encuentran abiertas en el primer submenú **Programming**.

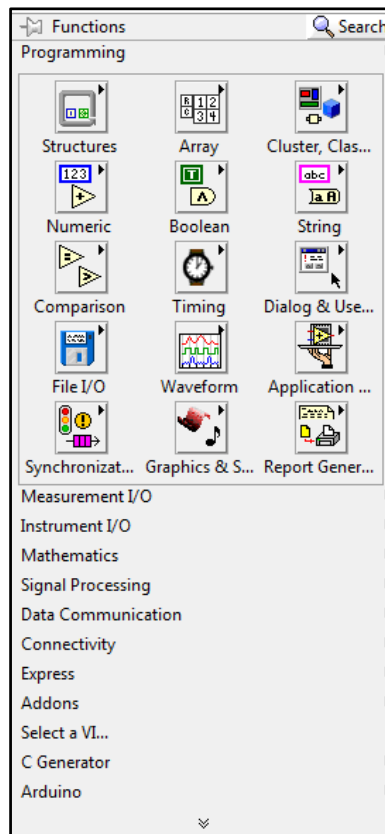


Figura 9.8. Paleta de funciones.

Mediante el menú contextual (pulsando botón derecho sobre la función) pueden accederse a diferentes opciones. Se puede elegir el formato de representación en el panel frontal, como estos ejemplos, de a continuación:

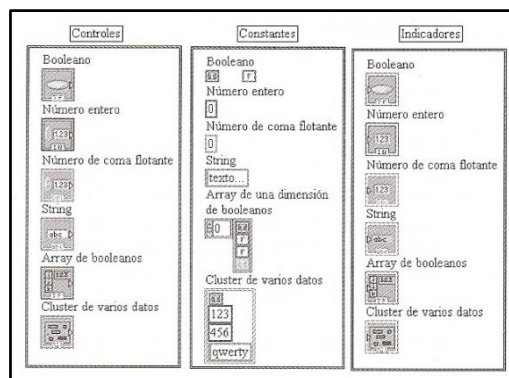


Figura 9.9. Diferentes tipos de datos.

9.5 CONTROLES

Con el panel frontal, pulsando sobre el botón derecho se accede a la paleta de controles.

Los distintos submenús se dividen en controladores o indicadores como si se tratase de un panel de control, por ejemplo, de una máquina. Existen gráficas, operaciones (números booleanos), textos y tipos compuestos.

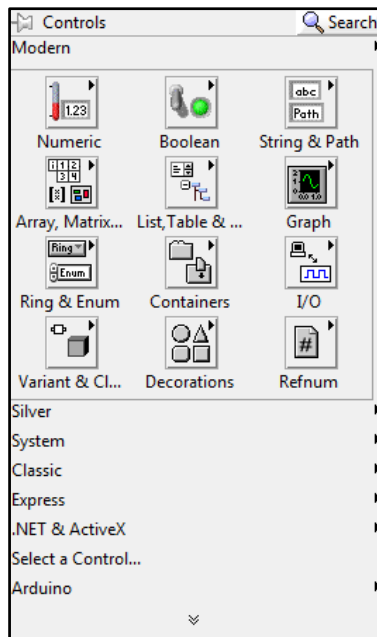


Figura 9.10. Paleta de controles.

Al seleccionar un controlador y una vez colocado en el panel frontal, si pulsas el botón derecho sobre el controlador, entre las opciones a elegir, existe una que se llama, **Description and Tip**. Esta opción sirve para argumentar con un texto la programación existente en el programa de ejecución y ayuda a recordar o entender a otros usuarios que es lo que hace.

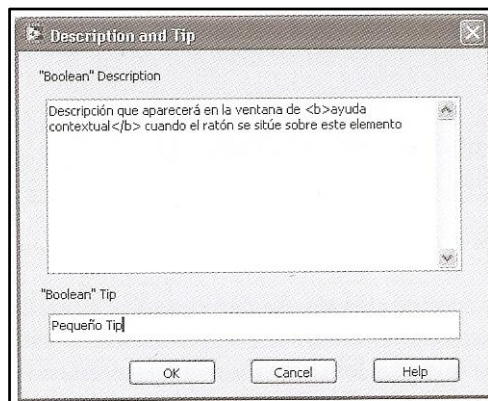


Figura 9.11. Ventana para una descripción propia adicional.

También existe una opción en **Visible Items > Label**, donde siempre sale el nombre, ya sea de una función o de un controlador, para identificarlo a primera vista y de forma breve.

Los controles se pueden personalizar al gusto del usuario y para ello, después de elegir el controlador deseado, en el menú **Edit > Customize Control**.

Aplicación práctica al proyecto.

Es el núcleo donde se recopilan la adquisición de datos, así que lo más importante es que este software se adapte a las necesidades de hoy y del mañana, si se decide ampliar la aplicación, aunque en un principio de la actualidad, no se tiene pensado modificar en un futuro la aplicación.

Si para empezar, se decidiese empezar a aprender el lenguaje de programación (ANSI C o C++) para tener una interfaz más personalizada, podría conllevar un gran compromiso y perdido de tiempo innecesario.

Por ello, este software de aplicación ya viene con un lenguaje de programación grafica con herramientas intuitivas, un entorno de desarrollo y visualización coherente para ser rápidos y tener una flexibilidad de tiempo en programar el software para la aplicación del proyecto.

Validación del equipo de ensayo.

Hay que validar la máquina de ensayos para demostrar que realmente funciona, en el caso, de que se procediese a la construcción del sistema de adquisición de datos. En la última parte del sistema de adquisición de datos se hará una simulación para validar el equipo.

Después de convertir las señales serán transformadas en un software para una visualización clara y entendible para el operario.

Como se ha descrito en este capítulo, el software con el que se analizara los datos será en el programa de, LabVIEW 2015.

De forma práctica, se explicaran los pasos de programación utilizados detalladamente:

Primero se debe configurar un tipo de formulación para de los datos extraídos de los sensores (parámetros o variables físicas) se traduzcan en valores numéricos, para poder cuantificar el coeficiente de amortiguación (c).

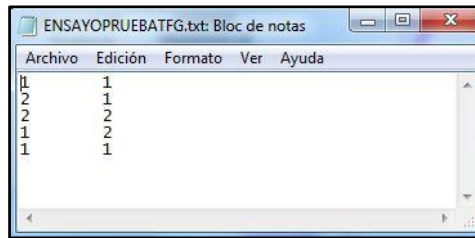
Nota: Los datos extraídos de los sensores se basan en los resultados obtenidos en los ensayos del CREO 2.0, analizados en la simulación. En el siguiente capítulo se detallaran las condiciones iniciales de ensayo de la suspensión.

Estos datos extraídos de la simulación son exportados a un formato .XLSX, que aún no se puede leer con el LabVIEW pero sí que se puede volver a exportar a otro formato (.TXT) desde el programa Microsoft EXCEL. Una vez abierto el archivo con el programa EXCEL, nos dirigimos a "Archivo → Guardar como". El archivo se tiene que guardar en tipo "Texto (delimitado por tabulaciones)" y se guarda en algún directorio para que finalmente, el archivo se pueda leer en LabVIEW.

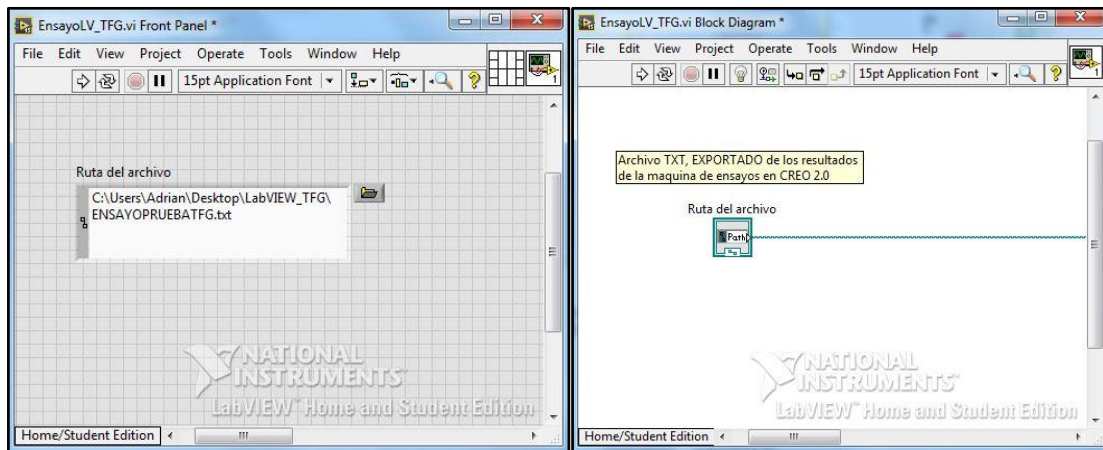


Exportar el formato de archivo EXCEL a TEXTO.

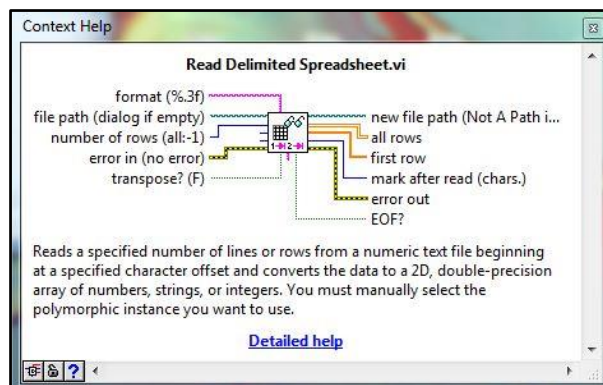
Dentro del archivo de texto se encuentran los valores separados por tabulaciones para indicar al programa de LabVIEW que son dos columnas X e Y de una matriz 2D con las distintas coordenadas, uno debajo de otro hasta cerrar el área.



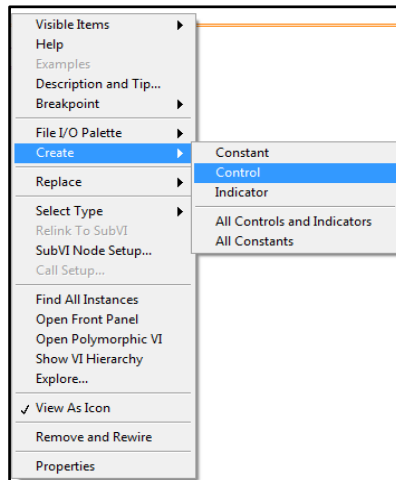
Desde LabVIEW se abrirá el enlace para que el programa sepa de donde sacar los valores de la simulación.



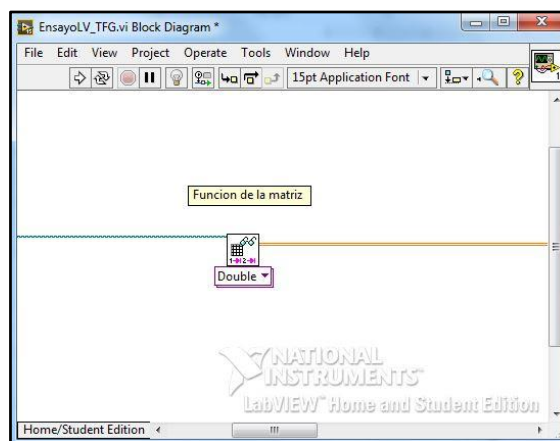
Para crear esta función, llamada ruta de archivo o *File Path*, hay que ir a función principal, llamada Hoja de cálculo delimitado o *Read Delimited Spreadsheet*.



Dentro de la función principal se encuentra el conector para crear la ruta de archivo, colocando el cursor encima e indicando con el botón derecho que se quiere crear un *Control*.

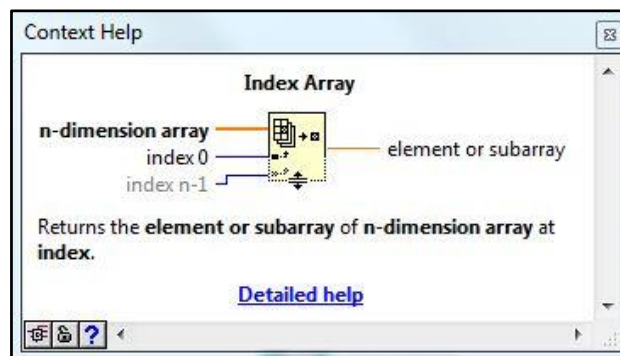


La función principal *Read Delimited Spreadsheet* se encarga de leer archivos que contengan un formato compatible para identificar las filas y columnas. La función da la opción de elegir el tipo de formato que va a leer: *Double*, *Integer* o *String*. Por defecto, esta seleccionada la opción *Double*, que es la que permite identificar una matriz 2D dentro del archivo de TXT.



Una vez los datos son leídos por la función, en la salida tiene un conector, *All Rows* (el cable viene representado por tener dos cables) y este se conectara a otra función que se encargara de representar esta matriz 2D.

La función Índice de matriz o *Index Array* es la encargada de devolver una submatriz (según la selección asignada en los conectores de entrada, *index 0* e *index n-1*) de la matriz de n-dimensiones.



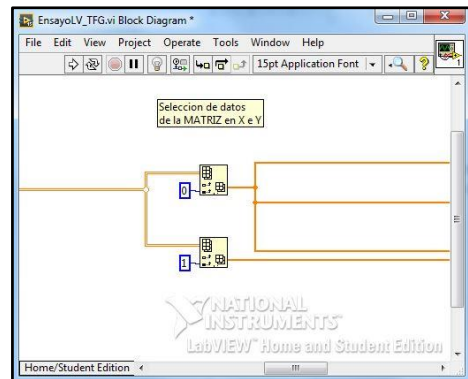
Existen dos conectores de entrada que significan:

- Índice de fila o *Index 0*: Es la encargada de seleccionar las filas de la matriz de n-dimensiones. Por defecto, tiene el valor 0 y no se debe controlar.
- Índice de columna o *Index n-1*: Es la encargada de seleccionar las columnas de la matriz de n-dimensiones: Por defecto, tiene el valor de 0 y este se debe controlar para diferenciar las columnas X e Y.

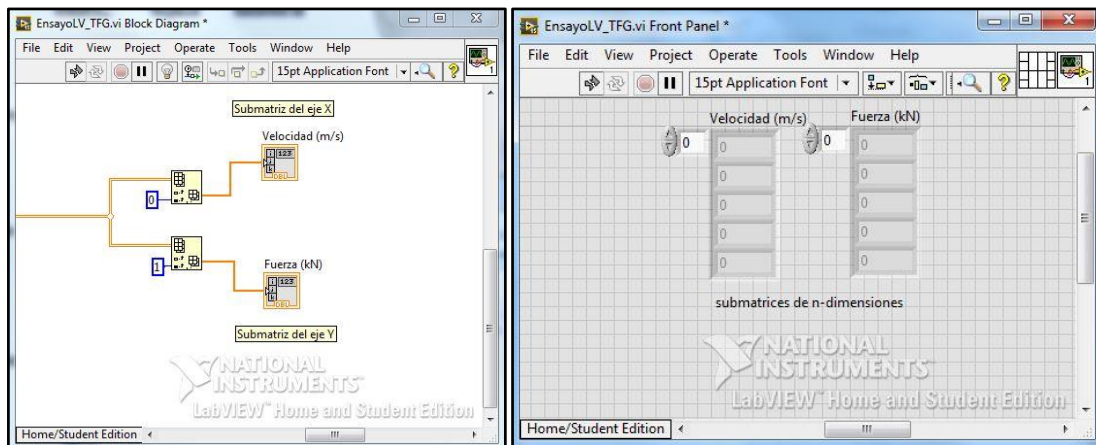
En el programa de LabVIEW:

Un valor de 0 se selecciona la primera columna o el eje X.

Un valor de 1 se selecciona la segunda columna o el eje Y.



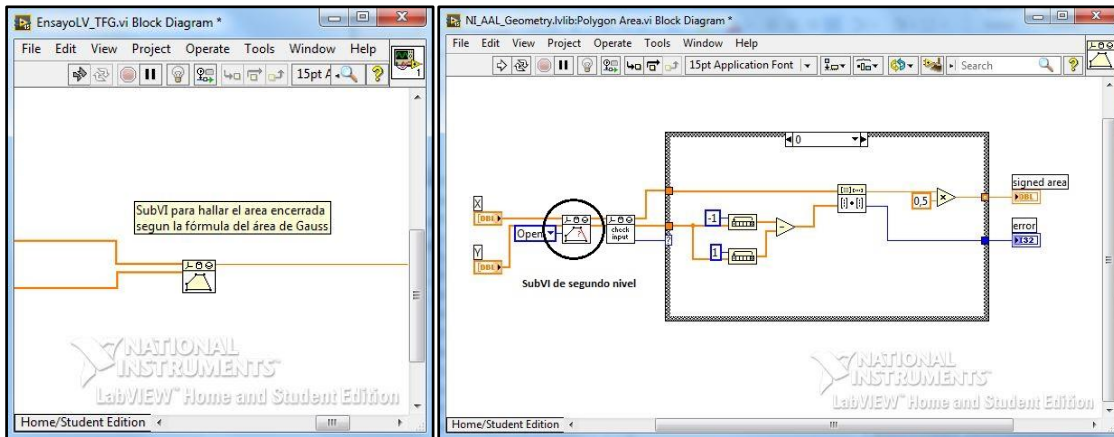
Para visualizar las submatrices correspondientes a: el eje de abscisa la *velocidad* en metros partido por segundos (m/s) y en el eje de ordenadas la *fuerza* en kiloNewtons (kN), en el conector de salida del elemento *Index Array* se crea un *Indicador*.



Por otra parte, estas submatrices tienen su lugar en otra función para posicionar los puntos obtenidos en coordenadas cartesianas de dos ejes.

Esta otra función principal *Polygon Area VI* es un SubVI.

Que es un SubVI? Este software dispone de la jerarquía de los VI. Es la creación de un archivo VI dentro de otro VI. No existe límite de niveles en la jerarquía. Esto ayuda a gestionar mejor los errores y depurar el diagrama de bloques, y representar de un modo más ordenado la programación.



Incluso aquí se puede ver que dentro del primer SubVI existe un SubVI de segundo nivel.

Este SubVI se encarga de recopilar los puntos de las submatrices y posicionarlos en coordenadas cartesianas de dos ejes para luego calcular el área encerrada del interior formada por los puntos según la fórmula de área de Gauss o algoritmo de la lazada.

Este algoritmo se basa en operar el constante cruce de productos de las correspondientes coordenadas de cada par de vértices, similar al atar una lazada. Se utilizaba la siguiente formula y su expresión es:

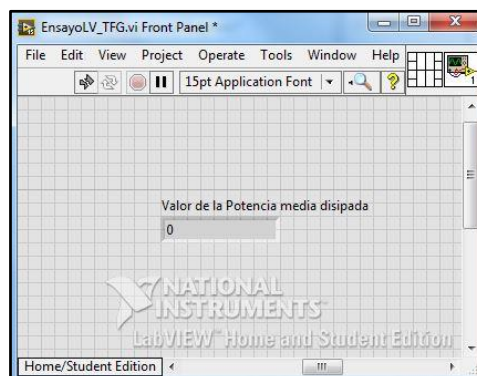
$$A_{poligono} = \frac{1}{2} \times \left| \sum_{i=1}^{n-1} x_i \times y_{i+1} + x_n \times y_1 - \sum_{i=1}^{n-1} x_{i+1} \times y_i - x_1 \times y_n \right|$$

Un ejemplo teórico del algoritmo:

De una matriz de 3×2 como esta: $\begin{bmatrix} x_1 & y_1 \\ x_2 & y_2 \\ x_3 & y_3 \end{bmatrix}$, la fórmula para hallar su área encerrada sería:

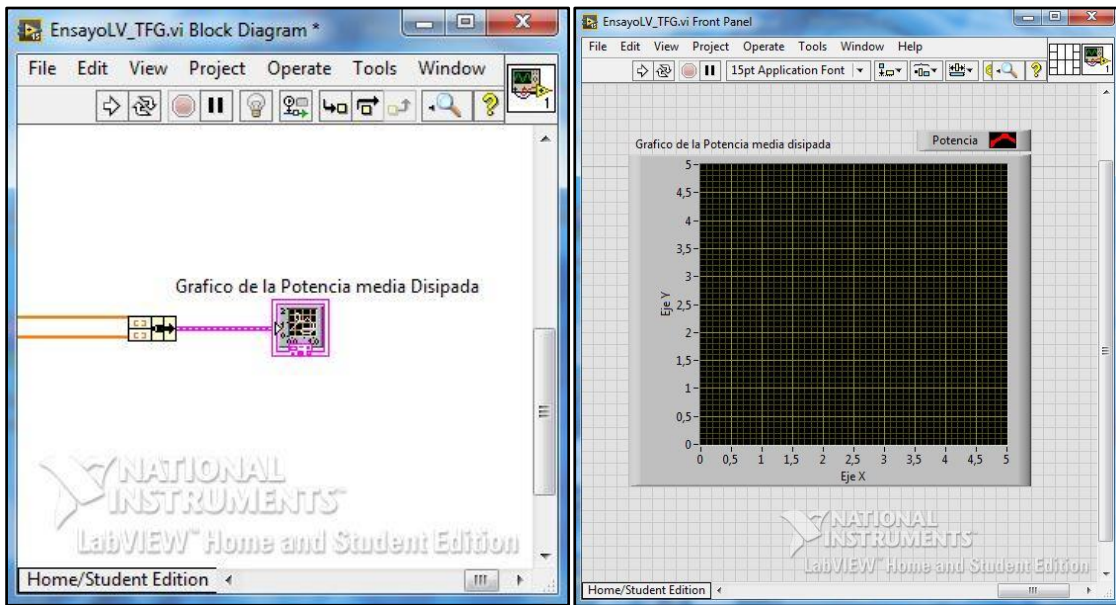
$$A_{poligono} = \frac{1}{2} \times |[(x_1 \times y_2) + (x_2 \times y_3)] - [(y_1 \times x_2) + (y_2 \times x_3)]|$$

Para expresar el resultado del área en el software del programa, en el conector de salida se debe crear un *indicador*.

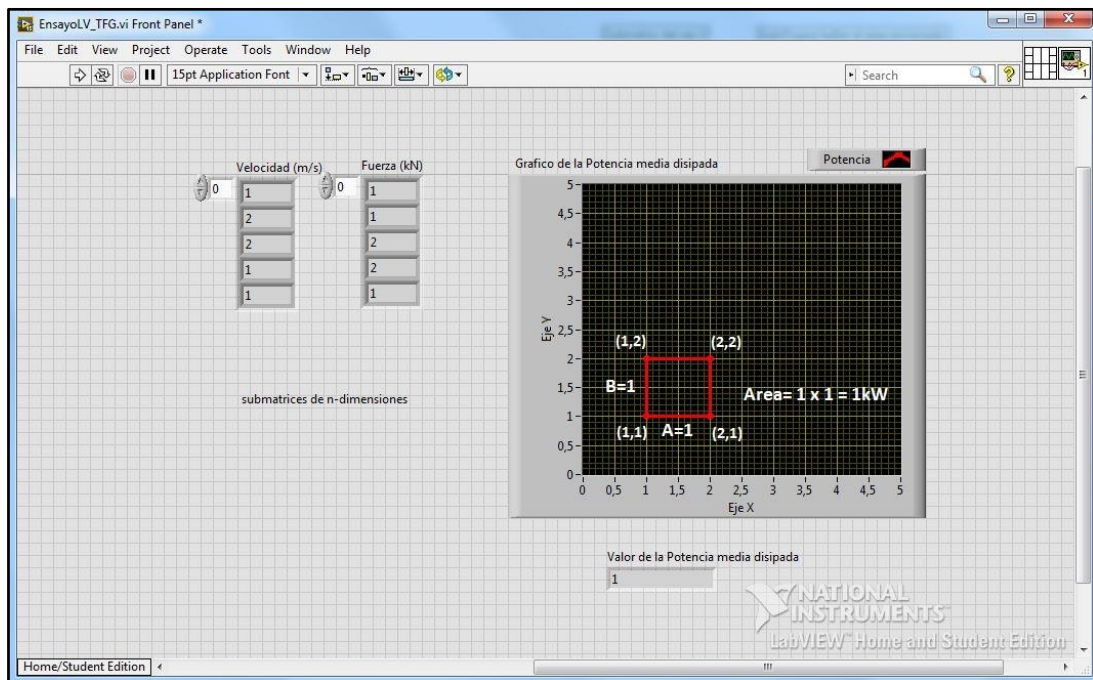


Ahora se tiene el resultado numérico del área pero, por otro lado, para ver el gráfico que forma los puntos de coordenadas cartesianas se necesita una función *Bundle*.

Se encarga de ensamblar elementos, en este caso, numéricos de las submatrices X e Y desde el *Diagrama de bloques*, y en el conector de salida se une a un *Gráfico XY* creado desde el *Panel frontal*.



Para terminar el apartado, resumiendo todos estos pasos de una forma clara y visual, se ejecutara en el programa un pequeño ejemplo desde el *Panel de Control*.



10. CAPÍTULO

SIMULACIÓN CON EL SOFTWARE DE

CREO PARAMETRIC 2.0

La finalidad del proyecto se determinara en este apartado, emulando los ensayos

Se verificaran los datos que ha obtenido Fukushima en su tabla con los resultados que se obtendrán en el software del programa de CREO PARAMETRIC 2.0.

Según los cálculos realizados de nuestra horquilla/amortiguación en los capítulos __ se aplicaran los valores en el software de simulación de mecanismos dinámicos del que dispone el programa para su posterior comparación con la de los datos de Fukushima. Así pues, se verificaran que los ensayos que se realizaran en la maquina seran fiables.

En la tabla de Fukushima, solo se podrán comparar aquellos ensayos que tengan una carrera igual o superior a 50mm e inferior o igual a 100mm según el análisis realizado para el proyecto.

A continuación, se selecciona aquellas filas que cumplen con los requisitos requeridos.

Maniobra	Carrera (mm)	Velocidad (m/s)	Fuerza (N)	F/S (kN/m)	F/V (kN s/m)
Giro lenta	50	0,02	48	0,96	2,4
Giro rapida	45	0,12	288	6,40	2,4
Cambio de carril	25	0,06	144	5,76	2,4
Baches pequeños	4	0,40	120	30,00	0,3
Acelerar/Frenar	50	0,20	400	8,00	2
Carretera lisa	3	0,08	8	2,67	0,1
Carretera rugosa	12	0,60	600	50,00	1

Tabla. Resultados del ensayo de Fukushima.

Después de la selección, se podrán seleccionar y acotar los datos a comparar para una visión clara del resumen de los distintos ensayos.

Las condiciones para los ensayos son:

Carrera (mm)	F/V (kN s/m)	Velocidad (m/s)
50	2	0,02
	2,1	0,065
	2,2	0,11
	2,3	0,155
	2,4	0,2

En total, se harán 5 ensayos con la idea de representar todos los datos obtenidos en intervalos de tiempo sobre una misma gráfica y poder dibujar su área interior con el fin de asociarlo posteriormente con el trabajo realizado por la horquilla/amortiguador.

Ahora, se completara una serie de tablas relacionadas con algunos de los parámetros básicos de control de los ensayos mediante tablas y aprovechar algunos de sus datos para verificar o utilizar con el software del programa CREO 2.0.

Tabla de tiempos en recorrer la carrera.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	2,50	0,77	0,45	0,32	0,25

MIN t	0,25
MAX t	2,50

La frecuencia es igual a:

$$f = \frac{1}{s}$$

Tabla de frecuencias.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	0,40	1,30	2,20	3,10	4,00

MIN f	0,40
MAX f	4,00

La velocidad angular es igual a:

$$\omega = 2\pi \times f$$

Tabla de velocidad angular del motor.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	2,51	8,17	13,82	19,48	25,13

MIN ω	2,51
MAX ω	25,13

Las revoluciones por minuto son igual a:

$$rpm = 60 \times f$$

Tabla de revoluciones del motor seleccionado desde el variador de frecuencia.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	24,00	78,00	132,00	186,00	240,00

MIN rpm	24,00
MAX rpm	360,00

En la práctica con el programa es distinto porque las velocidades no se transmiten del todo, así que de forma manual se han aproximado a los resultados que se quieren en la carrera de la suspensión ajustando las revoluciones del motor. Finalmente, queda así:

Los grados por segundo es igual a:

$$gps = 6 \times (60 \times f)$$

Tabla de grados por segundo admitido por el programa CREO 2.0.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	7,50	24,37	41,25	58,12	75,00
MIN rpm	7,50				
MAX rpm	75,00				

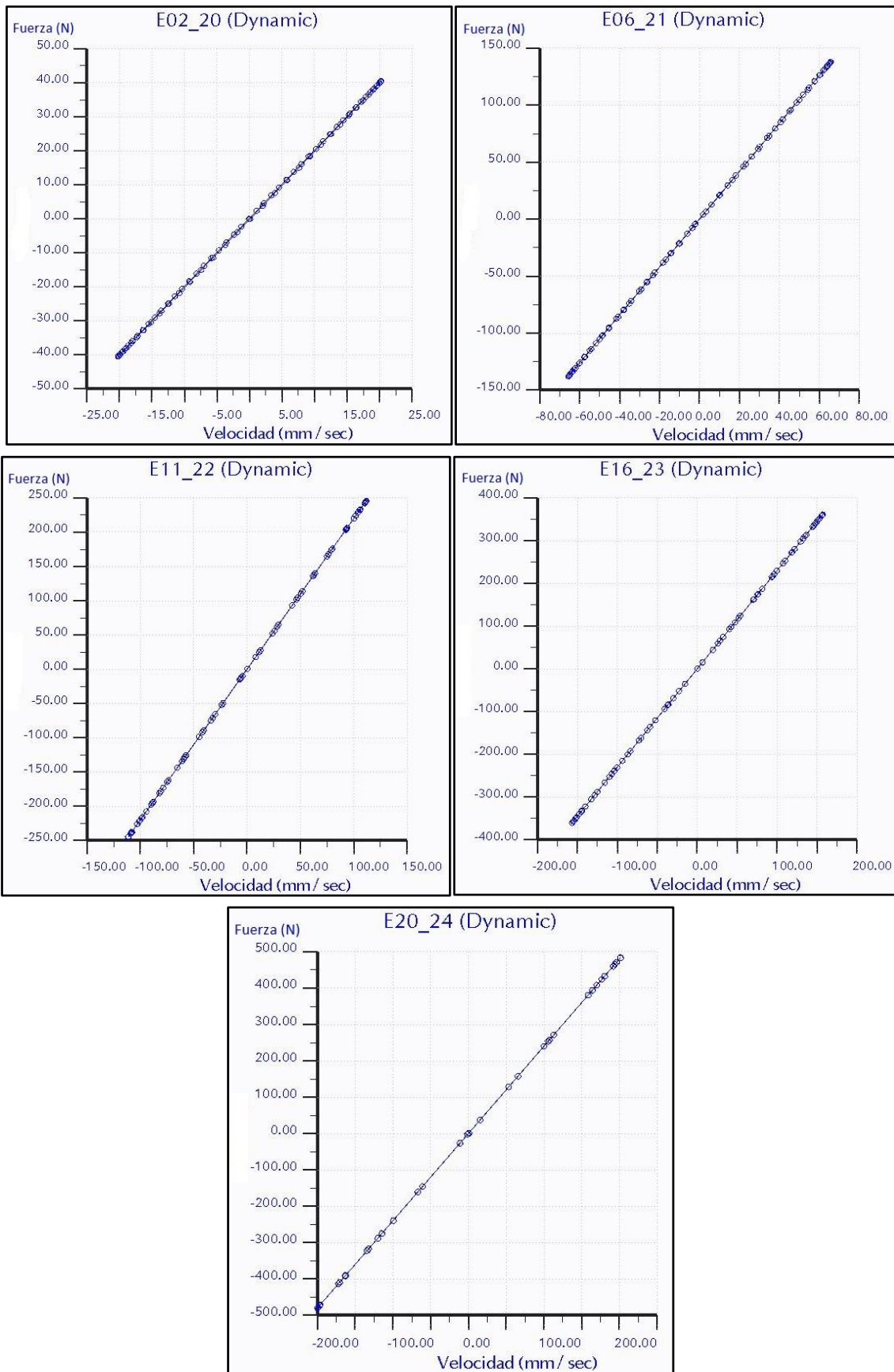
Tabla de las velocidades teóricas en la carrera de la suspensión.

	Velocidad (m/s)				
Carrera (mm)	0,02	0,065	0,11	0,155	0,2
50	45,00	146,25	247,50	348,75	450,00
MIN deg/s	45,00				
MAX deg/s	450,00				

***Nota importante:** En la práctica habrá algunas configuraciones que no funcionaran, igual por el par insuficiente que se presentan para ciertas velocidades, así que habrá que adaptar recorridos y velocidades, y hacer una configuración adecuada para la satisfacción de los resultados.

Una vez hechas todas las tablas de parámetros básicos se pueden empezar los ensayos con el software de simulación y exportar los resultados a tablas Excel, facilitados por el software.

Estos son los resultados obtenidos después de ejecutar los 5 ensayos con el programa:



Se resumen los resultados en estas tablas Excel.

Tipo de Ensayos	Parametros de la Suspension	
	Fuerza Max (N)	Velocidad Max (m/s)
E02_20	40,8	0,020
E06_21	137,96	0,065
E11_22	245,64	0,117
E16_23	361,33	0,157
E20_24	483,57	0,202

Tanto las fuerzas como las velocidades máximas en compresión (positivas) y extensión (negativas) de la suspensión tienen valores casi idénticos por lo que se pueden recoger en una misma tabla.

Esto sucede, porque en la simulación no se han puesto todas las fuerzas que realmente actúan cuando en la realidad existen más parámetros como el rozamiento que sobrecalienta los fluidos hidráulicos del mecanismo y con el tiempo, varían las fuerzas en la suspensión.

Conclusiones: Finalmente después de verificar los resultados, se puede afirmar que la simulación realizada sobre el diseño 3D del banco de ensayos utilizando el programa CREO son resultados fiables con un pequeño margen de error.

11. CAPÍTULO

VISUALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL ENSAYO CON EL SOFTWARE DEL LABVIEW

Una vez exportados los resultados del ensayo de la suspensión en CREO a Excel, estos se guardan en formato de Texto (delimitado por tabulaciones) (.txt) para que el programa de LabVIEW para que las funciones del software puedan interpretar los valores y que se dibujen la potencia disipada (*Wattios*) que realizada un ciclo.

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} = \frac{F \times \Delta d}{\Delta t} = F \times V$$

Esta fórmula de física aplicada a las variables de la suspensión:

$$P_D = F_D \times V_D$$



Finalmente la potencia disipada por ciclo es:

$$P_D = 0.00707 \times 1000 = \boxed{7.07 (W \times ciclo)}$$

Conclusión: Los resultados obtenidos de la gráfica son válidos aunque de bajo valor.

Esto se debe, a que solo hay que fijarse en cómo se han tratado las variables en la simulación, como si fuera una “suspensión ideal”, por lo cual, no se aprecian casi diferencias entre los distintos coeficientes de amortiguación que son, de igual forma, distintos valores de energía se termina por formar un área de trabajo entre los valores máximos y mínimos.

12. CAPÍTULO

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

Presupuesto

FACTURA Nº 1

FECHA: 15/10/2015

FECHA DE VENCIMIENTO: 15/10/2016

PARA EL CLIENTE

NOMBRE: FRANCISCO MANUEL
DENOMINACIÓN SOCIAL: BICITECH SERVICE CENTER, S.L.
NOMBRE COMERCIAL: SLOPES BIKES
DOMICILIO SOCIAL: CALLE VISTABELLA, 8A
03801 ALCOI - ALACANT
NIF: B54634555
E-MAIL: INFO@LOPES.ES
ID. DE CLIENTE: SL00001



Nº de producto	Nº de elemento	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Descuento	Total importe
1		Motor monofasico, SIEMENS	1	349.81	0	428.69
2		Variador frecuencia, ABB	1	306.16	0	306.16
3		MyRIO, NI	1	884.80	0	884.80
4		Celula carga, HONEYWELL	1	1103.40	0	1103.40
5		Sensor temperatura, CALEX	1	120.06	0	120.06
6		Sensor LVDT	1	560.90	0	560.90
7		Equipo PC completo	1	315.83	0	315.83
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
Descuento total (€)					0	0
Subtotal (€)						3719.84
Impuesto sobre ventas (21%)						781.17
Total (€)						4501.01

Presupuesto preparado por: ADRIAN MASCARELL CRESPO

Para aceptar este presupuesto, firme aquí:

Gracias por su compra.

13. CAPÍTULO

CONCLUSIONES FINALES DEL PROYECTO

Para proceder con las conclusiones finales de este proyecto, se hablara de los puntos fundamentales que hay que tener en cuenta una vez finalizado con todos los capítulos:

1. Se han realizado dos tipos de estudio teóricos sobre el coeficiente de amortiguación (C_D).
 - El primer fundamento se ha realizado el estudio del libro de *Manual de Amortiguadores* (The Shock Absorber Handbook), las ecuaciones para poder sustraer el coeficiente mediante la potencia media de los análisis en el banco de ensayos. En el capítulo 11 se trata de como hallar este parámetro pero de tan solo un ciclo.
 - El segundo fundamento se han analizado los datos extraídos del diseño de la excéntrica para establecer relaciones de velocidad lineal en las distintas suspensiones según sea la velocidad angular en el motor.

*En el punto 2 se explicara la conclusión de este punto,

2. En un estudio de los distintos mecanismos disponibles para la realización de los ensayos se ha llegado a una conclusión:
 - El objetivo es encontrar un motor de pequeño tamaño, preferentemente de baja tensión por la gran diversidad de este tipo de redes en cualquier tipo de ambientes, mayormente educativos.
 - Según los resultados de ambos mecanismo, el mecanismo de biela – manivela transmite mejor la fuerza a la suspensión con la misma velocidad angular.

Conclusión parcial: Con los ensayos realizados con la simulación del programa de diseño se ha podido establecer que de las tablas del segundo fundamento y entre otras tablas, tanto horquillas como amortiguadores tienen limitaciones de funcionamiento así como del mecanismo, por lo que no será posible realizar todas las configuraciones disponibles en estas tablas.

Dependerá de la **velocidad lineal** que se quiere alcanzar en la suspensión así como el **radio en la excéntrica** elegido. Además, del **diseño interno** de las suspensión.

3. En el capítulo 8, trata del sistema de adquisición de datos y se ha llegado hacer una preselección de componentes aptos. Según las simulaciones realizadas con el programa de diseño y las configuraciones de la excéntrica se han elegido los sensores. También de un equipo informático para el control y visualización de los resultados mediante el software de programación gráfica.

Conclusión final. Se resumirá por puntos:

- Con un ensayo pormenorizado del banco de ensayos se ha decidido cambiar el mecanismo por uno más adecuado a las necesidades propias.
- Se deberá estudiar más delante que tipo de configuraciones son las adecuadas para un correcto funcionamiento del banco de ensayos debido a las limitaciones presentadas y la realización de una correcta programación con el software de LabVIEW.

Conclusión personal: Me ha motivado realizar este proyecto por su dificultad, para aprender a interiorizar todo lo aprendido durante estos 4 años en la universidad, recordando aquellas asignaturas que me han sido de utilidad para poder avanzar y llegar a alcanzar a unas conclusiones y las futuras decisiones a tomar para mejorar, porque aún queda realizar la programación de forma práctica.

14. CAPÍTULO BIBLIOGRAFÍA

Libros extraídos de la biblioteca del Campus de Alcoy: UPV.

- CASTRO, M. D. (1991). *Suspensión, dirección, frenos*. Barcelona: Ceac.
- PALLAS ARENY, R. (1994). *Sensores y acondicionadores de señal*. Barcelona: Marcombo.
- JOSÉ RAFAEL LAJARA VIZCAÍNO / JOSÉ PELEGRÍ SEBASTIÁ. (2011). *LabVIEW; Entorno gráfico de programación*. Barcelona: Marcombo.

Libros digitalizados en PDF.

- JOHN C. DIXON (2007). *The Shock Absorber Handbook*. England: John Wiley & Sons, Ltd.

Búsquedas por internet.

- Wikipedia.
- RS Components - Online