

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA**  
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICISTA



Proyecto Integrador

# **Diseño y Fabricación de Máquina de Ensayo de Hopkinson Para Estudio Dinámico de Espumas Metálicas**

**Autor: Nicolás Pedro Gorsky Neves**

**Carrera: Ingeniería Mecánica Electricista - 211-05**

**Director: Dr. Matias Schneider**

**Co-Director: Mg. Ing. Ladislao Mathé**

Córdoba Capital, Argentina

2017



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA**  
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICISTA



Proyecto Integrador

# **Diseño y Fabricación de Máquina de Ensayo de Hopkinson Para Estudio Dinámico de Espumas Metálicas**

**Autor: Nicolás Pedro Gorsky Neves**

**Carrera: Ingeniería Mecánica Electricista - 211-05**

**Director: Dr. Matias Schneider**

**Co-Director: Mg. Ing. Ladislao Mathé**

Córdoba Capital, Argentina

2017







# Agradecimientos

Agradezco al departamento de Materiales y Tecnología de la Facultad de Ciencias Exactas Físicas y Naturales de la UNC que me ha facilitado las instalaciones y el apoyo necesario para la realización de este trabajo, a sus integrantes, Luciano Grinschpun y Carlos Oldani.

A mi director, Matias “yo te ayudo” Schneiter , y co-director, Ladislao Mathe, por la paciencia, consejo y conocimientos impartidos.

A Jorge Garcia, Noam Abadi y Daniel Acciarri, por su interés y gran ayuda.

Agradezco a mi familia, en particular a mi padre Alejandro y a mis hermanos: Julia y Guillermo.

A mis amigos, cuya alegría, compañía y consejo llevo siempre conmigo.

Dedico este trabajo a mi padre, quien siempre me ha incentivado, apoyado y aconsejado: gracias viejo.

A la memoria de mi madre Marta.





## Resumen

El presente proyecto integrador tiene por objetivo el diseño y fabricación de una máquina de ensayo del experimento conocido como **Barra de Presión Partida de Hopkinson**, cuya finalidad es la determinación del comportamiento dinámico de los materiales. Dentro de los parámetros que se busca obtener tenemos la tensión, deformación y velocidad de deformación del material ensayado bajo cargas dinámicas.

Se entiende por “velocidad de deformación” de un material a la tasa de variación de la deformación <sup>1</sup> con respecto al tiempo. Esta característica es de interés ingenieril a la hora de evaluar el comportamiento del material ante cargas impulsivas.

En el ensayo de Hopkinson en particular apunta a evaluar el comportamiento de materiales sometidos a altas velocidades de deformación, por encima de  $2 \times 10^4 s^{-1}$ . Existen otros ensayos para velocidades de deformación menores tales como los servo-hidráulicos.

La motivación de este desarrollo fue analizar el comportamiento de probetas de magnesio AZ91 obtenidas a través de sinterizado de virutas de esta aleación descartadas como scrap de procesos de mecanizado industrial.

En este trabajo se fabricó una máquina para la realización del ensayo de barra partida de Hopkinson a compresión y se realizaron pruebas funcionales para verificar su funcionamiento.

---

<sup>1</sup>definida como la relación de cambio en la longitud con respecto a la longitud original



---

# Contenido

<b>Agradecimientos</b>	<b>vii</b>
<b>Resumen</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Ensayos dinámicos . . . . .	1
1.2 Historia de la máquina de Hopkinson . . . . .	5
1.3 Partes constitutivas de la máquina . . . . .	7
<b>2 Fundamentos teóricos</b>	<b>9</b>
2.1 Propagación de una onda longitudinal en barras . . . . .	9
2.1.1 Reflexión en extremo empotrado . . . . .	10
2.1.2 Reflexión en extremo libre . . . . .	11
2.1.3 Evento de impacto . . . . .	12
2.2 Ecuaciones de Hopkinson . . . . .	14
2.2.1 Esfuerzos en la Probeta . . . . .	14
2.2.2 Análisis de desplazamientos . . . . .	16
2.2.3 Deformaciones y velocidades de deformación en la probeta . . . . .	19
2.2.4 Corolario . . . . .	23
2.3 Sistema de Medición de Deformaciones . . . . .	24
2.3.1 Galgas Extensométricas: Funcionamiento . . . . .	24
2.3.2 El puente de Wheatstone . . . . .	27
2.3.3 Principio funcional del puente de Wheatstone . . . . .	27
2.3.4 Puente de Wheatstone implementado . . . . .	30

2.3.5	Comparación de la relación de puente propuesta por Hoffmann y el adoptado en este trabajo . . . . .	34
<b>3</b>	<b>Desarrollo</b>	<b>37</b>
3.1	Bancada . . . . .	37
3.2	Apoyos . . . . .	40
3.2.1	Primer prototipo . . . . .	41
3.2.2	Alineadores . . . . .	42
3.2.3	Apoyos implementados . . . . .	44
3.3	Sistema de Propulsión . . . . .	45
3.3.1	Medidor de Velocidad . . . . .	46
3.3.2	Proyectil . . . . .	48
3.3.3	Cañón . . . . .	50
3.4	Sistema de Medición de las deformaciones . . . . .	51
3.4.1	Galgas Extensiométricas . . . . .	51
3.4.2	Atenuación de ruidos externos . . . . .	53
3.4.3	Adquisición de Datos . . . . .	55
3.4.4	Determinación de la Base de Tiempos . . . . .	55
<b>4</b>	<b>Pruebas Funcionales</b>	<b>57</b>
4.1	Procedimiento de ensayo . . . . .	57
4.2	Registro de ensayos . . . . .	58
4.3	Estudio de pulsos . . . . .	59
4.3.1	Velocidad del sonido en las barras . . . . .	59
4.3.2	Longitud de pulso . . . . .	61
4.3.3	Ensayo sin probeta . . . . .	62
4.3.4	Impactos múltiples . . . . .	64
4.4	Procesamiento de datos . . . . .	64
4.5	Prueba de ensayo con probeta . . . . .	67

---

<b>5</b>	<b>Discusión</b>	<b>73</b>
5.1	Señales Obtenidas . . . . .	73
5.2	Morfología de curvas . . . . .	76
<b>6</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>79</b>
<b>7</b>	<b>Trabajos Futuros</b>	<b>81</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>83</b>
<b>8</b>	<b>Anexos</b>	<b>87</b>
8.1	Programación de Medidor de Velocidad . . . . .	87
8.2	Hoja de datos de Osciloscopio GDS-1022 . . . . .	90

---

## Lista de Tablas

3-1. Registro de calibración de medidor de velocidad [ <i>elaboración propia</i> ] . . . .	48
3-2. $C_0$ para Al y acero [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	49
4-1. Datos de ensayo 032 [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	68
5-1. Comparación de condiciones de ensayo . . . . .	73

---

# Lista de Figuras

1-1. Uso de espumas metálicas en automóviles [6] . . . . .	2
1-2. placa de blindaje compuesto [3] . . . . .	3
1-3. Aplicación de espumas metálicas para absorción de vibraciones mecánicas en engranajes [2] . . . . .	3
1-4. Clasificación de ensayos en función a la velocidad de deformación [ <i>elabora- ción propia en base a ASM Handbook [28]</i> ] . . . . .	5
1-5. Componentes esenciales de SHPB y nomenclaturas [ <i>elaboración propia</i> ] . .	7
2-1. comportamiento de desplazamientos (izquierda) y esfuerzos (derecha) en una barra con extremo empotrado [27] . . . . .	11
2-2. comportamiento de desplazamientos (izquierda) y esfuerzos (derecha) en una barra con extremo libre [27] . . . . .	12
2-3. Propagación de pulsos durante el impacto [27] . . . . .	13
2-4. Análisis de Fuerzas en Probeta [ <i>Elaboración propia en base a [17]</i> ] . . . . .	14
2-5. Diferencial de barra [ <i>Elaboración propia en base a [17]</i> ] . . . . .	17
2-6. Fuerzas en elemento diferencial de barra [ <i>Elaboración propia en base a [17]</i> ] .	17
2-7. característica resistencia-deformacion para distintos materiales [14] . . . . .	25
2-8. forma de galga para medir deformación axial [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	27
2-9. Principio funcional de puente de Wheatstone [ <i>elaboración propia en base a [14]</i> ] . . . . .	28
2-10. Esquema de cuarto puente de Wheatstone implementado [ <i>elaboración propia</i> ] .	31
2-11. error relativo $\varepsilon_{2-79}$ VS $\varepsilon_{2-62}$ [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	34

3-1. Alternativas propuestas para construcción de la bancada: (A):15.9 m de barras - (B): 28 m de barras - (C): 26.1 m de barras <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	38
3-2. Bancada fabricada <i>[fotografía propia]</i> . . . . .	39
3-3. configuración final de bancada <i>[fotografía propia]</i> . . . . .	40
3-4. primer prototipo de apoyos <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	42
3-5. Regulador mecánico <i>[fotografía propia]</i> . . . . .	43
3-6. Funcionamiento del sistema de alineación mecánico <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	43
3-7. Conjunto de apoyo implementado <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	44
3-8. calculo de velocidad del proyectil con software Tracker <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	47
3-9. sistema de propulsión <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	51
3-10. esquema pegado de Galgas Extensométrica (arriba) fotografía de galga pegada (abajo) <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	53
3-11. Fuentes y Reducción de ruidos: A) acople inductivo - B) efectos del trenzado - C) acople Capacitivo - D) efectos del blindaje <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	54
4-1. Obtención del tiempo de ciclo. A) pulso completo de tensión - B) zoom de primer ciclo - C) pulso traducido a deformación <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	60
4-2. Calculo de duración de pulsos <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	62
4-3. Pulsos ensayo 028: Amarillo: lectura en barra incidente - Verde: Lectura en barra propagada <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	63
4-4. Salida de osciloscopio de ensayo con probeta. CH1: barra incidente - CH2: barra propagada <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	67
4-5. extracción de video de impacto: A) antes del impacto - B) durante impacto - C) luego de impacto <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	68
4-6. Procesamiento de pulsos de ensayo 032 <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	69
4-7. gráficos tensión y deformación VS $\varepsilon$ , ensayo 032 <b>SIN compensación de tiempos</b> <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	70
4-8. gráficos tensión y deformación VS tiempo, ensayo 032 <b>CON compensación de tiempos</b> <i>[elaboración propia]</i> . . . . .	71



---

<b>4-9.</b> gráficos tensión y deformación VS $\varepsilon$ , ensayo 032 <b>CON compensación de tiempos</b> [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	71
<b>5-1.</b> (A) Señal de deformaciones en barra incidente en [6] - (B) señal de ensayo 031 [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	74
<b>5-2.</b> Curva tensión y velocidad de deformación versus deformación para acero SA516 [27] . . . . .	76
<b>5-3.</b> gráficos tensión y deformación VS $\varepsilon$ , ensayo 032 <b>CON compensación de tiempos</b> [ <i>elaboración propia</i> ] . . . . .	76
<b>8-1.</b> Hoja de datos de Osciloscopio GDS-1022 . . . . .	90



---

# 1 Introducción

El presente proyecto integrador fue motivado por la necesidad de caracterizar espumas de magnesio, obtenidas del sinterizado de viruta de aleación AZ91. Se busca tener un dispositivo que permita determinar características dinámicas de probetas del material antes descrito. Dicho esto se va a orientar el trabajo al diseño y fabricación de una máquina de barra de Hopkinson.

En este capítulo se explicará por qué es de interés el análisis de las características dinámicas de las espumas metálicas en general, ubicando luego la máquina de Hopkinson en el rango de medición que se emplea. Luego se hará una breve reseña histórica del ensayo y para culminar se expresaran las nomenclaturas empleadas para las partes constitutivas de la máquina.

## 1.1. Ensayos dinámicos

El comportamiento de los materiales ante cargas dinámicas es de gran interés para la ingeniería. Técnicas experimentales para caracterizar el comportamiento de materiales con altas tasas de velocidad de deformación son empleadas para evaluar el cambio en propiedades mecánicas (como pueden ser el límite elástico, el endurecimiento por trabajo o la ductilidad) que pueden variar con la velocidad de deformación. Este área de investigación es relativamente nueva, y ha estado en evolución durante los últimos 40 años <sup>1</sup> [12].

Gran parte de las propiedades mecánicas de un metal, como módulo elástico, tensión de fluencia, límite elástico y tensión de rotura las podemos conocer en su hoja de características correspondiente a la aleación. Estas propiedades son obtenidas del ensayo

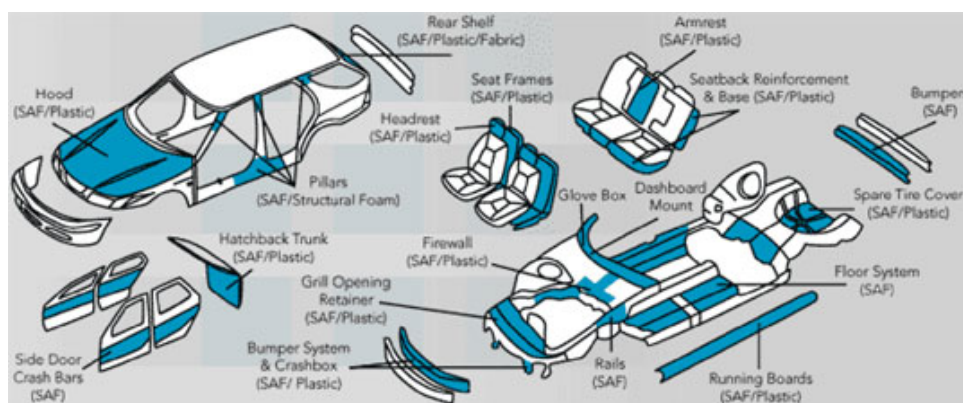
---

<sup>1</sup>veremos en el apartado 1.2 que el ensayo tal y como se conoce hoy en día fue constituido en 1970

de probetas macizas de material y a velocidades muy lentas (una de las hipótesis fundamentales del ensayo de tracción/compresión cuasi-estático es que la velocidad es tan lenta que se pueden despreciar las cargas inerciales). Ahora cuando requerimos conocer las propiedades mecánicas de espumas metálicas ante cargas dinámicas estos datos pierden validez, y no se encuentran tabulados por norma por la gran variedad de espumas (de distintas densidades y morfología de cavidades posibles) e infinidad de cargas dinámicas posibles (variando tiempos de aplicación e intensidades). Es por esto que es un campo de estudio en el cual se sigue trabajando.

El conocimiento de estos comportamientos es de interés para muchas áreas de trabajo, como pueden ser:

- en áreas de diseño: este parámetro es de utilidad para materiales destinados a la absorción de energía como los destinados a sistemas de seguridad para automotores o blindajes balísticos.

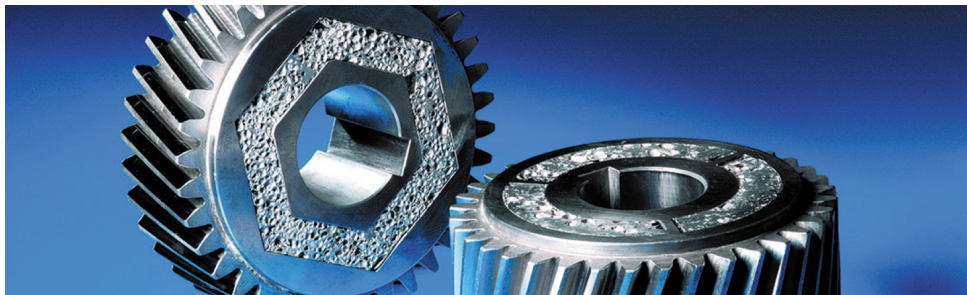


**Figura 1-1.** Uso de espumas metálicas en automóviles [6]



**Figura 1-2.** placa de blindaje compuesto [3]

- amortiguamiento mecánico y control de vibraciones: La capacidad de amortiguamiento de las espumas metálicas es hasta diez (10) veces mayor que la de los metales sólidos. Además tienen elevadas frecuencias naturales de resonancia, pudiendo por tanto reducir el intervalo de vibraciones. Pueden usarse como relleno de perfiles huecos para amortiguación y en cobertores y contenedores sujetos a vibración.[6]



**Figura 1-3.** Aplicación de espumas metálicas para absorción de vibraciones mecánicas en engranajes [2]

La máquina denominada como barra partida de presión de Hopkinson (en adelante SHPB <sup>2</sup> ) se encuadra dentro de las destinadas al análisis de características dinámicas

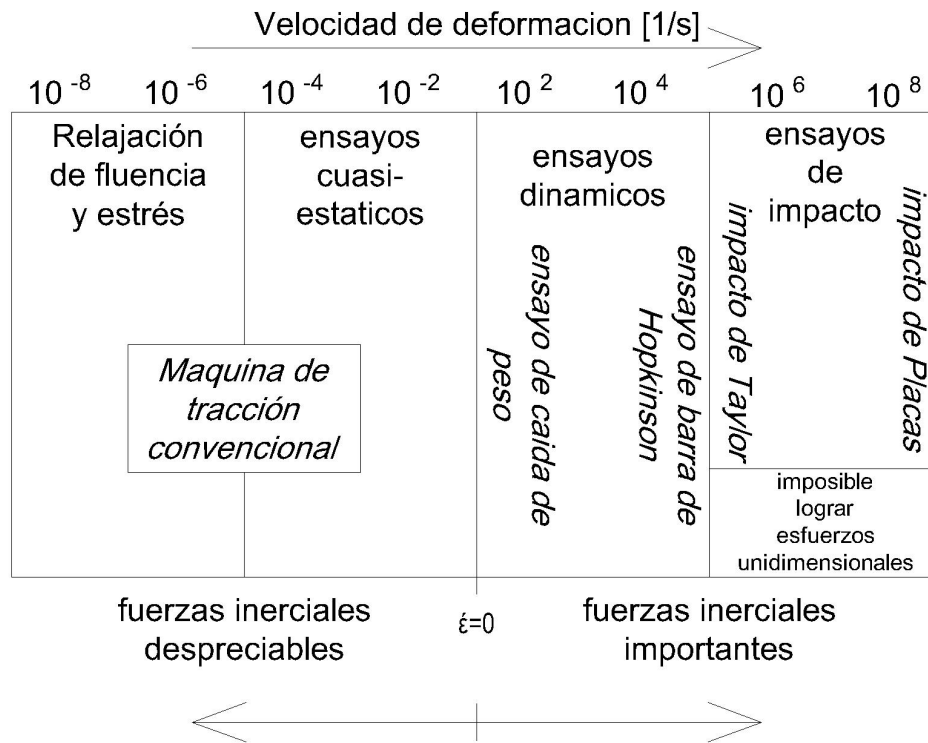
<sup>2</sup>por sus siglas en ingles "Split-Hopkinson Pressure Bar"

de los materiales como se explica en el manual ASM[28], en particular para el análisis de materiales con altos rangos de velocidades de deformación.

Algunos autores, como Castro [6] distinguen tres grandes grupos de ensayos dinámicos en función de los rangos de velocidades de deformación que miden, siendo estos:

- **velocidad de deformación baja:** Dentro de este intervalo se sitúan los sistemas de carga convencionales, es decir, las máquinas de ensayos electromecánicas y servohidráulicas. Estas últimas permiten realizar ensayos a velocidades de deformación ligeramente mayores que  $10^{-1}s^{-1}$ . A medida que la velocidad aumenta lo hace también la complejidad de la instrumentación asociada. El método usual de medida de fuerza son las células de carga, cuya utilización se encuentra limitada por su frecuencia natural de vibración.
- **velocidad de deformación media:** Este grupo abarca el rango de velocidades de deformación desde  $10^{-1}s^{-1}$  a  $10^2s^{-1}$  aquí se engloban algunas máquinas hidráulicas, aunque el equipo mas representativo es la torre de caída de peso. Este equipo utiliza una determinada masa que mediante caída libre genera una carga de compresión (impacto) en la probeta. Este sistema tiene la característica de lograr imprimir grandes energías a la muestra en ensayo, del orden de los 1000 J.
- **velocidad de deformación alta:** De  $10^2s^{-1}$  a  $10^4s^{-1}$ . En este rango trabaja SHPB, que es la más difundida para este tipo de ensayos. Está basada en la propagación de ondas elásticas unidimensionales en barras de geometría cilíndrica, que actúan como guías de ondas de tensión. Este método es el que se desarrolla en este trabajo.
- **velocidad de deformación muy alta:** Superiores a  $10^4s^{-1}$ . Para estas experiencias se emplean dispositivos neumáticos o pirotécnicos.

Por su parte S. Sharma [27] difiere levemente en los límites de esta clasificación, y la expresa a través de un gráfico como el expuesto en la figura **1-4**:



**Figura 1-4.** Clasificación de ensayos en función a la velocidad de deformación [elaboración propia en base a ASM Handbook [28]]

## 1.2. Historia de la máquina de Hopkinson

Como describe Gray [12], la barra de presión de Hopkinson es llamada así en honor a John Hopkinson [16] quien en 1872 publicó los resultados de su trabajo en el que analizó la rotura de un cable de acero empotrado en un extremo y con una carga en el extremo libre, en el cual llega a la siguiente conclusión “El punto fijo de un cable se romperá sólo con la mitad de la velocidad que llevará el cable a romperse en el punto donde se carga la masa”, exponiendo así las primeras diferencias entre comportamientos de los materiales con la variación de la velocidad de aplicación de las cargas.

Bertram Hopkinson [15], quien en 1914, motivado por los trabajos pioneros de su padre, John Hopkinson, publicó sus estudios acerca de las presiones producidas durante los eventos dinámicos, induciendo la propagación de ondas en barras metálicas elásticas

de gran longitud. Mediante el uso de trampas de momento de diferentes longitudes, B. Hopkinson estudió la forma y evolución de pulsos de presión que se propagaban a lo largo de cuerdas metálicas en función del tiempo. Basado en estos primeros trabajos, el aparato experimental que emplea ondas elásticas de presión propagadas a lo largo de barras metálicas para el estudio de procesos dinámicos en materiales es llamado Barras de Presión de Hopkinson.

Trabajos venideros a cargo de Davies [8] y Kolsky [18], en 1949, emplearon dos barras de Hopkinson de presión en serie, con la muestra colocada entre estas, para medir respuestas dinámicas de tensión-deformación de materiales. Esta técnica fue llamada por otros autores como barra dividida de Hopkinson [21], barra de Davies [19] o Barra de Kolsky [29] [23].

Gracias a los desarrollos de estos dos últimos, sumados a las innovaciones en la tecnología de las galgas extensiométricas de alta precisión, acondicionadores de señal y osciloscopios digitales de alta velocidad, hoy en día es posible la implementación del ensayo de barra partida de Hopkinson.

Han sido desarrollados aparatos que, a partir de la técnica del ensayo de Hopkinson, se emplean para la medición de otros parámetros, tal es el caso de la barra de Hopkinson a tracción [21] [13], a torsión [11], compresión y torsión simultáneas [20].

Michael Adam [17] cita además a ciertos autores cuyos avances fueron complementarios para la constitución del ensayo que hoy conocemos, entre ellos, Bancroft [4] quien en 1941 resolvió las ecuaciones planteadas por Pochhammer [25] y Love [22] sobre las velocidades y frecuencias de ondas longitudinales en barras cilíndricas, las cuales son de gran aplicación a la hora de la corrección de atenuaciones.

Davies [7] desarrolla una técnica usando capacitores para medir las tensiones existentes en la barra de presión. La salida del condensador es proporcional a las relaciones tiempo-desplazamiento las que a su vez son proporcionales a las relaciones presión-tiempo asumiendo que las presiones en las barras están por debajo del límite elástico del material.

Más adelante, en 1970, Hauser [9] agrega las galgas extensométricas para la medición de las deformaciones en las barras de presión.



### 1.3. Partes constitutivas de la máquina

Para entender en adelante las nomenclaturas se hará una breve descripción del ensayo y las partes de la estructura. El ensayo de SHPB consta de dos barras alineadas a las cuales denominaremos barras de presión, ambas de igual sección, longitud y material, entre estas se ubica la muestra a ensayar. Para iniciar el ensayo se impacta a una de las barras (barra incidente) en su extremo libre con un proyectil de igual sección y material que las barras aunque de distinto largo. Se realiza entonces el sensado del pulso mecánico compresivo que avanza por la primera barra (pulso incidente), que al llegar hasta la probeta se traduce en dos pulsos, una parte reflejada, que viaja por la misma barra que se impactó ( pulso reflejado ), y otra porción que atraviesa la probeta y se propaga por la segunda barra (pulso propagado).

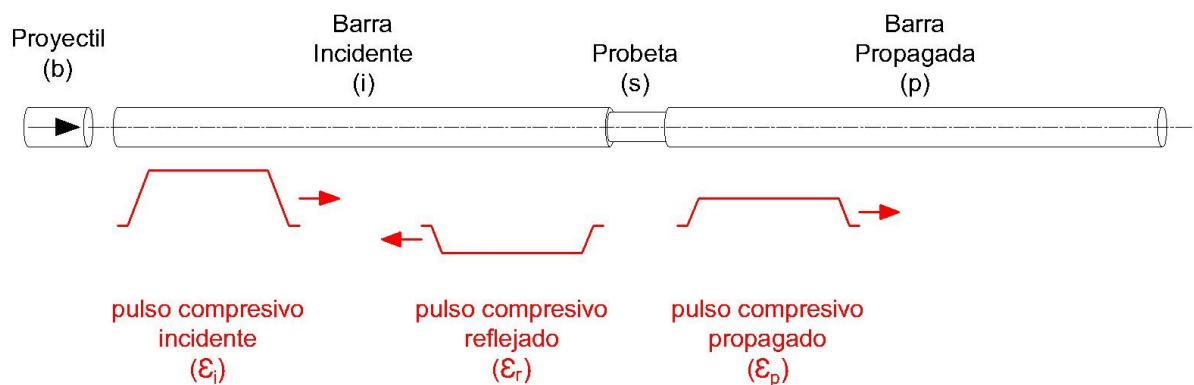


Figura 1-5. Componentes esenciales de SHPB y nomenclaturas [elaboración propia]



---

## 2 Fundamentos teóricos

En el siguiente capítulo se explayarán los desarrollos teóricos empleados para el trabajo. En la sección 2.1 se hará una introducción al comportamiento de ondas planas en barras para comprender el fenómeno que acontece en nuestro ensayo.

En 2.2 se desarrollan las ecuaciones que describen el comportamiento mecánico en la probeta ensayada a partir de los datos leídos de deformación en las barras de presión.

Y en 2.3 se explica la parte electrónica atinente al sistema de medición de las ondas mecánicas en las barras.

### 2.1. Propagación de una onda longitudinal en barras

Analizaremos a continuación el fenómeno de la generación, propagación y comportamiento de ondas mecánicas en barras, lo cual nos servirá para comprender el experimento como lo desarrolla Sharma [27].

En las secciones 2.1.2 y 2.1.1 se explicará el comportamiento de los pulsos de presión para distintas condiciones de borde, presentes en el ensayo de SHPB, como extremo libre (final de la barra propagada) y extremo empotrado (así se comportan las interfaces barra de presión - probeta <sup>1</sup>). Para esto se grafican los desplazamientos  $u$  y las tensiones  $\sigma$  a medida que avanzan por la barra.

---

<sup>1</sup>Cabe aclarar aquí que debemos disociar los desplazamientos de las barras con la propagación del pulso mecánico que es lo que nos interesa, el primero sucede solo después de que pulso se propague y refleje a lo largo de toda la barra incidente. Dicho esto para nuestro análisis, las interfases se comportan como un empotramiento

Ahora recordando lo expresado por la ley de Hooke:

$$\sigma = E \varepsilon \quad (2-1)$$

siendo  $\varepsilon$  la variación de la longitud con respecto a la longitud original, la cual se puede escribir como  $\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial y}$  y al sustituir en 2-1 da :

$$\sigma = E \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2-2)$$

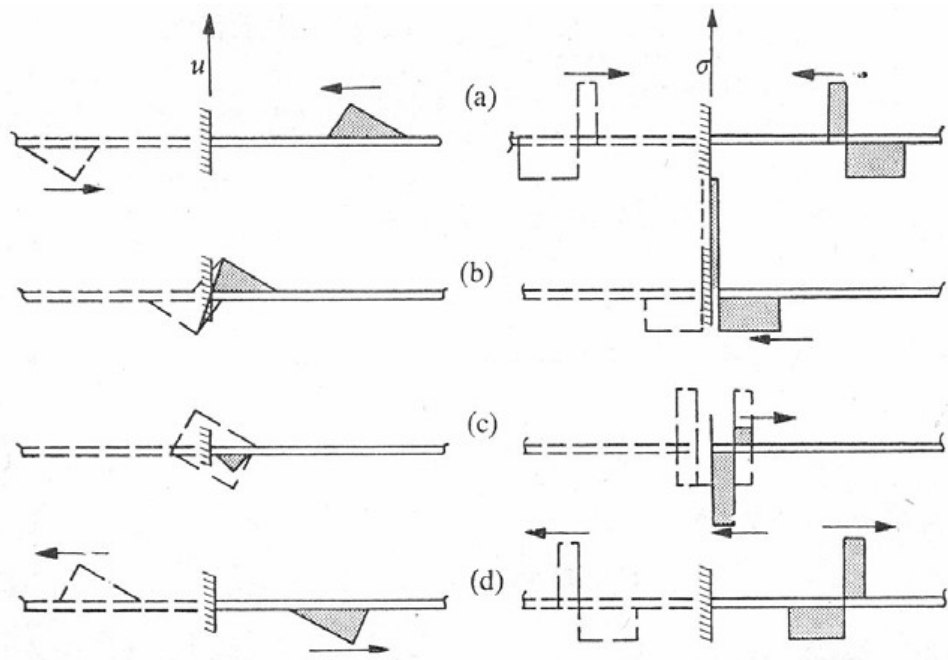
Esta expresión nos muestra que la tensión es directamente proporcional a la derivada espacial de los desplazamientos siempre y cuando E sea constante, en decir que estamos debajo del límite elástico.

### 2.1.1. Reflexión en extremo empotrado

Cuando impactamos una barra con un proyectil en uno de sus extremos generamos un pulso de presión que se propaga por la misma. Este pulso de presión tiene dos consecuencias: tensiones y desplazamientos que, como se explico en la introducción están relacionados, siendo las tensiones la derivada espacial de los desplazamientos.

El comportamiento de estos pulsos al llegar al extremo opuesto de la barra depende de la condición de borde que tenga esta.

Cuando el extremo se encuentra empotrado el comportamiento de las ondas se esquematiza en la figura **2-1**. En la parte izquierda se muestra la interacción de los desplazamientos; durante los cuadros (B) y (C) se da la reflexión en el extremo empotrado, en este evento los desplazamientos se reflejan como negativos (lógicamente, puesto que por estar empotrado el extremo los desplazamientos deben ser nulos).



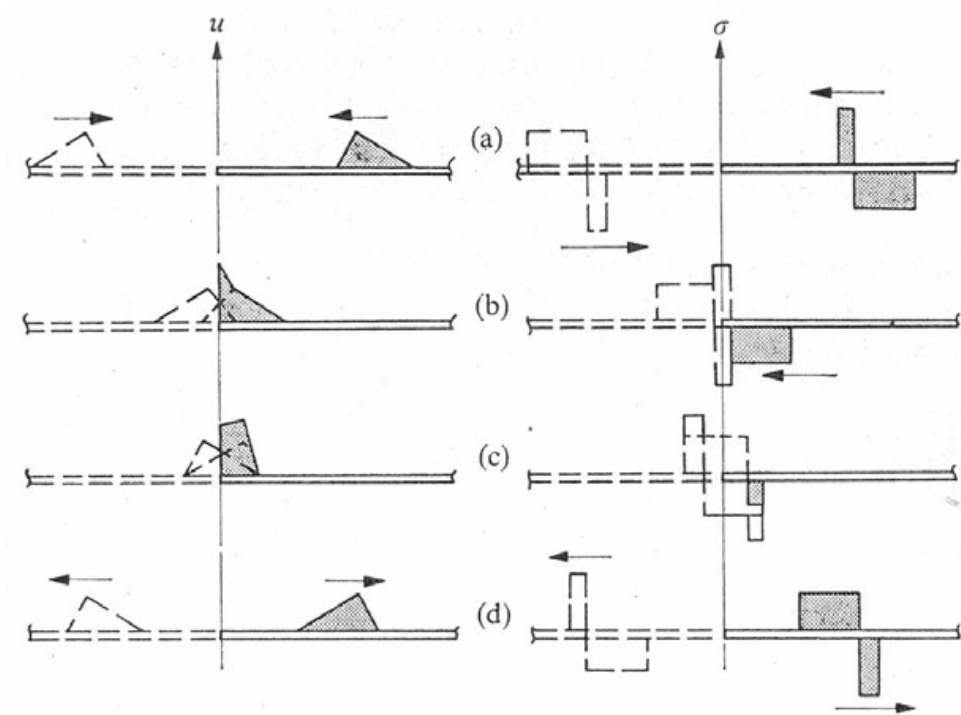
**Figura 2-1.** comportamiento de desplazamientos (izquierda) y esfuerzos (derecha) en una barra con extremo empotrado [27]

La tensión, que como dijimos en la introducción, es proporcional a la derivada del desplazamiento, se muestra en la parte derecha de la imagen. Como se ve en (D), la polaridad del pulso de tensión permanece igual luego de la reflexión, es decir, pulsos compresivos permanecerán compresivos y pulsos de tracción permanecerán siendo de tracción.

### 2.1.2. Reflexión en extremo libre

Para el caso en que el extremo de la barra no tenga restricciones mecánicas, decimos que el extremo es “libre”. En este caso, el comportamiento del pulso propagándose por la barra, y su correspondiente efecto en términos de desplazamiento y tensiones se esquematiza en la imagen **2-2**.

Si analizamos la forma de los esfuerzos (derecha de la imagen); la sumatoria en el extremo libre ha de ser nula. Para cumplir con esta condición, las ondas de tensión deben ser compensadas con unas de signo opuesto (como se muestra en los cuadros (b) y (c) de la columna derechos de la figura **2-2**).



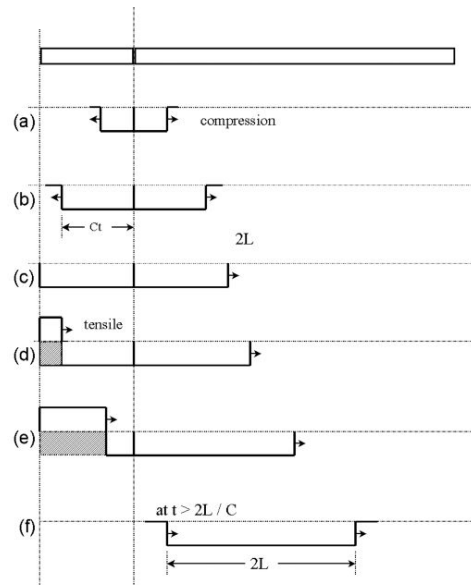
**Figura 2-2.** comportamiento de desplazamientos (izquierda) y esfuerzos (derecha) en una barra con extremo libre [27]

El desplazamiento correspondiente es mostrado en la parte izquierda de la figura. Durante los pasos (b) y (c) acontece la interacción con el extremo libre. En este caso un desplazamiento positivo permanece positivo luego de la reflexión, como se observa en la figura (D).

Como corolario podemos decir que en el extremo libre: los desplazamientos se duplican y las tensiones se reflejan con signo opuesto.

### 2.1.3. Evento de impacto

En el ensayo de Hopkinson se impacta la barra incidente con un proyectil. Si lo asumimos de igual sección y material que la barra, la longitud de este influye en la duración del pulso mecánico generado en la barra incidente como veremos a continuación.



**Figura 2-3.** Propagación de pulsos durante el impacto [27]

Analizaremos entonces la figura **2-3** que esquematiza el comportamiento de los pulsos de presión generados a raíz de un impacto entre un proyectil (lado izquierdo) y una barra (lado derecho) :

- (a): cuando entran en contacto ambas caras (la del proyectil y la de la barra) se genera un pulso compresivo que viaja por el proyectil y por la barra en direcciones opuestas. Por tratarse de materiales iguales la velocidad de dichos frentes de onda serán iguales a  $C_s$  (siendo  $C_s = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ <sup>2</sup>, la velocidad del sonido en el material)
- (c): al llegar el pulso iniciado en (a) al extremo libre del proyectil, ocurre el fenómeno explicado en 2.1.2 : el pulso de presión compresivo invierte su polaridad y se propaga en sentido contrario.
- (d): el frente de onda, ahora de tracción , comienza a recorrer la longitud del proyectil.
- (e): al llegar el pulso a la interfase sucede la separación del proyectil y la barra, terminando así el evento del impacto.

<sup>2</sup>Donde  $E$  es el modulo elástico del material y  $\rho$  su densidad

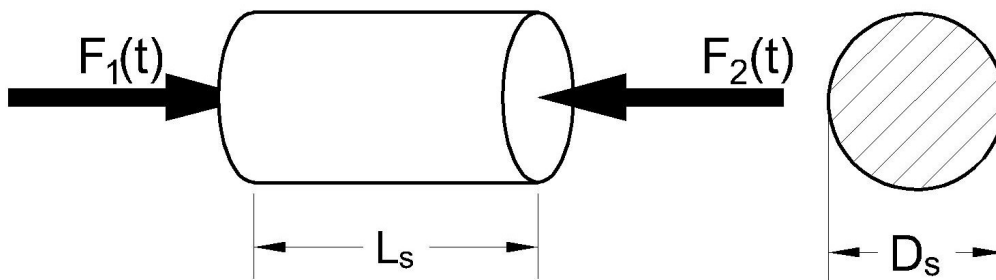
- (f): el pulso producido tiene una longitud de dos veces el largo del proyectil.

## 2.2. Ecuaciones de Hopkinson

En esta sección se desarrollarán las expresiones de tensión, velocidad de deformación y deformación que experimenta la probeta en un ensayo, llegando a poner estas tres variables en función a parámetros mensurables para nuestro sistema.

### 2.2.1. Esfuerzos en la Probeta

Analizando una probeta cualquiera como se muestra en la figura 2-4 podemos calcular las tensiones promedio en la misma (como explica [17]) en términos de la fuerza dividida por cada una de las áreas:  $\pi D_s^2/4$  donde  $D_s$  es el diámetro de la probeta.



**Figura 2-4.** Análisis de Fuerzas en Probeta [Elaboración propia en base a [17]]

Cuando la probeta es comprimida la fuerza, promediada a lo largo de su longitud ( $L_s$ ), actuante sobre ella es :

$$\bar{F}(t) = \frac{F_1(t) + F_2(t)}{2} \quad (2-3)$$

la tensión promedio sera:

$$\bar{\sigma}(t) = \frac{\bar{F}(t)}{\pi D_s^2/4} \quad (2-4)$$



Asumiendo el equilibrio dinámico de la probeta y que permanecen dentro de su rango elástico, las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  pueden ser expresadas en términos de las deformaciones de las barras incidente y propagada respectivamente aplicando la ley de Hooke:

- $F_1$ : barra incidente:

$$F_1(t) = E(\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t)) \frac{\pi D_{bar}^2}{4} \quad (2-5)$$

- $\varepsilon_i(t)$  : onda de deformación incidente
- $\varepsilon_r(t)$  : onda de deformación reflejada
- $D_{bar}$  : diámetro de las barras de presión

- $F_2$ : barra propagada

$$F_2(t) = E\varepsilon_p(t) \frac{\pi D_{bar}^2}{4} \quad (2-6)$$

- $\varepsilon_p(t)$  : onda de deformación transmitida

Sustituyendo 2-3, 2-5 y 2-6 en 2-4 obtenemos:

$$\bar{\sigma}(t) = E \frac{D_{bar}^2}{2D_s^2} (\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) + \varepsilon_p(t)) \quad (2-7)$$

Si suponemos que la probeta se deforma uniformemente, las deformaciones en la barra incidente son iguales a las deformaciones en la barra transmitida:

$$\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) = \varepsilon_p(t) \quad (2-8)$$

Reemplazando 2-8 en 2-7 obtenemos:

$$\bar{\sigma}(t) = E \frac{D_{bar}^2}{D_s^2} \varepsilon_p(t) \quad (2-9)$$

Esta ecuación muestra que las tensiones en la probeta son proporcionales al pulso de deformación que es transmitido a través de la misma hacia la barra propagada.

Para todo este desarrollo la denominación de  $\bar{\sigma}$  como tensión promedio es referida al promedio espacial, es decir, la tensión que experimenta la probeta en su totalidad en función al tiempo ( $\bar{\sigma} = \sigma_s(t)$ ), es entonces la tensión de la muestra. Notando también que el termino  $\frac{D_{bar}^2}{D_s^2}$  es equivalente a la relación de áreas muestra-barra podemos expresar 2-9 como :

$$\boxed{\sigma_s(t) = E \frac{A_0}{A_s} \varepsilon_p(t)} \quad (2-10)$$

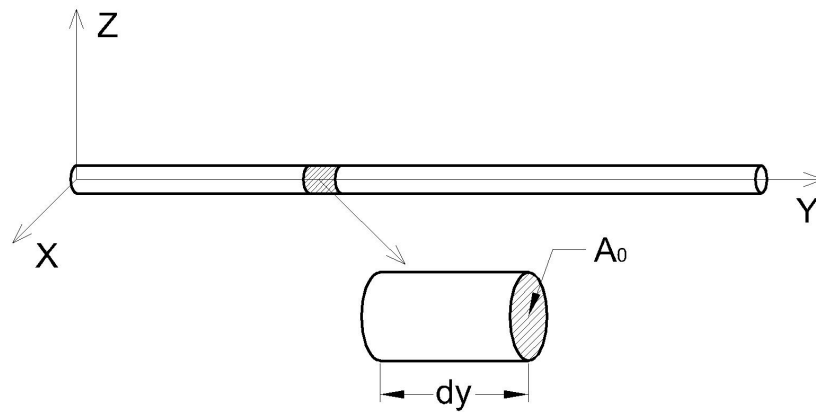
Siendo:

- E: Modulo elástico de las barras de presión
- $A_0$ : Área transversal de las barras de presión
- $A_s$ : Área transversal de la probeta
- $\varepsilon_p(t)$  : deformación de la barra propagada en función del tiempo

La ecuación 2-10 es de gran importancia y será utilizada mas adelante para el análisis de los resultados del ensayo.

### 2.2.2. Análisis de desplazamientos

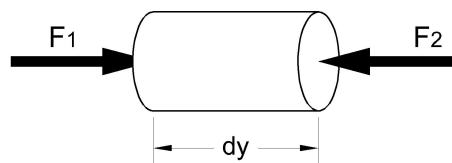
Analizando un elemento diferencial de barra antes de la deformación como el que se ve en la figura **2-5** (ver [17]), teniendo por objetivo obtener la ecuación que describa el movimiento de la onda a lo largo de esta:



**Figura 2-5.** Diferencial de barra [Elaboración propia en base a [17]]

Donde  $dy$  es el diferencial de longitud y  $A_0$  es el área transversal del segmento analizado, definimos además  $u$  como desplazamiento,  $E$  (módulo elástico de la barra) y  $\rho$  como la densidad.

Consideramos ahora el hecho de que antes del impacto la barra está en equilibrio, justo después del impacto aparecen fuerzas actuando en ambos extremos del diferencial de barra:



**Figura 2-6.** Fuerzas en elemento diferencial de barra [Elaboración propia en base a [17]]

Considerando que la barra se encuentra en el rango elástico de deformaciones, según la ley de Hooke (explicada en la ecuación 2-2) la contracción es proporcional al esfuerzo multiplicado por el modulo elástico. Las fuerzas generadas para resistir la compresión pueden ser expresadas en función del desplazamiento del elemento ( $u$ ), entonces:

$$F_1 = A_0 E \frac{\partial u_1}{\partial y} \quad (2-11)$$

y

$$F_2 = A_0 E \frac{\partial u_2}{\partial y} \quad (2-12)$$

según la segunda ley de newton:

$$F = m\ddot{y} \quad (2-13)$$

entonces, restando las ecuaciones 2-11 y 2-12 y considerando 2-13 tenemos:

$$A_0 E \frac{\partial u_2}{\partial y} - A_0 E \frac{\partial u_1}{\partial y} = A_0 \rho \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \quad (2-14)$$

Esta ecuación asume que la aceleración de las partículas es constante.

Recordando ahora la definición de velocidad de propagación del sonido en un medio, que para nuestro análisis son las barras:

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2-15)$$

simplificando 2-14 e introduciendo el concepto visto en 2-15:

$$C_0^2 \left[ \frac{\partial u_1}{\partial y} - \frac{\partial u_2}{\partial y} \right] = \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \quad (2-16)$$

Ahora, si ponemos a  $u_2$  en función a  $u_1$  tenemos:

$$u_2 = u_1 + \frac{\partial u_1}{\partial y} dy \quad (2-17)$$

Y derivando esta expresión respecto a  $y$ :

$$\frac{\partial u_2}{\partial y} = \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} dy \quad (2-18)$$

Reemplazando 2-18 en 2-16:

$$C_0^2 \left[ \frac{\partial u_1}{\partial y} - \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} dy \right] = \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} dy \quad (2-19)$$

$$C_0^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \quad (2-20)$$

La ecuación 2-20<sup>3</sup> es la de movimiento de la barra, no tiene un uso práctico en el análisis de la máquina de Hopkinson, pero nos brinda una información de la velocidad de la onda de una barra infinitamente larga, que será utilizada en próximos desarrollos para el cálculo de la velocidad de deformación de la probeta.

### 2.2.3. Deformaciones y velocidades de deformación en la probeta

La velocidad de deformación promedio se define como la deformación promedio dividida en el tiempo durante el que se produce .

Como mencionan [17] y [24], la velocidad de deformación de la probeta puede ser calculada a partir de las velocidades de las interfaces “barra de presión - probeta”. Dichas velocidades se pueden calcular a partir de las deformaciones de las barras de presión, para esto iniciamos desde la ecuación de movimiento de la barra de presión vista en la ecuación 2-20 obtenida en la sección 2.2.2:

$$C_0^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \quad (2-21)$$

Reconociendo que, para ondas armónicas:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (2-22)$$

<sup>3</sup>Es la solución general de la ecuación de onda escalar unidimensional obtenida por d'Alembert.

- $v$  : velocidad de la partícula

Y que , derivando la ecuación de elasticidad, o ley de Hooke con respecto a la posición:

$$E \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2-23)$$

- $p$  : tensión a lo largo de la sección

Recordando lo expresado por la ecuación 2-15

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} : \quad (2-24)$$

Reescribimos la ecuación del movimiento 2-21 como:

$$\frac{\partial p(y, t)}{\partial y} = \rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (2-25)$$

Notamos que para resolver la velocidad de la partícula en la barra requerimos conocer la presión en la misma. Si asumimos una onda viajera armónica positiva de la forma:

$$p(y, t) = P e^{i(\omega t - Ky)} \quad (2-26)$$

- $P$ : Amplitud de la onda de presión, presión máxima
- $\omega$ : Frecuencia
- $t$ : tiempo
- $K$ : número de onda

$$K = \frac{\omega}{C_0} \quad (2-27)$$

- $y$ : Ubicación espacial

Podemos obtener una expresión de la velocidad instantánea de la partícula derivando con respecto a  $y$ :

$$\frac{\partial p(y, t)}{\partial y} = -iK P e^{i(\omega t - Ky)} \quad (2-28)$$

Sustituyendo la derivada de 2-28 en 2-25:

$$-iKP e^{i(\omega t - Ky)} = \rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (2-29)$$

Integrando esta expresión:

$$\int \partial v = - \int \frac{iKP}{\rho} e^{i(\omega t - Ky)} \partial t \quad (2-30)$$

Resolviendo :

$$v(y, t) = -\frac{K}{\rho\omega} P e^{i(\omega t - Ky)} \quad (2-31)$$

Sustituyendo  $K = \frac{\omega}{C_0}$  y  $p(y, t) = P e^{i(\omega t - Ky)}$ :

$$v(y, t) = -\frac{1}{\rho C_0} p(y, t) \quad (2-32)$$

Donde  $p$  es la presión a lo largo de la sección transversal. Aplicando ahora la ley de Hooke podemos escribir  $p(y, t)$  en términos de la deformación de la barra:

$$P(y, t) = \varepsilon(y, t) E \quad (2-33)$$

Sustituyendo en 2-32:

$$v(y, t) = -\frac{1}{\rho C_0} \varepsilon(y, t) E \quad (2-34)$$

Recordando de la expresión 2-24 que  $E = C_0^2 \rho$ :

$$v(y, t) = -C_0 \varepsilon(y, t) \quad (2-35)$$

En caso de una onda viajera negativa:

$$v(y, t) = C_0 \varepsilon(y, t) \quad (2-36)$$

Las expresiones 2-35 y 2-36 describen la velocidad de la partícula (en nuestro caso la interfase) en términos de la deformación de la barra de presión. Conociendo éstas, la

deformación de la probeta de puede calcular sencillamente. La velocidad de deformación media en un momento viene dada por:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{v_{if2} - v_{if1}}{L} \quad (2-37)$$

- $v_{if1}$  = velocidad de intercase 1
- $v_{if2}$  = velocidad de intercase 2

La velocidad de la interfase 1 esta compuesta por la onda incidente (+) y la reflejada (-):

$$v_{if1} = C_0 \varepsilon_i - C_0 \varepsilon_r = C_0 (\varepsilon_i - \varepsilon_r) \quad (2-38)$$

Para calcular la velocidad de la segunda interfase sólo requerimos conocer la deformación transmitida a la barra propagada que, como se propaga en dirección positiva, tiene el mismo signo:

$$v_{if2} = C_0 \varepsilon_p \quad (2-39)$$

Sustituyendo 2-38 y 2-39 en 2-37:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = -\frac{C_0(\varepsilon_p - \varepsilon_i + \varepsilon_r)}{L} \quad (2-40)$$

Donde el signo negativo representa la compresión. Recordando que, si la probeta se deforma uniformemente tenemos  $\varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) = \varepsilon_p(t)$  podemos reescribir 2-40 como:

$$\boxed{\frac{d\varepsilon_s}{dt} = -\frac{2C_0}{L} \varepsilon_r(t)} \quad (2-41)$$

Lo que podemos integrar para conocer la deformación de la muestra:

$$\boxed{\varepsilon_s(t) = -\frac{2C_0}{L} \int_0^t \varepsilon_r(t) dt} \quad (2-42)$$



### 2.2.4. Corolario

Las secciones 2.2.1 y 2.2.3 han concluido, respectivamente, con las expresiones de tensión y velocidad de deformación de la probeta en función de las deformaciones de las barras de presión:

- Tensión en la muestra función del tiempo:

$$\sigma_s(t) = E \frac{A_0}{A_s} \varepsilon_p(t) \quad (2-43)$$

- Velocidad de deformación de la muestra función del tiempo:

$$\frac{d\varepsilon_s}{dt} = -\frac{2C_0}{L} \varepsilon_r(t) \quad (2-44)$$

- Deformación de la probeta función del tiempo:

$$\varepsilon_s(t) = -\frac{2C_0}{L} \int_0^t \varepsilon_r(t) dt \quad (2-45)$$

Siendo:

- $E$ : Modulo elástico de las barras de presión
- $A_0$ : Área transversal de las barras de presión
- $A_s$ : Área transversal de la probeta
- $\varepsilon_i(t)$ : deformación de la onda reflejada en función del tiempo, obtenida de la lectura de la galga extensiométrica de la barra incidente
- $\varepsilon_p(t)$ : deformación de la onda propagada en función del tiempo,, obtenida de la lectura de la galga extensiométrica de la barra propagada
- $C_0$ : Velocidad de la onda mecánica en las barras
- $L$ : Largo de la probeta

Estas expresiones son las que se emplearan mas adelante para la obtención de los datos de ensayo.

## 2.3. Sistema de Medición de Deformaciones

Por las características de las ondas que es necesario medir y las magnitudes de las deformaciones presentes en este ensayo fue necesario montar un sistema de medición mediante galgas extensométricas y las técnicas necesarias para la lectura y registro de la señal, que permita el análisis de datos obtenidos para cada ensayo.

En el presente capítulo se explican los fundamentos teóricos de los elementos utilizados para la construcción del sistema de medición.

### 2.3.1. Galgas Extensométricas: Funcionamiento

Las galgas extensométricas son elementos transductores que se emplean para la medición de deformaciones. En este experimento se requiere censar la deformación que experimentan las barras de presión a raíz del impacto del proyectil y para ello se utilizarán.

La galga reacciona a la deformación del objeto al que se adhiere variando su resistencia, como se explica en la siguiente sección.

Para el desarrollo del principio de funcionamiento, el autor Hoffman, en cuyo libro nos basaremos [14] establece que se asume que la deformación del objeto en análisis es transferida sin pérdidas a la galga. El principio de funcionamiento de las galgas extensométricas metálicas se basa en la relación deformación-resistencia de los conductores eléctricos.

Cualquier conductor eléctrico cambia su resistencia con los esfuerzos mecánicos. Esta variación de la resistencia eléctrica se atribuye a dos fenómenos; en parte a la deformación del medio conductor y por otra parte a la variación de la resistividad 'Q' del conductor como resultado de los cambios micro estructurales. Este proceso se describe por la relación:

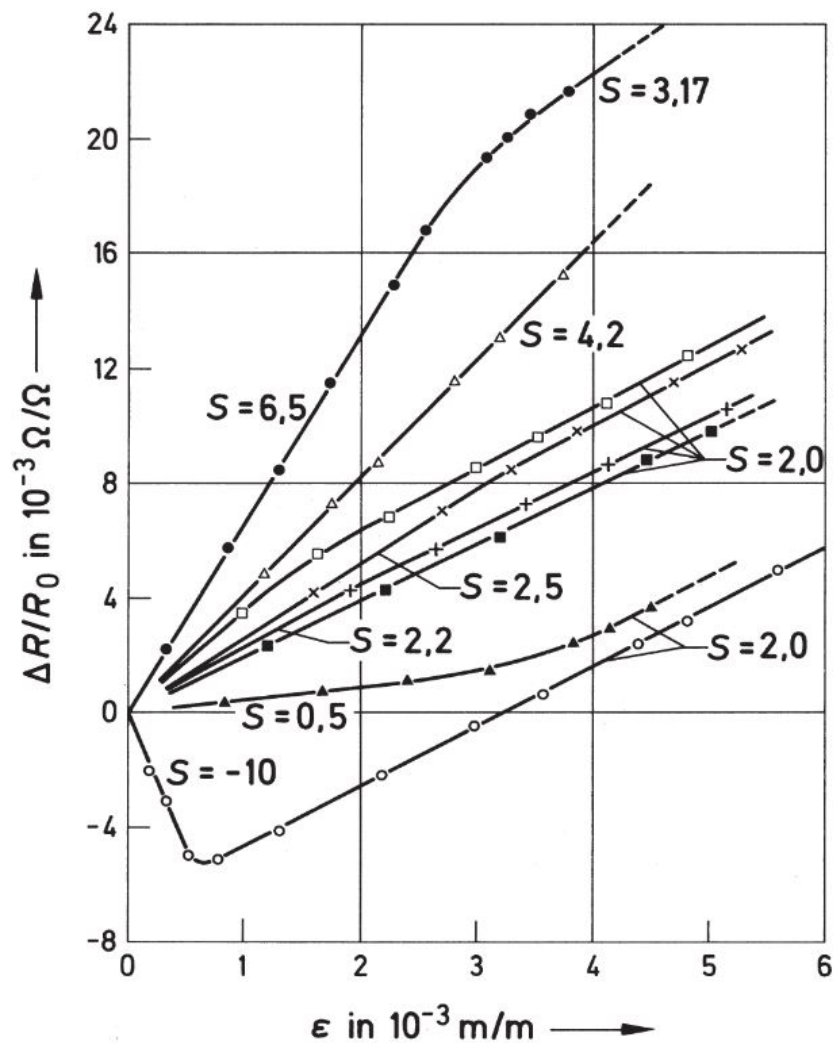
$$\frac{dR}{R_0} = \varepsilon(1 + 2\nu) + \frac{dQ}{Q} \quad (2-46)$$

siendo:

- R = Resistencia eléctrica

- $\varepsilon$  = Deformación
- $\nu$  = Modulo de Poisson
- $Q$  = Resistividad

Los resultados de la investigación en varios materiales fueron publicados en [5] de donde se extrajo el gráfico 2-7 donde se observan distintas curvas para distintos materiales ensayados.



**Figura 2-7.** característica resistencia-deformación para distintos materiales [14]

El parámetro 'S' denota las pendientes de las distintas curvas, que es la proporción

que se establece entre la variación de la resistencia relativa  $\Delta R/R_0$  con respecto a la deformación  $\varepsilon$ .

$$S = \frac{\frac{\Delta R}{R_0}}{\frac{\Delta l}{l}} = \frac{\frac{\Delta R}{R_0}}{\varepsilon} \quad (2-47)$$

Del gráfico **2-7** se desprenden dos características:

- Existen diferencias significativas en las pendientes iniciales de las curvas, las cuales pueden ser atribuidas a los distintos comportamientos micro estructurales de los materiales.
- En cierto nivel de deformación las pendientes de las curvas inferiores cambian con respecto a sus inicios aproximándose a un valor de 2. Este cambio acontece en diferentes niveles de deformación y siempre en la transición de comportamiento elástico a plástico. Si asumimos que si nos encontramos en la región de deformación elástica, el modulo de Poisson tiene un valor de  $\nu = 0,5$ , a volumen constante, entonces, considerando sólo la parte geométrica de la ecuación 2-46:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \varepsilon(1 + 2\nu) = \varepsilon(1 + 2 \times 0,5) = 2\varepsilon \quad (2-48)$$

Y la porción atribuida al cambio micro estructural pasaría a ser cero

Por lo tanto, los materiales que son particularmente atractivos para la fabricación de galgas son aquellos con una pendiente característica inicial de

$$S = \frac{\Delta R/R}{\Delta l/l} = 2 \frac{\Omega/\Omega}{m/m} \quad (2-49)$$

Y que la mantienen a través de toda la región elástica.

La citada pendiente de la curva es conocida como “Factor de Galga” y como explica Hoffmann [14] es característica del material del filamento de la misma.

Para magnificar el efecto de la relación deformación-resistencia, la galga se constituye de un filamento que se deposita sobre una lamina de material de sustento de manera tal que el esfuerzo que se busca medir origine la mayor variación de su longitud. En nuestro caso, como nos interesa medir la deformación axial, la figura es la siguiente.

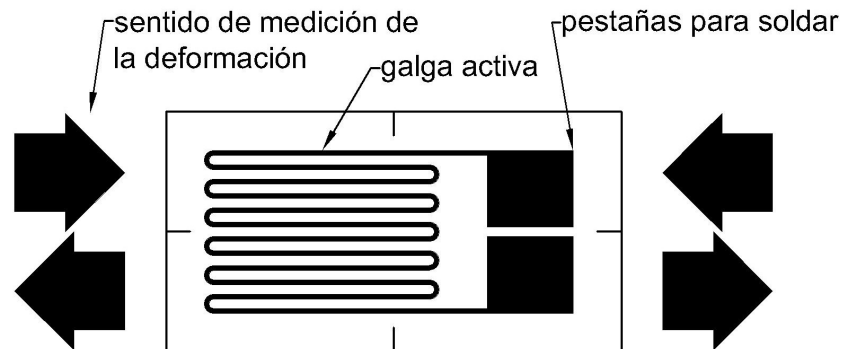


Figura 2-8. forma de galga para medir deformación axial [elaboración propia]

### 2.3.2. El puente de Wheatstone

El circuito que se conoce como puente de Wheatstone<sup>4</sup>, mediante el cual es posible la medición precisa de una resistencia eléctrica, se puede emplear de distintas maneras para la medición:

- Para determinar el valor absoluto de una resistencia a través de la comparación con una resistencia conocida.
- Para determinar las variaciones relativas de la resistencia.

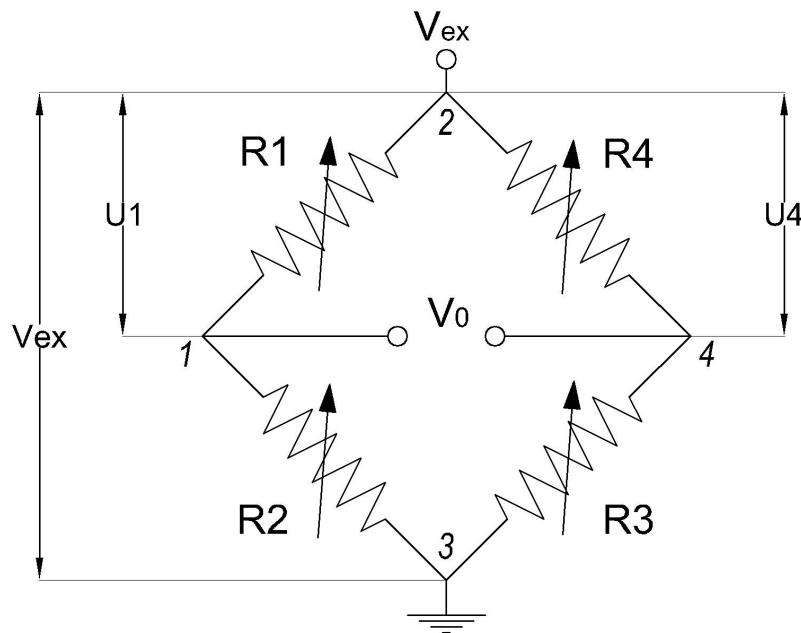
Para las técnicas de medición con bandas extensométricas se emplea el segundo método que permite medir con gran precisión las variaciones relativas de la resistencia de la banda que suelen tener magnitudes entre  $10^{-4}$  y  $10^{-2}$   $\Omega/\Omega$  de variación [14] .

### 2.3.3. Principio funcional del puente de Wheatstone

El desarrollo para la obtención de las formulas que se emplean en el puente de Wheatstone se sigue del autor Hoffmann [14], quien para su desarrollo plantea un puente con 4 resistencias variables, que representan las galgas. Si un voltaje de alimentación  $V_{ex}$  es aplicado en los puntos de abastecimiento del puente ( bornes 2 y 3 de la figura 2-9) este se aplica a las dos mitades del puente, la ramas  $R_1 - R_2$  y  $R_4 - R_3$ . Cada una de estas

<sup>4</sup>por su creador, el científico ingles Sir Charles Wheatstone (1802 - 1875)

ramas constituye un divisor resistivo como se ve en la figura. Se asume, para el planteo, que la resistencia de la fuente de tensión es despreciable y que la resistencia del equipo de medición de  $V_0$  es tan grande que se puede considerar infinita. Estas consideraciones no afectan los resultados puesto que los equipos las cumplen en la mayoría de los casos.



**Figura 2-9.** Principio funcional de puente de Wheatstone [elaboración propia en base a [14]]

Para un puente no balanceado, existe una diferencia de tensión en las resistencias y dicho desequilibrio se calcula:

$$V_0 = V_{ex} \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right) \quad (2-50)$$

Si el puente está balanceado:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} \quad (2-51)$$

En esta condición el voltaje de salida del puente es cero ( $V_0 = 0$ ) Cuando se presenta

una deformación, la resistencia de las galgas varía en una cantidad  $\delta R$ . Esto, visto en la ecuación 2-50 nos da:

$$V_0 = V_{ex} \left( \frac{R_1 + \delta R_1}{R_1 + \delta R_1 + R_2 + \delta R_2} - \frac{R_4 + \delta R_4}{R_3 + \delta R_4 + R_4 + \delta R_4} \right) \quad (2-52)$$

Si se dispuso el puente de tal modo que:

$$R_1 = R_2 \quad y \quad R_3 = R_4 \quad (2-53)$$

tenemos:

$$V_0 = V_{ex} \left( \frac{(R_1 + \delta R_1)(2R_3 + \delta R_3 + \delta R_4) - (R_3 + \delta R_4)(2R_1 + \delta R_1 + \delta R_2)}{(2R_1 + \delta R_1 + \delta R_2)(2R_1 + \delta R_3 + \delta R_4)} \right) \quad (2-54)$$

Cuando se expande el resultado obtenemos muchos términos de  $\delta R_x * \delta R_y$  que son muy pequeños cuando son comparados con los otros términos. Por esto, despreciándolos:

$$V_0 = V_{ex} \left( \frac{R_1(\delta R_3 + \delta R_4) - R_1(\delta R_1 + \delta R_2) + 2R_3\delta R_1 - 2R_1\delta R_4}{4R_1R_3 + 2R_1\delta R_3 + 2R_1\delta R_4 + 2R_3\delta R_1 + 2R_3\delta R_2} \right) \quad (2-55)$$

Si analizamos en detalle el denominador de la ecuación 2-55 podemos simplificar aún más la expresión. Denotando que el término  $4R_1R_3$  es mucho mayor que el resto, por contener estos algún  $\delta R$ . Siendo así, despreciamos todos los términos del denominador con excepción de  $4R_1R_3$ .

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{R_1\delta R_3}{4R_1R_3} + \frac{R_1\delta R_4}{4R_1R_3} - \frac{R_3\delta R_1}{4R_1R_3} - \frac{R_3\delta R_2}{4R_1R_3} + \frac{2R_3\delta R_1}{4R_1R_3} - \frac{2R_1\delta R_4}{4R_1R_3} \quad (2-56)$$

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{\delta R_3}{4R_3} + \frac{\delta R_4}{4R_3} - \frac{\delta R_1}{4R_1} - \frac{\delta R_2}{4R_1} + \frac{\delta R_1}{2R_1} - \frac{\delta R_4}{2R_3} \quad (2-57)$$

Sumando los términos de 2-57 y recordando las suposiciones de que  $R_1 = R_2$  y  $R_3 = R_4$ :

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{1}{4} \left( \frac{\delta R_3}{R_3} - \frac{\delta R_2}{R_2} + \frac{\delta R_1}{R_1} - \frac{\delta R_4}{R_4} \right) \quad (2-58)$$

Si reemplazamos los términos del paréntesis aplicando lo visto en 2-49

$$\frac{\delta R}{R} = S \varepsilon \quad (2-59)$$

Siendo  $S$  el factor de galga explicado con anterioridad, tenemos:

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{S}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (2-60)$$

Para el caso particular de un cuarto puente, en el cual se incorpora una sola galga,

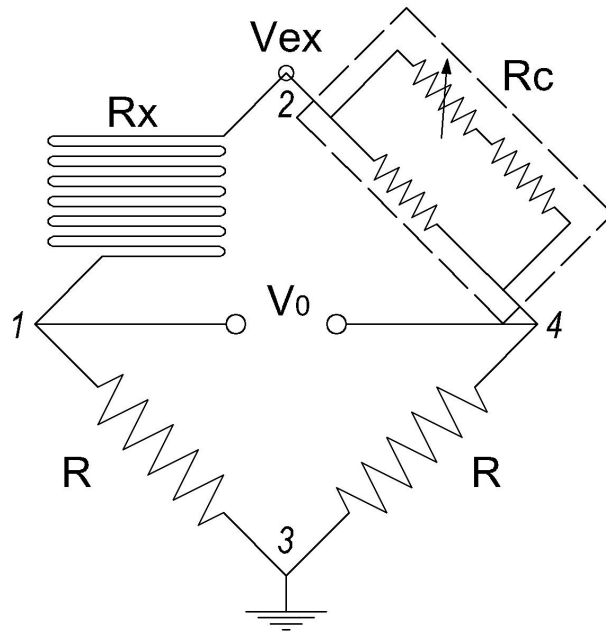
$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{S}{4}\varepsilon \quad (2-61)$$

$$\varepsilon = \frac{V_0 4}{V_{ex} S} \quad (2-62)$$

### 2.3.4. Puente de Wheatstone implementado

Para realizar la medición de la variación de la resistencia de las galgas extensométricas se emplea un cuarto puente de Wheatstone, cuya configuración se esquematiza en la figura 2-10:





**Figura 2-10.** Esquema de cuarto puente de Wheatstone implementado [elaboración propia]

El paralelo que se observa entre los bornes 2 y 4 es un arreglo que se implementó para aumentar la sensibilidad de un resistor variable. El objetivo de esto es calibrar el puente, equilibrando la resistencia del paralelo ( $R_c$ ) con la resistencia de la galga ( $R_x$ ). Siendo

- $R_x$  es la resistencia de la galga extensométrica en reposo.
- $R_c$  es una resistencia variable.
- $R$  son resistencias conocidas e idénticas. Para conseguir esto en la experiencia se emplearon resistencias al 1 %.

El desarrollo que sigue difiere levemente del utilizado para el cuarto puente de Wheatstone convencional, dado que no se dispuso de resistencias exactamente iguales a las resistencia de la galga al momento de la fabricación. Entonces se optó por utilizar pares de resistencias iguales ( $R_x = R_c$  y  $R_{1-3} = R_{4-3}$ ).

Colocando un tensiómetro para medir  $V_0$  (entre los bornes 1 y 4) y variando la resistencia variable del paralelo  $R_c$  hasta lograr una tensión  $V_0 = 0$ , conseguimos un puente equilibrado. En esta condición las tensiones en ambos bornes de la medición de  $V_0$  son idénticas. Siendo  $I_4$  la corriente circulante por la rama derecha y  $I_1$  la circulante por la rama izquierda, podemos decir:

$$R_x = R_c \quad (2-63)$$

$$V_{R_x} = I_1 R_x = V_{R_c} = I_4 R_c \quad (2-64)$$

$$V_R = I_1 R = I_4 R \quad (2-65)$$

Calculamos las corrientes en cada rama:

$$I_1 = \frac{V_{ex}}{R_x + R} \quad (2-66)$$

$$I_4 = \frac{V_{ex}}{R_c + R} \quad (2-67)$$

Calculando ahora las caídas de tensión en las ramas 2-1 y 2-4 :

$$V_{R_x} = R_x I_1 = \frac{R_x V_{ex}}{R_x + R} \quad (2-68)$$

$$V_{R_c} = R_c I_4 = \frac{R_c V_{ex}}{R_c + R} \quad (2-69)$$

Ahora, al experimentar la galga una deformación, la resistencia  $R_x$  experimentará una variación de  $\delta R_x$ . Entonces, la caída de tensión en la  $R_x$  pasara a ser:

$$V_{R_x} = (R_x + \delta R_x) I_1 = \frac{(R_x + \delta R_x) V_{ex}}{(R_x + \delta R_x) + R} \quad (2-70)$$

Y la tensión medida entre las ramas medias del puente pasará de cero a ser:

$$V_0 = V_{R_x} - V_{R_c} = \frac{(R_x + \delta R_x)V_{ex}}{(R_x + \delta R) + R} - \frac{R_c V_{ex}}{R_c + R} \quad (2-71)$$

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{(R_x + \delta R_x)}{(R_x + \delta R_x) + R} - \frac{R_c}{R_c + R} \quad (2-72)$$

Expandiendo la expresión 2-72 y recordando la igualdad  $R_c = R_x$ , dada en la calibración del puente:

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{R_x^2 + R_x R + \delta R_x R_x + \delta R_x R - R_x^2 - \delta R_x R_x - R_x R}{R_x^2 + \delta R_x R_x + R_x R + R_x R + \delta R_x R + R^2} \quad (2-73)$$

Cancelando y agrupando:

$$\frac{V_0}{V_{ex}} = \frac{\delta R_x R}{(R + R_x)^2 + \delta R_x (R + R_x)} \quad (2-74)$$

Despejando  $\delta R_x$ :

$$\frac{V_0}{V_{ex}} (R + R_x)^2 = \delta R_x \left[ R - \frac{V_0}{V_{ex}} (R_x + R) \right] \quad (2-75)$$

$$\delta R_x = \frac{V_0}{V_{ex}} \left[ \frac{R + R_x}{\frac{R}{R + R_x} - \frac{V_0}{V_{ex}}} \right] \quad (2-76)$$

$$\delta R_x = \frac{V_0 (R + R_x)}{\frac{V_{ex} R}{R + R_x} - V_0} \quad (2-77)$$

$$\boxed{\delta R_x = \frac{V_0 (R + R_x)^2}{V_{ex} R - V_0 (R + R_x)}} \quad (2-78)$$

Si introducimos esta expresión en la ecuación 2-49:

$$\boxed{\varepsilon = \frac{V_0 (R + R_x)^2}{V_{ex} R - V_0 (R + R_x)} \frac{1}{SR_x}} \quad (2-79)$$

Esta es la que emplearemos más adelante para el análisis de los resultados del experimento.

### 2.3.5. Comparación de la relación de puente propuesta por Hoffmann y el adoptado en este trabajo

Se realizó un análisis de error relativo para comparar la expresión de  $\varepsilon = f(V_0)$  expuesta en 2-79 con la expuesta en 2-62 según [14], para el rango de tensiones que manejamos en nuestras mediciones ( $\pm 10mV$ ), el cual se muestra en el gráfico de la figura 2-11:

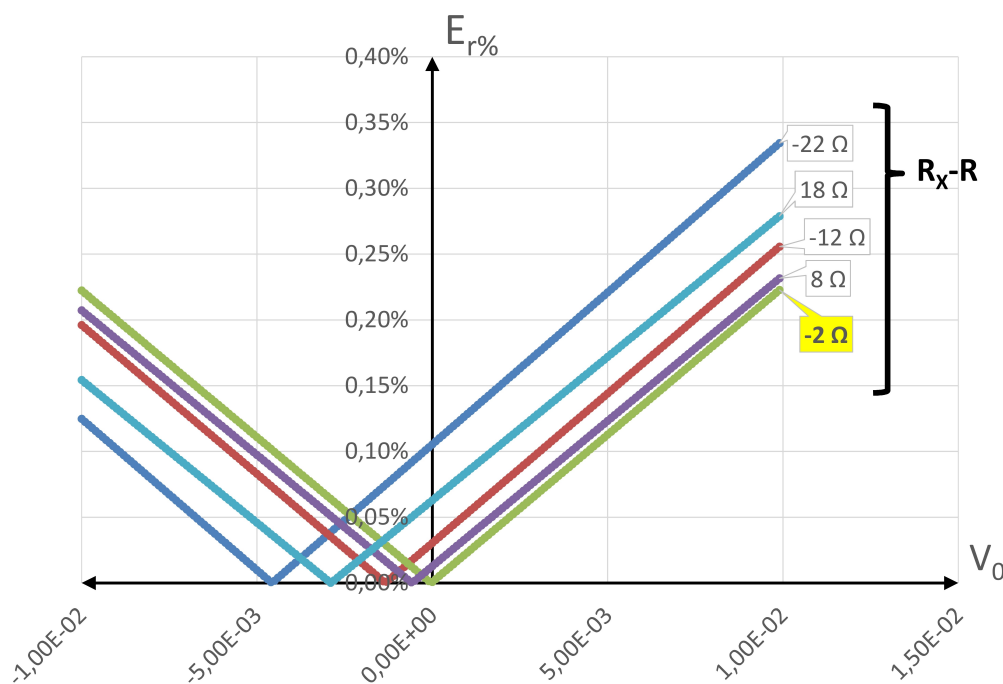


Figura 2-11. error relativo  $\varepsilon_{2-79}$  VS  $\varepsilon_{2-62}$  [elaboración propia]

La familia de curvas representa distintos valores de  $R$ , denotando su diferencia con  $R_X$ . En ordenadas se expresa el error relativo porcentual ( $E_r\%$ ) cuya formula es:

$$E_r\% = \left| \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_e}{\varepsilon_h} \right| \quad (2-80)$$

siendo

- $\varepsilon_h$  = deformacion calculada con formula expuesta por Hoffman [14]
- $\varepsilon_e$  = deformacion calculada según 2-79

Mientras que en abscisas la variable es la tensión medida en el puente,  $V_0$ . El valor  $-2\Omega$  está resaltado por ser la diferencia presente en nuestro puente.

Se optó por emplear la ecuación 2-79 por los siguientes motivos:

- No se tuvieron en cuenta los criterios de Hoffman de simplificación de términos.
- Contemplar el desequilibrio entre los pares de ramas del puente:  $R_x \neq R$  (ver figura **2-10**).
- Presentar una diferencia con los resultados expuestos por [14] a fondo de escala muy pequeña <sup>5</sup>, como se ve en el gráfico de la figura **2-11**.

---

<sup>5</sup>0.22 % de error relativo para la diferencia en la práctica:  $R_x = 350\Omega = R + 2\Omega$



---

## 3 Desarrollo

El proceso de fabricación de la máquina se expone en los siguientes bloques constructivos:

- Bancada
- Apoyos
- Sistema de propulsión
- Sistema de medición de deformaciones

En cada sección de este capítulo describiremos los diversos componentes, su etapa de diseño y de fabricación.

### 3.1. Bancada

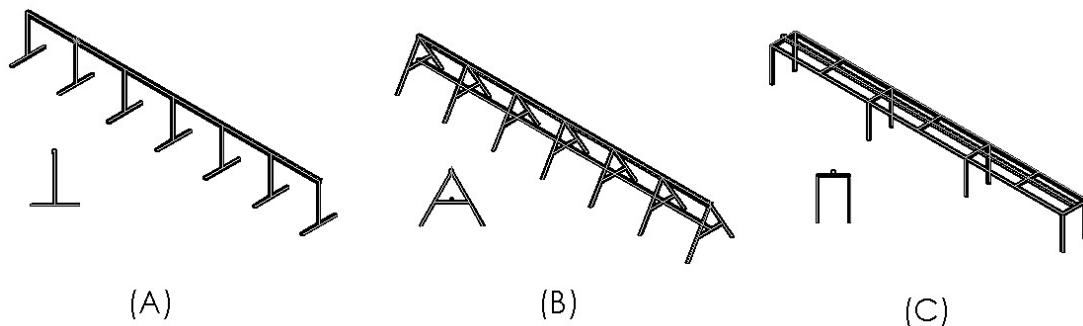
La bancada es la parte de la máquina que sirve como sustento de todos sus componentes, es la que los sostiene y une. Dentro de las exigencias de este proyecto se establecieron ciertos caracteres que este componente debía reunir:

- **Rigidez Estructural:** Esta cualidad se exigió para garantizar una solidez estructural que soporte el peso de todos los componentes así como una rigidez que garantizara no sólo su durabilidad, sino también la absorción de vibraciones y señales de ruidos mecánicos no deseadas a la hora del ensayo.
- **Posibilidad de Alineación:** La posibilidad de realizar una alineación de la estructura era necesaria puesto que la horizontalidad de los componentes así como la

rectitud de la fibra media (donde luego se sujetaran los apoyos y barras) son factores que influyen en los resultados del experimento.

- **Economía de Materiales:** Economizar en los costos fue una premisa fundamental en este proyecto, los recursos fueron limitados y se buscó siempre optimizarlos.
- **Longitud:** No obstante no se conocía en estas alturas las longitudes exacta de barras ideales para esta experiencia (factor que discutiremos en secciones venideras) se tenía un entendimiento de los rangos (de 1 a 2,5 mts de longitud). Se optó por una estructura de 6 metros por ser la mayor longitud en la que se presentaban las barras cuadradas que se usaron para su construcción. Buscamos la mayor longitud para permitir cambios de configuración futuros.

Con estos caracteres en mente se elaboraron 3 alternativas constructivas:



**Figura 3-1.** Alternativas propuestas para construcción de la bancada: (A):15.9 m de barras - (B): 28 m de barras - (C): 26.1 m de barras [elaboración propia]

De los esquemas de la figura **3-1** Se optó por la opción C, una bancada tipo mesa con dos apoyos por nodo, dada la facilidad constructiva con los elementos disponibles.

Esta configuración luego sufrió modificaciones, se agregó un juego de apoyos, constituyendo un total de 10 y se hermanaron los conjuntos para garantizar su paralelismo, como se observa en la imagen **3-2**





**Figura 3-2.** Bancada fabricada [fotografía propia]

Una vez constituida la parte baja de la bancada (bastidor) se agregó un perfil cuadrado de 60x60 (bancada propiamente dicha) abulonado a esta estructura para proveer una superficie mas cómoda de trabajo para la disposición de los apoyos y barras. Se optó por la fijación desmontable para permitir una alineación mas fina de la estructura, de ser necesario mediante la adición de suplementos a la unión, así como permitir el cambio de perfil de bancada en otras configuraciones de la máquina.

Se le soldaron reguladores a cada extremo de apoyo para adaptar al plano de trabajo más fácilmente.

Sobre la bancada se fijaron las planchuelas de acople, las cuales son flejes de acero con agujeros roscados distribuidos en toda su longitud, que permitieron la fijación de los

apoyos.

La configuración final de la bancada se expone en la figura 3-3.

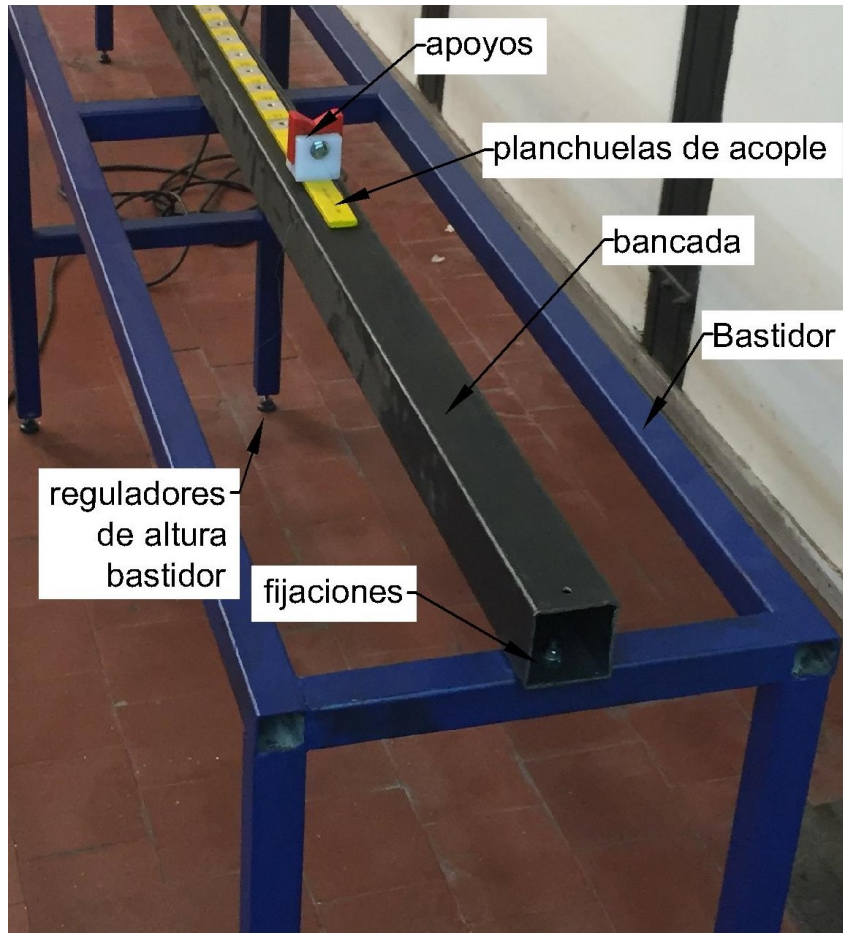


Figura 3-3. configuración final de bancada [fotografía propia]

## 3.2. Apoyos

Puesto que teníamos como premisa la flexibilidad y adaptación de las piezas de este proyecto integrador para admitir eventuales configuraciones, en una primera instancia las características que debían tener los apoyos fueron:

- **Diámetros de barras:** Debían aceptar múltiples diámetros de barras de presión. Fue por esto que los primeros prototipos fueron construidos en forma de "V".

- **Alineación:** Se debía proveer a los apoyos de un sistema de regulación que permita una alineación en el orden de las décimas de milímetro

### 3.2.1. Primer prototipo

En base a estas premisas se empezó a trabajar, disgregando los apoyos en dos sistemas:

- Regulador: cuya función es fijar el conjunto a la bancada y permitir el movimiento del apoyo para la alineación.
- Apoyo: elementos que soportarían las barras.

El primer prototipo funcional consistió en un regulador en forma de “U” con un bulón pasante que al ajustarse forzaba a la pieza a deformarse achicando el canal en donde se alojaba el apoyo en forma de “V” , forma que lo hacía independiente del diámetro de barra que se utilizara, como se ve en la figura **3-4**.

El regulador se obtuvo mecanizando en la fresadora CNC del Laboratorio porciones de barra cuadrada de 42.5 X 42.5 mm de poliamida 6 <sup>1</sup>. El apoyo se fabricó mediante impresión 3D en plástico ABS en el equipo provisto por el Departamento de Aeronáutica.

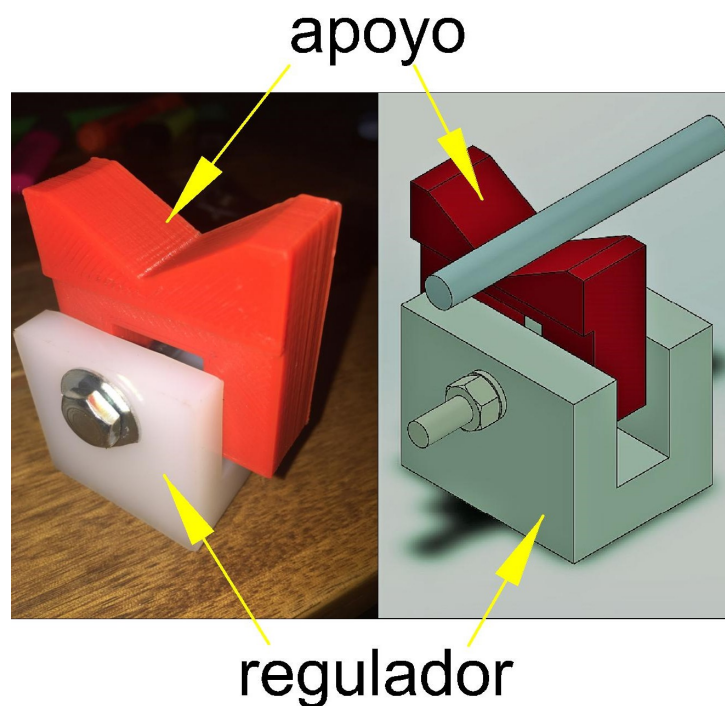
Con 10 de estos conjuntos se realizaron los primeros ensayos, impactando a las barras con una velocidad no censada y midiendo la deformación en la barra propagada. Lo que se observó fueron señales de gran magnitud que en ocasiones saturaban la señal que leía el osciloscopio.

Del análisis de estos resultados se concluyó que se estaba censando no sólo la deformación uniaxial de la barra sino también el pandeo dinámico que se propagaba por ellas.

La terminación superficial de las piezas impresas en 3D presentaba elevada rugosidad, la cual era provechosa en la zona de fijación pero contraproducente en la zona de apoyo de la barra, generando un gran rozamiento.

---

<sup>1</sup> De nombre comercial grilon



**Figura 3-4.** primer prototipo de apoyos *[elaboración propia]*

La experiencia con el mecanismo de soporte provisto por el regulador fue buena, presentaba un sustento sólido y fácil de modificar. No obstante se observó que a la hora de la regulación faltaba alguna referencia común para facilitar el trabajo de alineación.

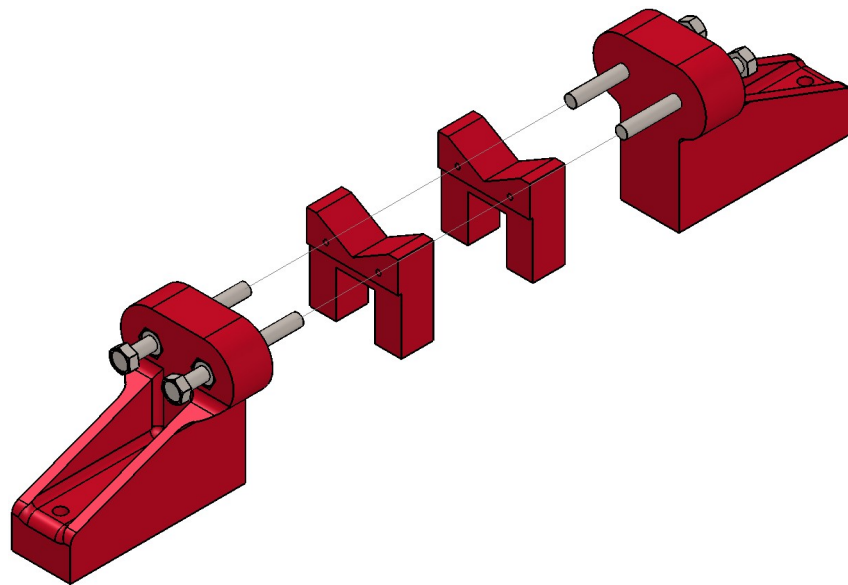
### 3.2.2. Alineadores

A raíz de las experiencias con los primeros prototipos de sistemas de apoyo se realizaron mejoras: se construyeron nuevas piezas con orificios referenciados a la cavidad para facilitar la alineación y se probó su funcionalidad con alineadores mecánicos.

Dichos alineadores se muestran en las figuras **3-5** y **3-6**. Constaban de dos tensores, ubicados en los extremos de las vías, los cuales traccionaban una tanza que fue enhebrada en todas las piezas por sus agujeros referenciados.



**Figura 3-5.** Regulador mecánico [fotografía propia]



**Figura 3-6.** Funcionamiento del sistema de alineación mecánico [elaboración propia]

Este sistema, esquematizado en la figura **3-6** se vio limitado por la longitud de la máquina. Dado que la distancia entre los reguladores es de 4 mts las tanzas tomaba una forma de catenaria causada por su propio peso.

Para resolver este problema se planteó la posibilidad de un sistema de alineación similar empleando los mismos orificios y empleando como referencia un haz de luz coherente (láser). Sin embargo, esta propuesta no se implementó en este proyecto, y se deja

planteada en el capítulo 7 como una mejora.

### 3.2.3. Apoyos implementados

Con el fin de reducir los efectos del pandeo dinámico experimentados con los apoyos en forma de “V”, se optó por un apoyo con un orificio que aloje la totalidad del diámetro de las barras.

Por los altos niveles de rugosidad se optó por cambiar el material y el método de fabricación, pasando del plástico ABS depositado por impresión 3D a una fabricación por arranque de viruta de un bloque de poliamida 6 en la fresadora CNC del Laboratorio.

Se preservó el sistema de regulación y el sistema de acople puesto que dieron buenos resultados.

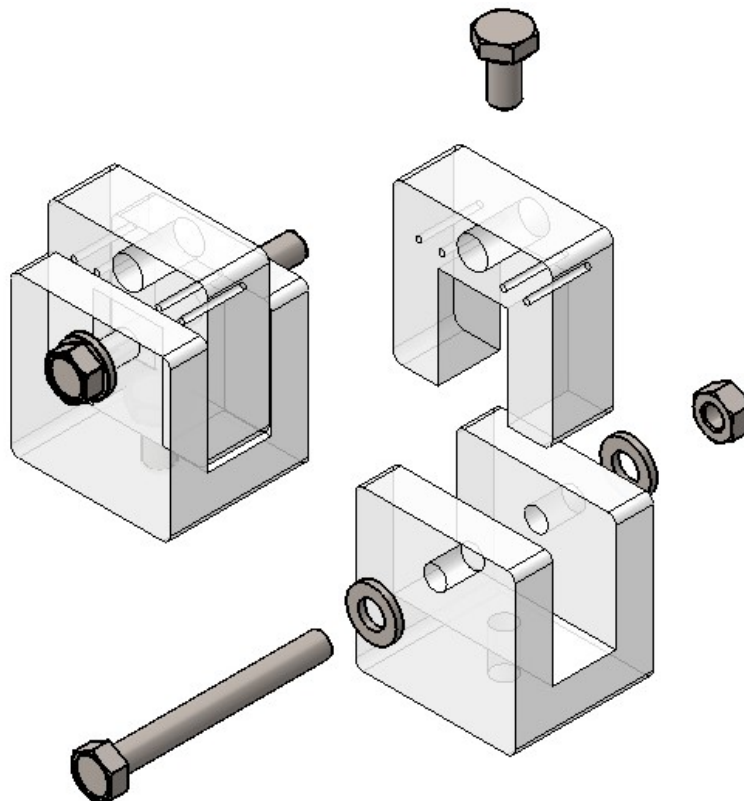


Figura 3-7. Conjunto de apoyo implementado [elaboración propia]

El producto de este desarrollo está esquematizado en la figura 3-7. Como se observa, se realizaron orificios referenciados al orificio mayor por donde se pretende pasen los haces

de luz al momento de la calibración.

Las calidades de terminación en el *grilon* son mucho mejores, generando menor roce de las barras.

Por otra parte, el nuevo concepto de abrazar la totalidad de las barras exige una alineación mucho mas exhaustiva de todos los apoyos.

### 3.3. Sistema de Propulsión

Este sub-sistema de la máquina es el encargado de propulsar el proyectil hacia la barra incidente. Las condiciones que se impusieron para esta parte fueron:

- **Alineación:** La alineación del cañón con las barras de presión es necesaria para garantizar una onda mecánica lo mas plana posible.
- **Economía:** La economía no sólo de fondos sino también de tiempos fue una restricción inicial, dado que el objetivo final del proyecto es obtener el censado de señales, que demuestre la funcionalidad de la máquina, no la parametrización de las mismas.
- **Medición de la velocidad del proyectil:** Este último parámetro fue adicionado *a posteriori*. Una vez obtenido el sistema de propulsión fue necesario implementar una forma de medir este parámetro para poder hacer comparaciones entre los resultados de los ensayos.

Establecidas estas condiciones, se implementó un cañón con un tubo de aluminio de diámetro interno  $16,5mm$  y un espesor de pared de  $1,25mm$  de  $1m$  de longitud.

El tubo seleccionado presenta una rigidez tal que permite su fijación a la bancada de la máquina. Además presenta una buena terminación superficial interior, condición fundamental por tratarse del ánima del cañón, lo que minimiza las interferencias entre la superficie de deslizamiento y el proyectil.

El proyectil se impulsa por la liberación de aire comprimido inyectado en el cañón. Los disparos se realizan accionando manualmente el gatillo de una pistola neumática vinculada al cañón mediante un acople impreso en 3D desarrollado para este fin.

En las primeras experiencias se empleó un proyectil de acero de diámetro  $16mm$ , longitud  $53mm$  y  $89,55g$  de masa. Fue aquí donde se vio la necesidad de implementar un sistema para medir la velocidad del mismo.

### 3.3.1. Medidor de Velocidad

#### 3.3.1.1. Hardware

Para medir la velocidad del proyectil se empleó una placa *Arduino Mega* con un procesador *ATMega2560* para adquirir los datos enviados por dos sensores ópticos refractivos *CNY70* ubicados a una distancia de  $71.6$  mm instalados en ranuras en el tramo final del cañón.

#### 3.3.1.2. Software

Conocida la distancia entre los sensores; la lógica que se empleó para medir la velocidad del proyectil fue:

- Calibración de los sensores: por tratarse de sensores analógicos se debe establecer un valor límite a partir del cual se considera la presencia del proyectil. Este valor se calcula realizando una serie de mediciones en vacío de ambos sensores, las cuales luego se promedian para obtener el “valor de vacío”<sup>2</sup>. A este valor se lo multiplica por un factor<sup>3</sup> para obtener el límite a partir del cual se considerara presencia del proyectil.
- Cuando el primer sensor detecta presencia del proyectil graba el tiempo en el que esto sucedió.
- Cuando el segundo sensor detecta el proyectil, graba el tiempo en que esto pasó<sup>4</sup>.
- Si se detecta que ambos sensores grabaron sus tiempos se realiza la diferencia de los mismos para conocer el tiempo que tardó el proyectil en recorrer la distancia entre

---

<sup>2</sup>Variables 'valavrg1' y 'valavrg2' en el código.

<sup>3</sup>Variable 'offset' en el código.

<sup>4</sup>Estos tiempos se graban en las variables 'contador1' y 'contador2'.



ellos.

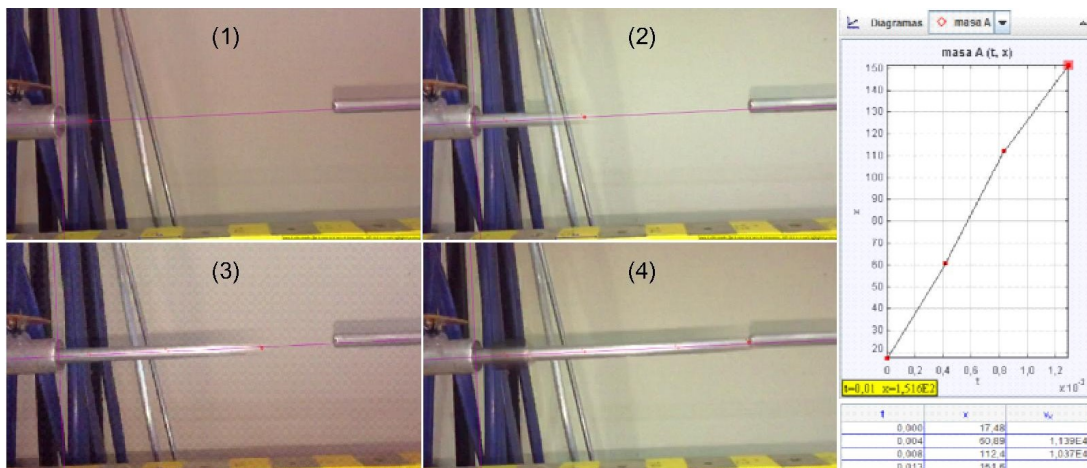
- Se divide la distancia entre los sensores por el tiempo calculado para obtener la velocidad del proyectil.
- Se imprime la velocidad calculada mediante puerto serial de *arduino*.

El código del programa empleados se adjunta en el anexo 8.1.

### 3.3.1.3. Calibración

Para la puesta a punto del sistema fue necesario otro método de medición de velocidad para comparar las velocidades. A tal fin se empleó la cámara de un teléfono celular <sup>5</sup> filmando en modo "cámara lenta" (240 fps <sup>6</sup>) para registrar el transito del proyectil una vez que saliera del cañón.

Los videos obtenidos fueron procesados en el software *Tracker*[1] de análisis de video (figura 3-8). Descomponiendo cuadro por cuadro la imagen y dando una referencia espacial se obtuvo la distancia que viajó el proyectil en un lapso, con lo cual se calculó la velocidad y se comparó con la velocidad calculada por el sistema de medición.



**Figura 3-8.** calculo de velocidad del proyectil con software Tracker [elaboración propia]

<sup>5</sup>Iphone 6

<sup>6</sup>Siglas de ' Frames per second ' o ' imágenes por segundo' en español

Con este método se contrastaron las mediciones arrojadas por el procesador (*arduino*) en una serie de pruebas, registradas en la tabla **3-1**:

**Tabla 3-1.** Registro de calibración de medidor de velocidad [*elaboración propia*]

medición	velocidad según <i>arduino</i> [m/s]	velocidad según tracker [m/s]	diferencia [m/s]	error [%]
1	5.11	5.19	-0.08	1.54
2	6.51	6.11	0.4	6.55
3	6.86	6.86	0	0
4	8.95	8.64	0.31	3.59
5	8.95	11.06	-2.11	19.08
6	10.23	10.39	-0.16	1.54
7	11.93	12.03	-0.1	0.83
Promedio	8.36	8.31	-0.24	4.73

Se decidió un valor límite de error relativo del 10% como máximo en la diferencia entre las mediciones empleando *arduino* y las surgidas del análisis de video; para esto se tuvo en cuenta el error de paralaje que se pudiera presentar en el análisis del video y divergencias de *arduino* causadas por su base de tiempo.

Con un error promedio de 4.73% se dio por buena la medición del sistema.

### 3.3.2. Proyectoil

Para el proyectil se empleó inicialmente, como se describió con anterioridad, uno de acero con una masa de 89.55 g. Esto fue en las pruebas de funcionalidad de los sistemas de propulsión y toma de datos.

Avanzado el proyecto fue necesaria la introducción de un proyectil del mismo material e igual sección que las barras de presión.

Se construyó entonces un proyectil de aluminio de sección circular de 8mm de diámetro y 500 mm de largo, Se le colocaron dos bujes de ABS adheridos con silicona y ciano-

erilato.

Las funciones de los bujes son:

- Sellar la recámara de presión en donde se inyecta el aire comprimido a la hora del disparo.
- Proveer una interfase mas lubricada que aluminio-aluminio para un desplazamiento del proyectil con menor rozamiento.
- Alinear el proyectil con respecto al cañón, en forma coaxial, para facilitar la alineación.

La introducción de este segundo modelo de proyectil fue necesaria por dos motivos principales. En primera instancia, con el proyectil de acero se corría el riesgo de generar deformaciones plásticas en las barras de presión <sup>7</sup>, principalmente en la zona de impacto.

En segunda instancia, como se explicó en 2.1.3, la longitud de pulso de la onda mecánica es igual al doble a la longitud del proyectil, siempre y cuando este y la barra sean del mismo material.

Cuando se trate de materiales distintos la longitud del pulso en la barra será el tiempo que tarda la onda en recorrer el proyectil dos veces, a la velocidad del sonido (dependiente del material).

Se procedió al calculo de las velocidades del sonido en los respectivos materiales (tabla 3-2).

**Tabla 3-2.**  $C_0$  para Al y acero [elaboración propia]

propiedad	denominación	unidades	Aluminio 2007	Acero 1020
Modulo elástico	E	Gpa	72	207
densidad	$\rho$	$g/cm^3$	2.8	7.86
velocidad del sonido	$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$	m/s	5070.92	5131.84

<sup>7</sup>Por la gran diferencia de módulos elásticos

De este calculo surge que las velocidades de onda en el aluminio y el acero de nuestras dos alternativas de proyectil son muy similares.

Si analizamos el caso del proyectil de acero de 53mm del longitud, en el impacto con la barra de aluminio, el tiempo que tarda el pulso en recorrer la longitud del primero es:

$$t_{bac} = \frac{l_{bac}}{C_{0ac}} = \frac{0,053m}{5131,84m/s} = 1,03 * 10^{-5}s \quad (3-1)$$

y en lo que tarda este pulso en recorrer dos veces el proyectil, en el aluminio viaja una distancia de:

$$l_{pbarrera} = C_{0Al} * 2 * t_{bac} = 5070,92m/s * 2 * 1,03 * 10^{-5}s = 0,1047m \quad (3-2)$$

Obteniendo un pulso un 1.18 % mas corto que si el proyectil de esa misma longitud (0.053 m) fuera de aluminio .

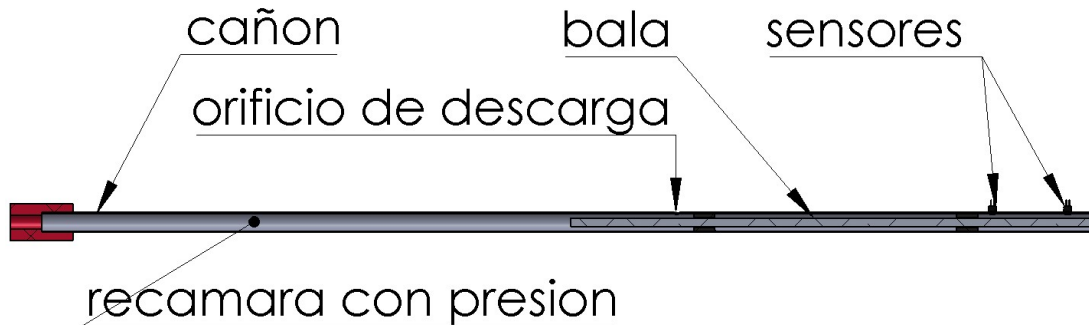
Teniendo un ancho de pulso tan corto, que dificultaba la medición, se optó por un proyectil de mayor longitud. La elección de construir el nuevo proyectil en aluminio fue porque esto garantiza una distribución de energías en el choque mas uniforme y menores deformaciones en las barras de presión, ademas de hacer más simple el calculo de la longitud del escalón, evitando así un posible error agregado. El nuevo proyectil tiene una masa de 75.75 g, por lo tanto un 15.41 % menos de energía cinética para iguales velocidades.

### 3.3.3. Cañón

Una vez implementado el proyectil de aluminio, se observó en los videos en cámara lenta que este producía múltiples impactos con la barra antes de que el proyectil se detenga.

Esto se atribuyó a que, por la distancia de los bujes, quedaba una cámara de aire a presión que, una vez ocurrido el impacto, seguía empujando el proyectil hacia la barra.

Para disminuir este efecto se efectuó un orificio de descarga para permitir que una vez que pasa el segundo buje se comience a descargar la recámara a presión, como se ve en el esquema de la figura 3-9.



**Figura 3-9.** sistema de propulsión [elaboración propia]

Más adelante , en el análisis de resultados (sección 4.3.4), se analizará nuevamente este fenómeno de múltiples impactos, contrastando los tiempos.

## 3.4. Sistema de Medición de las deformaciones

### 3.4.1. Galgas Extensiométricas

Para el censado de los pulsos mecánicos planteados por la teoría se emplearon galgas extensiométricas <sup>8</sup> adheridas a las barras de presión.

#### 3.4.1.1. Posicionamiento

Las Galgas se adhirieron a las barras incidente y propagada en el la mitad de la longitud, como se recomienda en por ejemplo el ASM Hadbook [27].El ASM explica que se fijan las mediciones en la mitad de las barras para medir la totalidad del pulso de presión en su desarrollo puro a medida que pasan. Esto es porque en ambos extremos de las barras tenemos condiciones que favorecen al ruido de la señal; ya sean los generados por el impacto del proyectil, la transferencia de energía barra incidente-probeta o el extremo libre de la barra propagada donde se duplican los desplazamientos.

<sup>8</sup>Conocidas comercialmente también como strain gauges

Las galgas se dispusieron de forma que la galga activa (ver figura 2-8 de la sección 2.3.1) quede paralela al sentido axial de la barra, midiendo así la deformación longitudinal que es la de interés para este experimento.

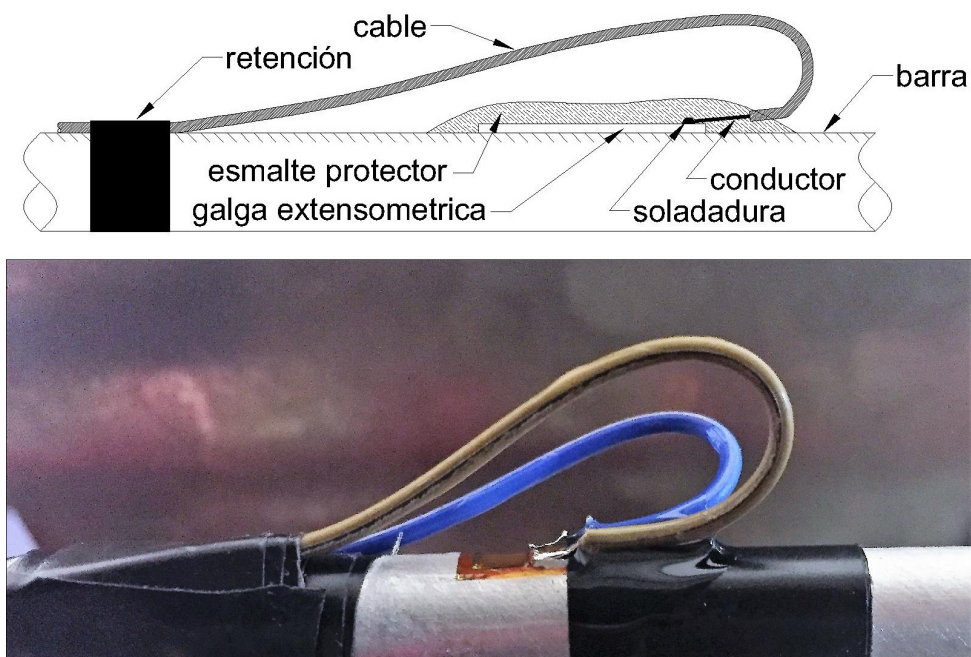
### 3.4.1.2. Preparación

Para la adhesión de las galgas a la superficie de las barras se realizó el siguiente procedimiento:

1. **limpieza de la superficie de pegado:** empleando acetona químicamente pura. Se vertió la acetona sobre un algodón, para evitar contaminarla, y con este algodón se frotó la superficie de la barra donde se adhirió con posterioridad la galga. El objetivo de esta primera limpieza es quitar la grasitud de la superficie de la barra.
2. **lijado:** esta instancia se desarrolló en dos etapas, lijando primero con un papel de liga de gramaje fino (150 C) y terminando con un papel de lija muy fino (400 C). Ambos lijados se realizaron a 45° del eje axial de la barra en ambas orientaciones. Con esto se buscó : limpiar de todo residuo la superficie de la barra, dejarla uniforme y generar leves rugosidades para aumentar la superficie de adhesión del pegado.
3. **limpieza:** Se volvió a limpiar la superficie con acetona para quitar los residuos del lijado y rastros de grasa.
4. **preparación de la galga:** Para facilitar el posicionamiento a la hora del pegado, se adhirió la galga a una cinta "scotch" dejando expuesta la cara que se va a pegar a la barra, la cara de la galga que tiene los bornes para soldar los conductores debe quedar expuesta luego del pegado.
5. **pegado:** Utilizando como adhesivo un producto a base de cianocrilato, se lo colocó sobre la barra, en la zona acondicionada, se posicionó la galga, tomándola por la cinta, y se contactó con el pegamento. Inmediatamente se aplicó presión para desplazar todo excedente de pegamento de abajo de la galga y promover el pegado

Una vez pegadas las galgas, se soldaron los cables a sus contactos con estaño, se volvieron a limpiar los contactos con acetona para descartar que quede algún rastro de resina o estaño cortocircuitandolas y se aplicó un esmalte protector a la galga y contactos para evitar su degradación e influencia de agentes externos.

Por ultimo se encintaron los cables a la barra a 20 mm de la galga para evitar que las tensiones generadas en el ensayo los desprendan. Se consideró dejar el cable suelto para no introducir ruido a la medición. como se esquematiza en la figura3-10 .



**Figura 3-10.** esquema pegado de Galgas Extensométrica (arriba) fotografía de galga pegada (abajo)[*elaboración propia*]

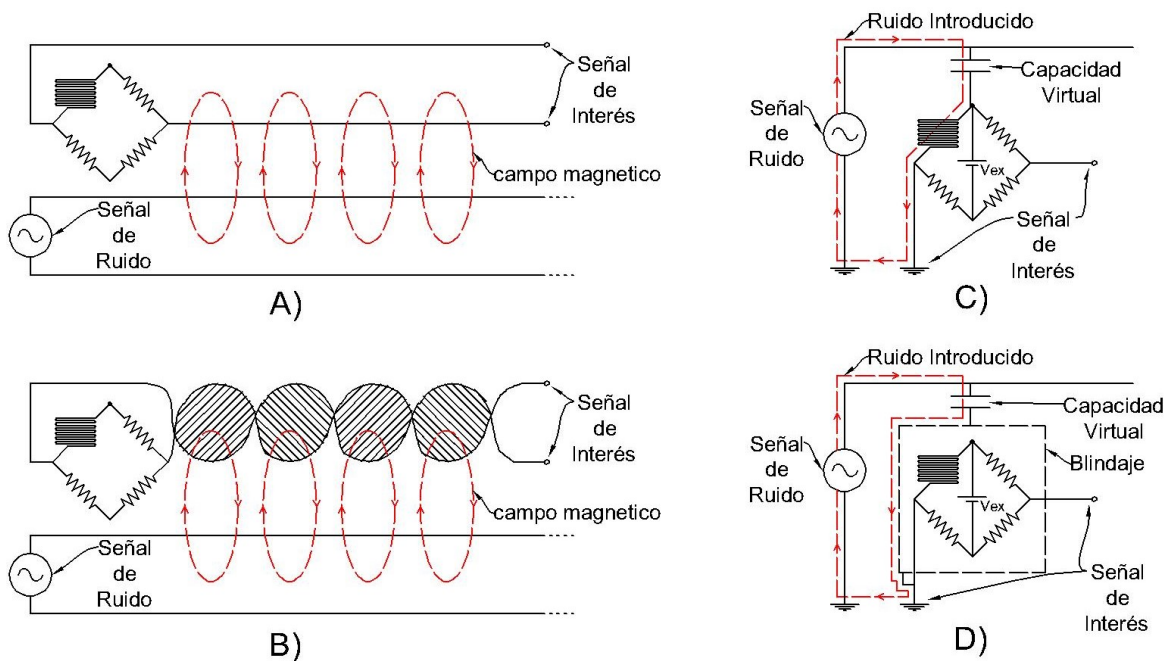
### 3.4.2. Atenuación de ruidos externos

En vista de la gran relación ruido-síñal que se experimentó en las primeras lecturas obtenidas del puente de Wheatstone, se tomaron medidas para acondicionar la síñal, contemplando las siguientes fuentes de ruido:

- **Acoplo Inductivo:** [26] Este fenómeno se produce cuando un campo electromagnético variable, generado por un circuito fuente, atraviesa un bucle cerrado

del circuito afectado (**3-11-A**), en nuestro caso el puente de medición de la galga. Para minimizar sus efectos, se trenzaron los conductores salientes del puente (excitación y conexión de la galga) constituyendo así múltiples espiras en donde la tensión generada por el flujo magnético se contrarresta de una a otra (**3-11-B**).

- Acoplo Capacitivo:** [26] Este acoplo se da cuando una fuente de interferencia, sometida a un potencial variable, constituye un capacitor con el circuito que se desea medir (**3-11-C**). Para disminuir la influencia de este acoplo se blindó el sistema de medición, colocándolo dentro de un recubrimiento conductor el cual se puso a la misma masa (**3-11-D**), logrando que las tensiones originadas por estas capacidades parásitas se deriven directamente a tierra.



**Figura 3-11.** Fuentes y Reducción de ruidos: A) acoplo inductivo - B) efectos del trenzado - C) acoplo Capacitivo - D) efectos del blindaje [elaboración propia]

Cabe destacar que se optó por una batería comercial de 9V como fuente de alimentación, ya que fuentes rectificadoras inyectaban una señal ruidosa.



### 3.4.3. Adquisición de Datos

Para la toma de datos se empleó un osciloscopio digital de dos canales, modelo *GDS-1022 Instek*, cuya hoja de datos se adjunta en anexo 8.2, con dos puntas compensadas, cada una conectada al sistema de medición de cada barra. Se conectó la punta de censado al borne 1 del puente (figura 2-10) y la masa al blindaje al igual que el borne 4 del puente.

### 3.4.4. Determinación de la Base de Tiempos

Para la elección de la base de tiempo del osciloscopio se empleó lo explicado en la sección 2.1.3, que indica que la longitud del pulso en la barra es dos veces la longitud del proyectil.

Empleando como ejemplo el proyectil de  $0,5m$ : la longitud del pulso en la barra es  $L_{pb} = 1m$ , viajando a la velocidad del sonido en el aluminio  $C_{0Al} = 5070,92m/s$ , podemos calcular su duración ( $t_{pb}$ ) como :

$$t_{pb} = \frac{L_{pb}}{C_{0Al}} = \frac{1m}{5070,92m/s} = 197\mu s \quad (3-3)$$

Por otra parte, tenemos el tiempo que tarda el frente de onda en reflejarse y regresar a nuestra galga de medición que llamaremos  $t_{pr}$ , esto es lo que tarda la onda (viajando a  $C_{0Al}$ ) en recorrer media barra.

Para nuestra barra de  $L_b = 2m$ :

$$t_{pr} = \frac{L_b/2}{C_{0Al}} = \frac{1m}{5070,92m/s} = 197\mu s \quad (3-4)$$

Entonces, podemos conocer el tiempo total que requerimos en la adquisición de datos ( $t_e$ ), considerando que debemos capturar :

- La onda incidente ( $t_{pb}$ )
- La onda reflejada y la propagada , que también duran  $t_{pb}$ <sup>9</sup>

<sup>9</sup>Existe un pequeño desfase entre estas dos ondas, correspondiente al tiempo que tarda la onda en atravesar la probeta, fenómeno que se discutirá en la sección 4.5.

- Y el tiempo entre estas dos dentro del cual las galgas no miden deformación ( $t_{pr}$ )

Para nuestro ejemplo:

$$t_e = 2t_{pb} + t_{pr} = 591\mu s \quad (3-5)$$

Considerando que el osciloscopio captura 16 divisiones <sup>10</sup>, dividimos el tiempo de ensayo y redondeamos siempre para arriba  $591/16 = 37\mu s \approx \boxed{50\mu s}$  sera nuestra base de tiempos (ver figura anexo 8.2).

---

<sup>10</sup>No obstante en la pantalla se muestran 10 divisiones al momento de la medición.

---

## 4 Pruebas Funcionales

En este capítulo se expondrán los resultados de los ensayos realizados con la máquina terminada, cuyo principal objetivo fue la validación de la teoría explicada con anterioridad y probar la funcionalidad del dispositivo.

### 4.1. Procedimiento de ensayo

Se estableció un procedimiento de ensayo cuyos pasos se siguieron en cronología para maximizar el registro de datos necesarios para el posterior procesamiento y la repetibilidad de los mismos.

1. **Conexión de Puentes:** Se conectan las galgas a cada puente y se los excita con sus respectivas baterías.
2. **Balance de Puente de Wheatstone:** esto se realiza con el osciloscopio conectado entre los bornes 1 y 4 de cada puente, esquematizados en la figura **2-10** de la sección 2.3.4 , variando la resistencia del resistor variable del arreglo entre los bornes 2 y 4 hasta obtener una lectura de 0V. En esta condición se cumple que  $R_c = R_x$ , lo que da validez a todo el desarrollo matemático.
3. **Desconexión de Excitación.**
4. **Encendido del Sistema de Medición de Velocidad del proyectil.**
5. **Colocación del proyectil en el Cañón.**

6. **Posicionamiento de la Muestra Entre las Barras de Presión.** en caso de tratarse de un ensayo con muestra.
7. **Seteo del Gatillo:** En el osciloscopio se setea un valor umbral de tensión a partir de el cual empieza la toma de datos. Este ha de ser considerando la señal de la barra incidente y superior al ruido de la señal con la máquina en reposo.
8. **Presurización del Sistema de Propulsión:** hasta presión deseada la cual se ha de registrar en los datos de ensayo.
9. **Excitación de Puentes:** Se re-conectan las excitaciones de ambos puentes, se toma y registra la tensión de excitación de cada uno.
10. **Disparo**

## 4.2. Registro de ensayos

Los sucesivos ensayos realizados se rotularon en orden correlativo, registrando los siguientes parámetros en una planilla indice:

- numero de ensayo
- fecha y hora del disparo
- tensión de excitación de ambos puentes Wheatstone
- datos del proyectil: peso, longitud, material y velocidad
- presión del reservorio de aire comprimido
- datos de configuración del osciloscopio: base de tiempo y escalas de tensión de ambos canales
- datos de la probeta (cuando corresponda): peso, porosidad, longitud, diámetro y ubicación de fotografías

- notas de ensayo
- ubicación archivos de imágenes de ondas obtenidas migrados desde el osciloscopio
- ubicación archivos de datos de ondas obtenidas migrados desde el osciloscopio
- ubicación del archivo de procesamiento

Para facilitar el post-procesamiento de los archivos e imágenes migrados desde el osciloscopio se siguió siempre el mismo conexionado:

- Canal 1 (color amarillo de la onda en imágenes): Barra incidente
- Canal 2 (color verde de la onda en imágenes): Barra propagada

### 4.3. Estudio de pulsos

Con las primeras mediciones obtenidas de las galgas se busco comprobar la teoría enunciada en el capítulo 2:

#### 4.3.1. Velocidad del sonido en las barras

Para comprobar la ecuación 2-15 de la sección 2.2.2 :

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4-1)$$

Se impactó la barra incidente con un proyectil cualquiera <sup>1</sup>, sin muestra colocada, con ambas barras de presión contactadas y se recopilaron los datos de la galga de la barra propagada.

Como se vio en la sección 2.1, el comportamiento del pulso mecánico es periódico: al llegar al extremo libre la onda se refleja y propaga en dirección contraria y con polaridad inversa. Basándonos en esto, el tiempo de un ciclo de onda dividido en dos longitudes de

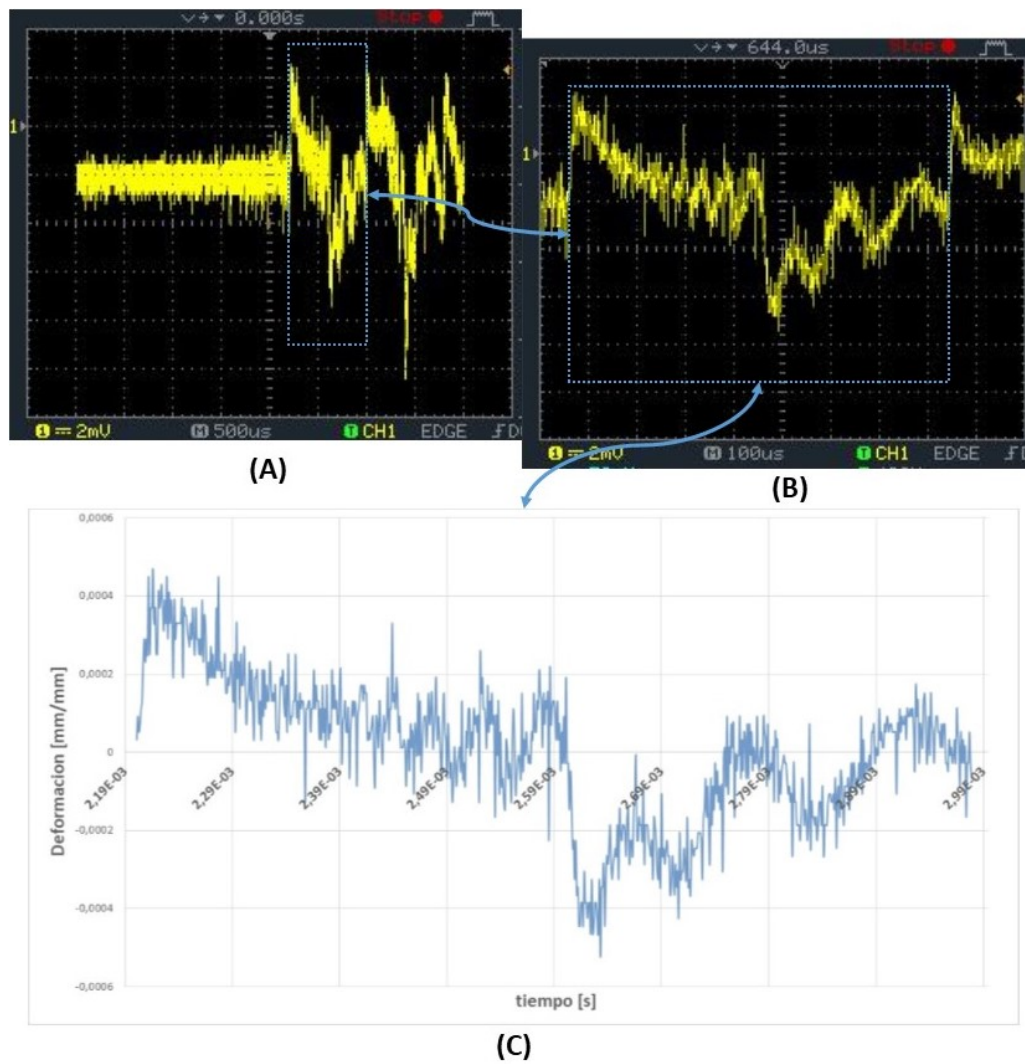
---

<sup>1</sup> en este caso la longitud del mismo no es de importancia para el análisis

barra es la velocidad real de la onda mecánica en las barras, ya que es el tiempo que tarda el pulso en ir y volver por la barra.

Entonces para conocer la velocidad de la onda es necesario conocer la duración de un ciclo y dividir este tiempo en dos longitudes de barra.

La duración del ciclo se calcula como se esquematiza en la figura 4-1:



**Figura 4-1.** Obtención del tiempo de ciclo. A) pulso completo de tensión - B) zoom de primer ciclo - C) pulso traducido a deformación *[elaboración propia]*

El pulso analizado en esta figura tuvo una duración de  $t_p = 7,83 \times 10^{-4}$  segundos, con una longitud de barra de 2 m, con esto se calcula una velocidad de frente de onda de

ensayo  $C_{0e}$  de:

$$C_{0e} = \frac{2 * l_{barra}}{t_p} = \frac{2 * 2m}{7,83 * 10^{-4}s} = 5108,56 \frac{m}{s} \quad (4-2)$$

Esta velocidad de onda obtenida de ensayo difiere en un 0,74% de la velocidad de onda teórica en el aluminio calculada en la tabla **3-2**. Este error tan pequeño (atribuible a ruidos en la cadena de medición) nos permite decir que el calculo teórico de la velocidad de onda es consistente.

### 4.3.2. Longitud de pulso

Otra comprobación que se efectuó fue la longitud del pulso, explicada en la sección 2.1.3 y analizada en 3.3.2. Para esto se calcularon los tiempos de las ondas, del mismo modo que esquematiza la figura **4-2**, en la cual se analizaron una serie de 4 ensayos realizados con el proyectil de 0.5 m de longitud.

En este muestreo se ve que la duración de pulso no varia en forma considerable de un ensayo a otro, se calculó un desvío estándar de solo  $4,19 * 10^{-6}$ .

Es por esto que para el análisis consideramos la media de la muestra:  $215\mu s$ .

Considerando que la onda viaja a la velocidad teórica ( calculada en la tabla **3-2**) el pulso compresivo tiene una longitud de:

$$l_p = C_0 t_p = 5070,92 \frac{m}{s} 2,15 * 10^{-4}s = 1,09m \quad (4-3)$$

Y según lo visto en la sección 2.1.3 esta longitud de pulso  $l_p$  debe ser igual al doble de la longitud del proyectil. En este caso tenemos un error del 9%, atribuible al sistema de medición, demostrando entonces la veracidad de lo desarrollado en dicha sección.

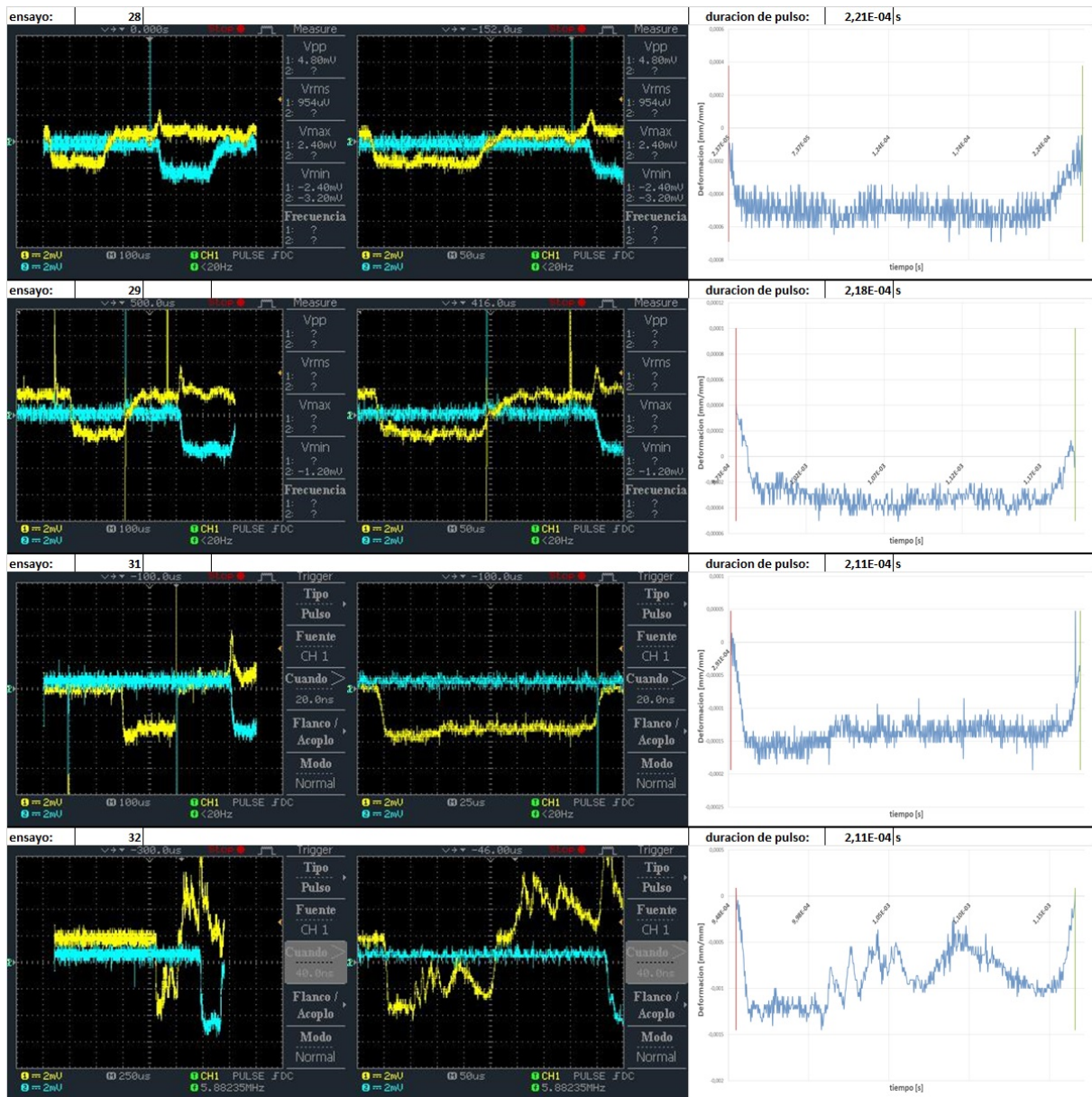
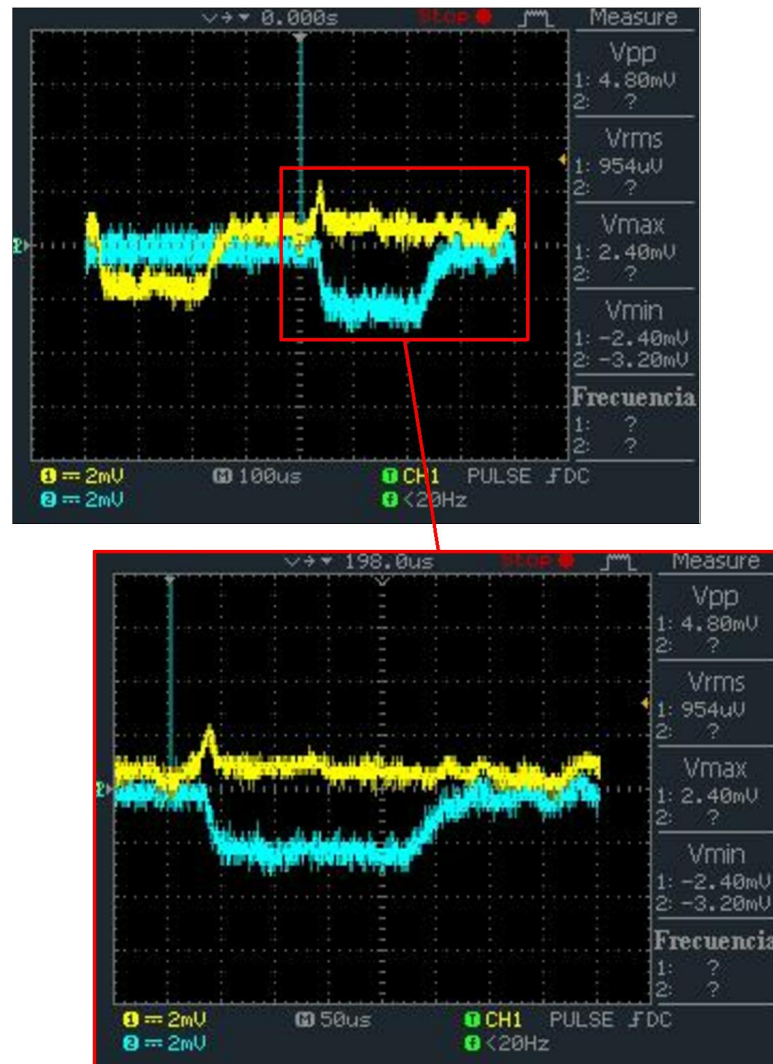


Figura 4-2. Cálculo de duración de pulsos [elaboración propia]

### 4.3.3. Ensayo sin probeta

En el ensayo 028 se realizó el experimento con ambas barras de presión contactadas (sin probeta) e impactando la barra incidente con el proyectil de aluminio de 0.5 m de longitud. Se obtuvieron las ondas expuestas en la figura 4-3.





**Figura 4-3.** Pulsos ensayo 028: Amarillo: lectura en barra incidente - Verde: Lectura en barra propagada [elaboración propia]

Se puede observar que la onda reflejada es de menor longitud que la onda propagada, y que esta última es de similar intensidad a la incidente.

En un análisis cualitativo se puede atribuir este comportamiento a que la zona de contacto entre las barras de presión se comporta como una discontinuidad en una barra única, reflejando una porción de la totalidad del pulso.

### 4.3.4. Impactos múltiples

En las sucesivas pruebas que se fueron haciendo se observó el fenómeno de múltiples impactos del proyectil con la barra incidente, gracias al análisis del video <sup>2</sup>.

En un primer momento se contempló como una posible fuente de ruido, introduciendo ondas compresivas acopladas a la original. Esta hipótesis se descartó tras el análisis cuadro por cuadro. Como se vio en la sección 4.3.1, la duración del pulso es de  $0,78ms$  mientras que entre cuadro y cuadro de la cámara transcurren  $4,17ms$  de lo que se concluye que no obstante en cuadros sucesivos se observen rebotes, el experimento concluyó mucho antes de que ocurra un solo cuadro.

Sin embargo se efectuaron los tratamientos para evitar los rebotes del proyectil , puesto que los rebotes y sucesivos impactos implican un deterioro innecesario de las partes de la máquina.

## 4.4. Procesamiento de datos

Para el caso de ensayos con probeta, para la aplicación de las ecuaciones resumidas en la sección 2.2.4, se elaboró una planilla *Excel* que realiza los siguientes pasos de procesamiento:

- Conversión de los datos analógicos en función del tiempo entregados por el osciloscopio a valores tensión.
- Compensación de desplazamiento de cero: esto es para el caso en que en el ensayo los valores leídos de tensión de puente en reposos sean distintos de cero: lo que hace la planilla es desplazar la totalidad de la función para que estos valores sean equivalente a tensión nula.
- Filtrado de valores atípicos.
- Traducción de los valores de tensión eléctrica a deformación  $\epsilon$ . Para esto se empleó la ecuación 2-79 de la sección 2.3.4 para la obtención de la deformación a partir de

---

<sup>2</sup>240 fps

la variación de la tensión medida por el osciloscopio:

$$\varepsilon = \frac{V_0(R + R_x)^2}{V_{ex}R - V_0(R + R_x)} \frac{1}{SR_x} \quad (4-4)$$

Siendo:

- $V_0$ = tensión medida en bornes de medición del puente.
  - $R$ = valor de las resistencias de las ramas fijas del puente.
  - $R_x$ = valor inicial (en reposo) de la resistencia de la galga y de la rama paralela (rama de resistencia variable).
  - $V_{ex}$ = tensión de excitación del puente.
  - $S$ = Factor de galgas
- Fijado de inicio y fin de cada pulso de deformación.
  - Compilación de los 3 pulsos en un solo gráfico.
  - Cálculo de la tensión en la muestra  $\sigma_s$  empleando al ecuación 2-43 de la sección 2.2

$$\sigma_s(t) = E \frac{A_0}{A} \varepsilon_P(t) \quad (4-5)$$

Siendo:

- $E$  = Modulo elástico de las barras de presión.
  - $A_0$  = Sección transversal de las barras de presión.
  - $A$  = Sección transversal de la muestra.
  - $\varepsilon_P(t)$  = deformación de la onda propagada para cada tiempo.
- Cálculo de la deformación en la muestra  $\varepsilon_s$  según la ecuación 2-45 de la sección 2.2.3:

$$\varepsilon_s(t) = -\frac{2C_0}{L} \int_0^t \varepsilon_r(t) dt \quad (4-6)$$

Siendo:

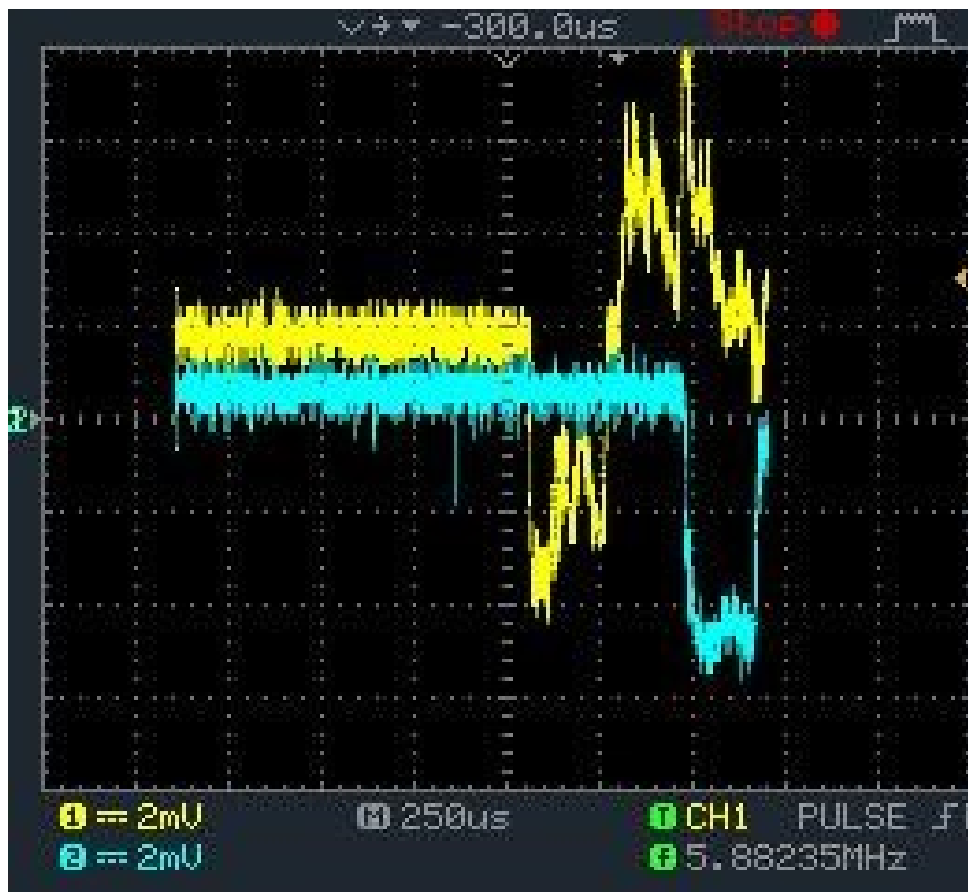
- $C_0$  = velocidad del sonido en las barras de presión,  $= \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ .
  - $L$  = longitud de la muestra.
  - $\int_0^t \varepsilon_r(t) dt$  = integral que contempla la deformación acumulada de la onda reflejada para cada tiempo de la deformación de la muestra calculado.
- Cálculo de la velocidad de deformación  $\frac{d\varepsilon_s}{dt}$  según la ecuación 2-44 de la sección 2.2.3:

$$\frac{d\varepsilon_s}{dt} = -\frac{2C_0}{L}\varepsilon_r(t) \quad (4-7)$$

- Generación de gráficos:
- tensión en función al tiempo
  - deformación en función al tiempo
  - velocidad de deformación en función a la deformación
  - tensión en función a la deformación

## 4.5. Prueba de ensayo con probeta

Siguiendo los pasos descritos en 4.1 y el procesamiento desarrollado en 4.4 se realizó un ensayo con una probeta de viruta de AZ91 Sinterizado, del cual se obtuvo la siguiente información:

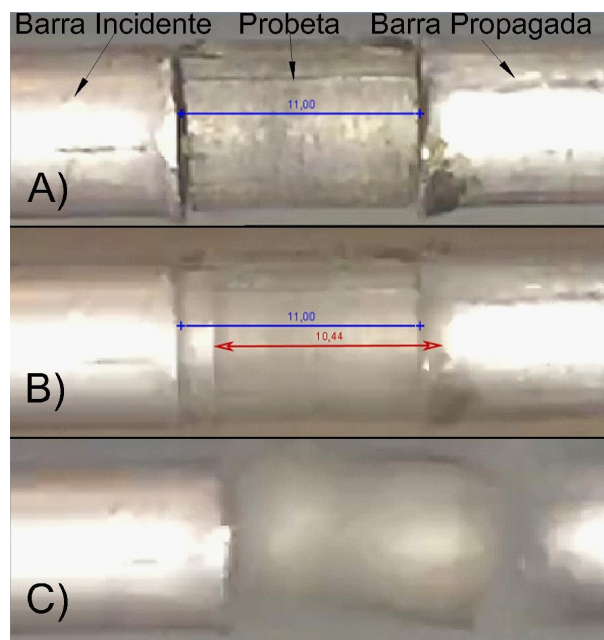


**Figura 4-4.** Salida de osciloscopio de ensayo con probeta. CH1: barra incidente - CH2: barra propagada [elaboración propia]

**Tabla 4-1.** Datos de ensayo 032 *[elaboración propia]*

Variable de ensayo	Valor	Unidades
tensión de excitación barra incidente	8.97	V
tensión de excitación barra propagada	9.09	V
peso de proyectil	75.75	g
longitud de proyectil	0.5	m
presión de aire de cañón	4.5	bar
masa de muestra	0.87	g
diámetro de muestra	7.8	mm
longitud de muestra	11	mm

Se empleó la cámara rápida detallada en capítulos anteriores para registrar el estado de la muestra a lo largo del ensayo. De la descomposición cuadro por cuadro del video se extrajeron las imágenes expuestas en la figura 4-5:

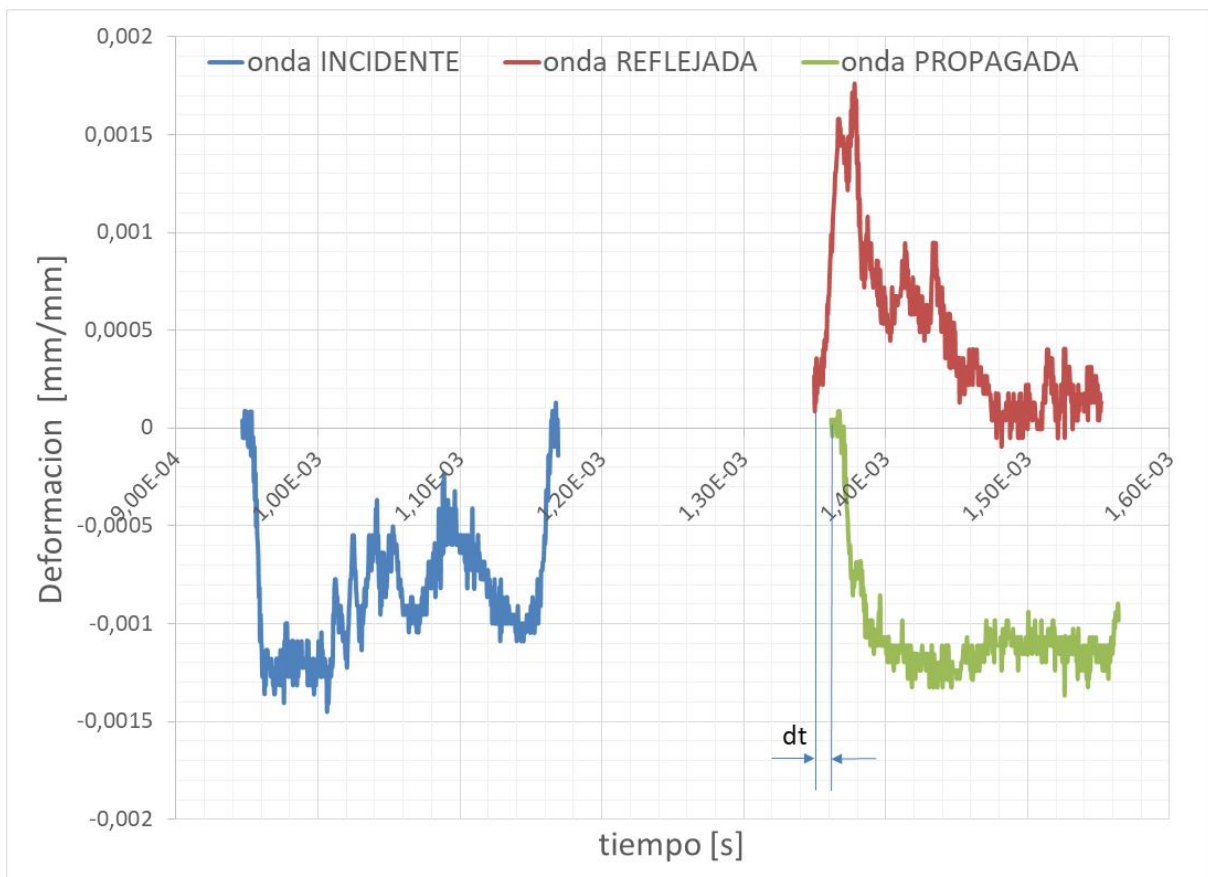


**Figura 4-5.** extracción de video de impacto: A) antes del impacto - B) durante impacto - C) luego de impacto *[elaboración propia]*

Se observa en el cuadro B) que la cámara llegó a captar parte del evento de impacto. Recordemos que la cantidad de cuadros por segundo de la cámara no nos permite capturar más de un cuadro de toda la compresión, como vimos en la sección 4.3.4. Se analizó la deformación en este instante ( $\varepsilon_{s_{FB}}$ ), que exhibe una longitud de probeta de 10,44 mm:

$$\varepsilon_{s_{FB}} = \frac{0,56}{11} = 0,0509 \quad (4-8)$$

Luego, utilizando la planilla descrita en la sección 4.4 se obtuvo el gráfico de deformación leída por cada galga en función del tiempo expuesto en la figura 4-6.



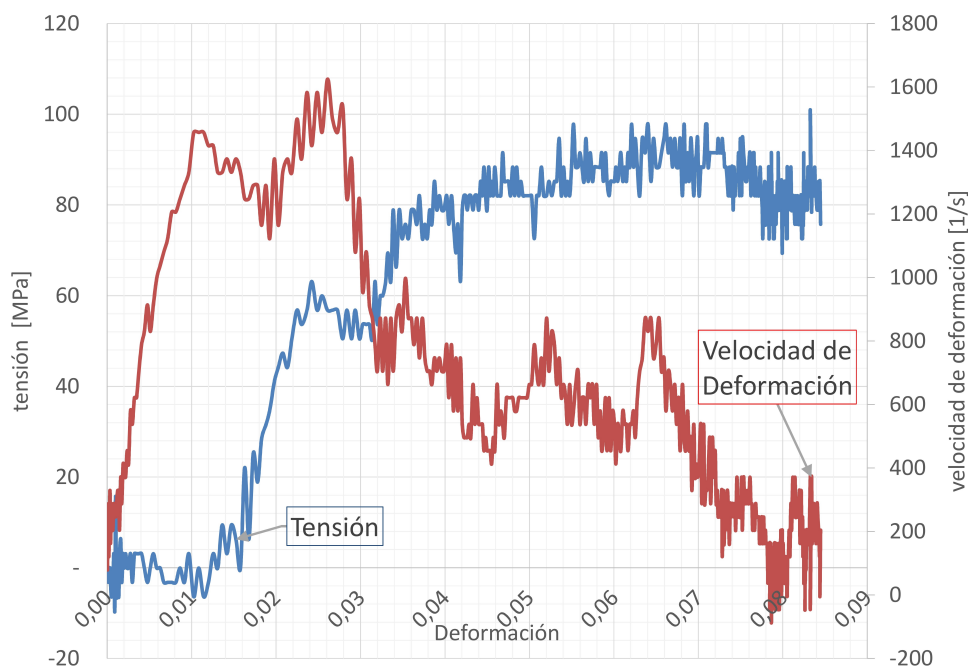
**Figura 4-6.** Procesamiento de pulsos de ensayo 032 [elaboración propia]

En la figura 4-6 se indica con “dt” a la diferencia de tiempos entre el inicio de la lectura del pulso reflejado y el pulso propagado. El análisis de éste no es trivial, ya que este tiempo es el que tarda la onda mecánica en atravesar la probeta.

No obstante las galgas de donde se obtienen las mediciones de estos pulsos se encuentran a iguales distancias de la probeta, el pulso de la barra propagada llega a ésta luego de atravesar la muestra.

Para este caso de estudio este tiempo corresponde a  $12,4\mu s^3$ .

Si continuamos el análisis con los datos temporales como se ven en 4-6, se obtiene el gráfico de la figura 4-7:



**Figura 4-7.** gráficos tensión y deformación VS  $\epsilon$ , ensayo 032 **SIN compensación de tiempos** [elaboración propia]

Si analizamos el gráfico de la figura 4-7 observamos una incongruencia: el mayor crecimiento de la velocidad de deformación <sup>4</sup> se experimenta para tensiones <sup>5</sup> nulas. Esto es por el desfajase de tiempos “ $dt$ ” expuesto en la figura 4-6.

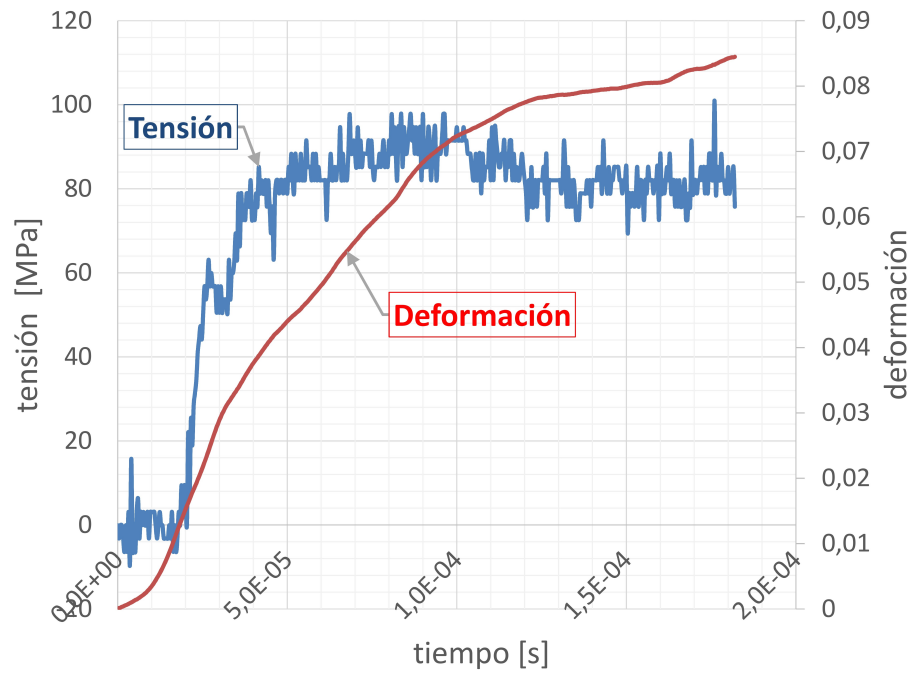
Compensando este tiempo  $dt$ , se obtienen los siguientes gráficos:

<sup>3</sup>Mas adelante en la sección trabajos futuros 7 se hablará de los estudios que se podrían realizar estudiando este tiempo

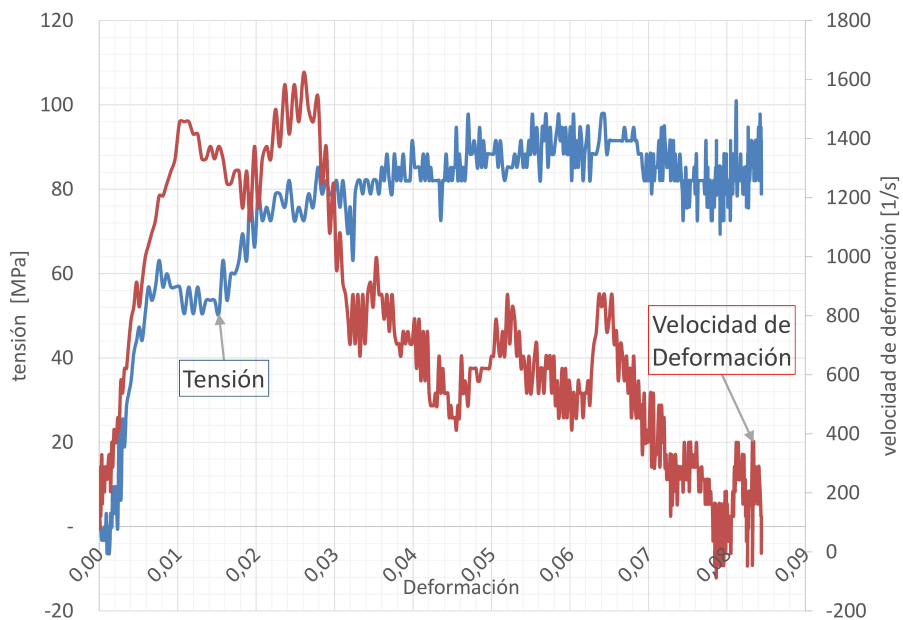
<sup>4</sup>Calculados a partir de la deformación **reflejada** según expresa la ecuación 2-44 del capítulo 2

<sup>5</sup>Calculadas a partir de la deformación **propagada** según expresa la ecuación 2-43 del capítulo 2





**Figura 4-8.** gráficos tensión y deformación VS tiempo, ensayo 032 **CON compensación de tiempos** [elaboración propia]



**Figura 4-9.** gráficos tensión y deformación VS  $\epsilon$ , ensayo 032 **CON compensación de tiempos** [elaboración propia]

Como se ve, la deformación  $\varepsilon_{s_{FB}}$  calculada en la ecuación 4-8 se encuentra en el orden de magnitud de la deformación arrojada por el procesamiento, lo cual es un indicador muy importante para la validación de los datos.

La forma de las curvas está de acuerdo a lo esperado, comparando con lo visto en la bibliografía, como se expondrá en la sección 5.2.

---

## 5 Discusión

Se plantean a continuación una serie de comparaciones con otros autores, teniendo en cuenta el alcance y objetivo<sup>1</sup> de este proyecto. Las mismas son de carácter eminentemente cualitativo.

### 5.1. Señales Obtenidas

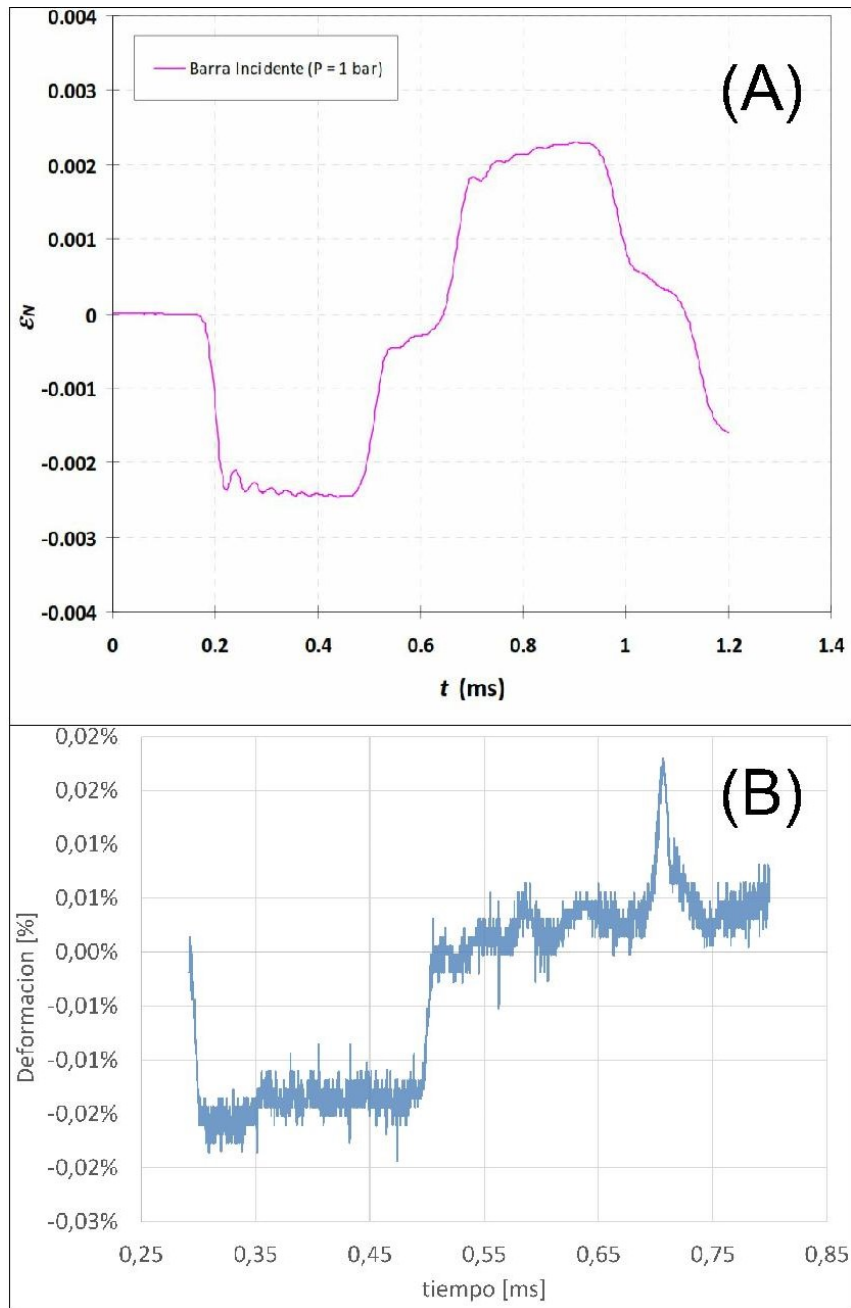
Si observamos las señales traducidas en deformaciones expuestas por Castro [6] (figura 5-1 A ) y la comparamos con el ensayo 031 del presente trabajo (figura 5-1 B ).

**Tabla 5-1.** Comparación de condiciones de ensayo

característica	Gorsky	Castro
Material de barras y proyectil	Aluminio 2007	PMMA <sup>2</sup>
Modulo elástico de barras	72 GPa	3 GPa
Longitud de barras de presión	2 m	1 m
Longitud de proyectil	0.5 m	0.33 m
Velocidad de proyectil	8 m/s	11 m/s
Condición de barras de presión	Contactadas	Separadas
Velocidad de la onda ( $C_0$ )	5070.92 m/s	1588 m/s
Duración de pulso incidente	0.2ms	0.3 ms
Deformación	0.015 %	0.2 %

---

<sup>1</sup>el objetivo es el diseño y la fabricación de la máquina de ensayo, no así el estudio de resultados de ensayos



**Figura 5-1.** (A) Señal de deformaciones en barra incidente en [6] - (B) señal de ensayo  
031 [elaboración propia]

Podemos realizar una serie de observaciones:

- Las diferencias en las deformaciones (el PMMA se deforma aproximadamente 13 veces mas que el aluminio) es coherente a la gran diferencia que existe entre los módulos elásticos de ambos materiales y a que la velocidad del percutor en el ensayo realizado con barras de aluminio es mas lenta.
- En el caso del autor citado se observa un pulso reflejado de igual duración que el incidente<sup>3</sup>, mientras que en nuestro caso se ve un pulso de corta duración. Esto es, como se explico en 4.3.3, porque al estar ambas barras contactadas, la interfase se comporta como una discontinuidad en un sólido y refleja sólo una porción del pulso.
- la duración de la “meseta” (la que denominaremos  $t_m$ ) entre ambos pulsos en [6] es de menor duración al pulso incidente (figura 5-1-A), mientras que en nuestro caso es aproximadamente igual (figura 5-1-B).

Para comprender esto analizamos este tiempo que es el que tarda el frente de onda desde que es censado por la galga extensométrica (ubicada en la mitad de la barra en ambos casos) en recorrer la mitad restante de la barra y regresar. Este va a ser el tiempo que tarda en recorrer una longitud de barra, contando desde el inicio del pulso incidente. Para obtener el tiempo de la meseta le restamos lo que dura el dicho pulso en recorrer dos veces la longitud del proyectil (como vimos en 2.1.3).

Entonces:

- para (A):

$$t_m = \frac{1 m}{5070 m/s} - \frac{0,66m}{5070 m/s} = 0,21 ms \quad (5-1)$$

- para (B):

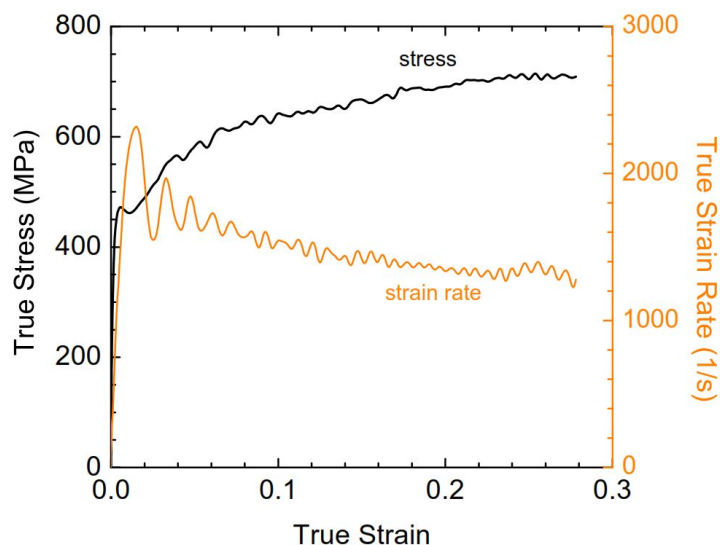
$$t_m = \frac{2 m}{2180 m/s} - \frac{1m}{2180 m/s} = 0,19 ms \quad (5-2)$$

Esto explica la diferencia de proporcionalidad entre la duración de la meseta y la duración del pulso.

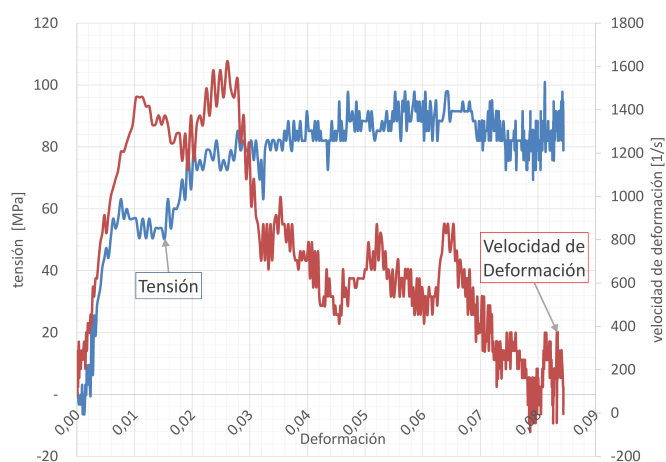
<sup>3</sup>Como sucede en el caso de ensayar con probeta en nuestra máquina (ver sección 4.5).

## 5.2. Morfología de curvas

Se pueden comparar las curvas expuestas por Sharma [27] que se muestran a continuación en la figura 5-2, con los resultados obtenidos en el ensayo realizado en el presente trabajo, que se exponen en la figura 5-3.



**Figura 5-2.** Curva tensión y velocidad de deformación versus deformación para acero SA516 [27]



**Figura 5-3.** gráficos tensión y deformación VS  $\epsilon$ , ensayo 032 **CON** compensación de tiempos [elaboración propia]

Se puede observar un comportamiento similar entre las curvas de presión y de velocidad de deformación. Comparando los ensayos:

- **Tensión en función de la deformación:** en el inicio de las deformaciones la tensión experimenta un rápido crecimiento, seguido por una meseta atribuible a la zona de fluencia del material. Pasando luego a la zona de deformación plástica dinámica que se comporta con un crecimiento cuya pendiente desciende con la velocidad de deformación.
- **Velocidad de deformación en función de la deformación:** ambas curvas también experimentan un ascenso rápido en el inicio de las deformaciones decreciendo luego con un amortiguamiento.

Estas similitudes validan la funcionalidad de la máquina construida. La diferencia de escalas son lógicas puesto que el material ensayado por Sharma [27] es una probeta de acero macizo mientras que la estudiada en el ensayo 032 es una espuma de aleación AZ91 de magnesio y [27] emplea barras de acero.





---

## 6 Conclusiones

Se ha conseguido el objetivo planteado en la introducción: la fabricación completa de una máquina de ensayo de barra partida de Hopkinson funcional.

En lo atinente a la etapa de fabricación del dispositivo (capítulo 3) se concluye que se ha obtenido un modelo en el cual la característica de diseño que prima es la versatilidad. Esta cualidad se buscó a lo largo del desarrollo puesto que la intención es que esta plataforma sirva para etapas posteriores de la investigación en este campo permitiendo:

- Realizar estudios de otros materiales.
- Admitir otros diámetros y/o longitudes de barras de presión.
- Adaptar distintos diámetros y/o longitudes de proyectil y/o cañón.
- Permitir analizar otros fenómenos, como comportamiento de los materiales ante esfuerzos de tracción o torsión mediante la modificación del sistema de impacto.

Como se expone en el capítulo 4, el proyecto fue orientado a la verificación de la funcionalidad de la máquina mediante pruebas experimentales. Los resultados obtenidos fueron comparadas con las relaciones teóricas desarrolladas en el capítulo 2. De dicha comparación se enumeran los resultados destacados a continuación:

- Se comprobó que la velocidad del sonido en el material de las barras es congruente con la calculada teóricamente para las barras de aluminio (como se muestra en la tabla 5-1) .

- Se verificó el resultado desarrollo teórico para el calculo de la longitud de pulsos (ver sección 2.1.3). Es decir, la duración del pulso de presión incidente teórica coincide con la medida experimentalmente.
- A raíz de los fenómenos observados durante la realización de los ensayos con probeta y del análisis de grabaciones de alta velocidad (ver figura 4-5) se concluyó que los tiempos de deformación coinciden en ambos casos, dentro de los márgenes que impone la herramienta de medición.

Del análisis de circunstancias que surgieron a partir de la ejecución de ensayos en vacío, se concluye:

- El comportamiento de pulsos en ensayos con barras de presión en contacto directo (ver sección 4.3.3); que exhibe ondas reflejadas de menor duración que las incidente: es atribuible a que en esta condición la interfaces entre barras se comporta como una discontinuidad en un sólido.
- La existencia de múltiples impactos del proyectil con el sistema de barras no influye en las mediciones(ver sección 4.3.4).

Por ultimo, se han comparado los resultados experimentales con los de otros autores como se expone en el capítulo 5. De dicha comparación se concluye que el dispositivo fabricado es apto para la realización de ensayos de compresión dinámica de materiales como las espumas metálicas.

---

## 7 Trabajos Futuros

La evidencia surgida en los ensayos y desarrollos realizados permiten delinear algunas recomendaciones para continuar.

- Estudiar la configuración con otros materiales de barras de presión: buscar el cambio de las velocidades de ondas para estudiar materiales con velocidades de deformación menores.
- Modificar la configuración del puente de Wheatstone con galgas contrapuestas como explica Sharma [27]: Para minimizar la lectura del pandeo dinámico en la medición.
- Estudiar la posibilidad de amplificar la señal de salida del puente para un procesamiento mas eficiente.
- Parametrizar las velocidades de proyectil en función de la presión del reservorio y automatizar el sistema de disparo para permitir la fijación de la amplitud del pulso de presión en cada ensayo.
- Desarrollar un método para la determinación de la dispersión y atenuación de las ondas mecánicas para su posterior filtrado, como hacen [28] [6] y [10].
- Implementar un sistema de alineación láser como el propuesto en 3.2.2.
- Estudiar el tiempo  $dt$  expuesto en la imagen **4-6** de la sección 4.5 para la obtención de modulo elástico dinámico del material ensayado:
  - Siendo  $dt$  el tiempo que tarda el pulso mecánico en atravesar la probeta, conociendo el largo de la probeta  $L_s$ , se puede calcular la velocidad del sonido en

la misma  $C_{0_s}$  mediante:

$$C_{0_s} = \frac{L_S}{dt} \quad (7-1)$$

- Empleando la expresión de  $C_0$  se puede calcular el modulo elástico  $E$ :

$$E = \rho C_{0_s}^2 \quad (7-2)$$

---

# Bibliografía

- [1] Tracker (4.95)-. En: <http://physlets.org/tracker/> (2016)
- [2] COMPASS the 3D experience magazine. En: <https://compassmag.3ds.com/2/Research> (2017)
- [3] isotechinc. En: <http://www.isotechinc.com/product/foamed-aluminum-military-automotive-applications/> (2017)
- [4] BANCROFT, Dennison: The velocity of longitudinal waves in cylindrical bars. En: *Physical Review* 59 (1941), Nr. 7, p. 588
- [5] BERTODO, R: Development of high-temperature strain gauges. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 173 (1959), Nr. 1, p. 605–622
- [6] CASTRO, Irausquín ; ALEJANDRO, Ignacio: *Caracterización mecánica de espumas metálicas y su aplicación en sistemas de absorción de energía*, Universidad Carlos III de Madrid - Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras, Tesis de Grado, 2012
- [7] DAVIES, RM: A critical study of the Hopkinson pressure bar. En: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 240 (1948), Nr. 821, p. 375–457
- [8] DAVIES, RM: A simple modification of the Hopkinson pressure bar. En: *Proc. 7th Int. Cong. on Applied Mechanics* 1 (1948), p. 404

- 
- [9] DHARAN, C K. ; HAUSER, FE: Determination of stress-strain characteristics at very high strain rates. En: *Experimental Mechanics* 10 (1970), Nr. 9, p. 370–376
- [10] DI DONATO, Hector ; GARBEZZAA, JP ; INFANTE, A ; LÓPEZ, R: *Striker mechanism upgrade for the split Hopkinson pressure bar experiment*, Tesis de licenciatura, Florida International University, Tesis de Grado, 2013
- [11] DUFFY, J ; CAMPBELL, JD ; HAWLEY, RH: On the use of a torsional split Hopkinson bar to study rate effects in 1100-0 aluminum. En: *Journal of Applied Mechanics* 38 (1971), Nr. 1, p. 83–91
- [12] GRAY, George T.: Classic Split-Hopkinson Pressure Bar Testing. En: *Materials Park, OH: ASM International, 2000.* (2000), p. 462–476
- [13] HARDING, J ; WOOD, EO ; CAMPBELL, JD: Tensile testing of materials at impact rates of strain. En: *Journal of Mechanical Engineering Science* 2 (1960), Nr. 2, p. 88–96
- [14] HOFFMANN, Karl: *An introduction to measurements using strain gages.* Hottinger Baldwin Messtechnik Darmstadt, 1989. – Libro
- [15] HOPKINSON, Bertram: A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets. En: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character* 213 (1914), p. 437–456
- [16] HOPKINSON, John: Further experiments on the rupture of iron wire. En: *Proc. Literary and Philosophical Society of Manchester* 1 (1872), p. 119–121
- [17] KAISER, Michael A.: *Advancements in the split Hopkinson bar test*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Tesis de Grado, 1998
- [18] KOLSKY, Herbert: An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. En: *Proceedings of the Physical Society. Section B* 62 (1949), Nr. 11, p. 676

- [19] KOLSKY, Herbert: Stress waves in solids. En: *Journal of sound and Vibration* 1 (1964), Nr. 1, p. 88–110
- [20] LEWIS, Jack L. ; GOLDSMITH, Werner: A biaxial split Hopkinson bar for simultaneous torsion and compression. En: *Review of scientific instruments* 44 (1973), Nr. 7, p. 811–813
- [21] LINDHOLM, US ; YEAKLEY, LM: High strain-rate testing: tension and compression. En: *Experimental Mechanics* 8 (1968), Nr. 1, p. 1–9
- [22] LOVE, Augustus Edward H.: *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. at the University Press, 1920. – Libro
- [23] MUZYCHENKO, VP ; KASHCHENKO, SI ; GUSKOV, VA: Use Of The Split Hopkinson Pressure Bar Method For Examining The Dynamic Properties Of Materials. En: *Industrial Laboratory* 52 (1986), Nr. 1, p. 72–83
- [24] OWENS, Anthony: *Development of a split hopkinson tension bar for testing stress-strain response of particulate composites under high rates of loading*, Faculty of Auburn University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science, Tesis de Grado, 2007
- [25] POCHHAMMER, Lt: Ueber die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten kleiner Schwingungen in einem unbegrenzten isotropen Kreiscylinder. En: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 81 (1876), p. 324–336
- [26] REALE, Sanchez: *Cátedra de Sistemas de Medicion*. U.N.C. - FCEFyN, 2014. – apunte
- [27] SHARMA, S ; CHAVAN, VM ; AGRAWAL, RG ; PATEL, RJ ; KAPOOR, R ; CHAKRAVARTTY, JK: Split-Hopkinson Pressure Bar: An Experimental Technique for High Strain Rate Tests / Bhabha Atomic Research Centre. 2011. – Informe de Investigación

- [28] SUBHASH, G: ASM Handbook®, Mechanical Testing and Evaluation. En: *ASM Handbook* Vol. 8. ASM International Materials Park, Ohio, 2000, p. 519
- [29] ZHAO, Han ; GARY, Gérard: On the use of SHPB techniques to determine the dynamic behavior of materials in the range of small strains. En: *International Journal of Solids and structures* 33 (1996), Nr. 23, p. 3363–3375



---

## 8 Anexos

### 8.1. Programación de Medidor de Velocidad

```
int pinReceptor1 = A0; //Establecemos el pin a leer sensor 1
int pinReceptor2 = A1; //Establecemos el pin a leer sensor 2
int sensorVal1; //Declaramos una variable para almacenar el valor de la
    lectura 1
int sensorVal2; //Declaramos una variable para almacenar el valor de la
    lectura 2
int count; //contador de while de calibracion
int valavrg1; //contadores donde se sumaran los valores de calibracion para
    luego calibrar 1
int valavrg2; //contadores donde se sumaran los valores de calibracion para
    luego calibrar 2
int lim1; //limite a partir del cual el medidor 1 censara
int lim2; //limite a partir del cual el medidor 1 censara
float offset=1.5; //porcentaje por el que se multiplican el valor promedio
    para poner los limites
float dist=0.0716; //distancia entre sensores (en metros)
float vel; //velocidad de la bala (en m/s)
float contador1=0; //tiempo en el que se activa sensor 1
float contador2=0; //tiempo en el que se activa sensor 2
float dt=0; // diferencia de tiempo entre que pasa por ambos sensores
int slot=1; // lugar en el que asignado a la exposicion
int flag1; // banderas para evitar reingreso a loop
int flag2;

void setup () {
```

```
Serial.begin(9600); // Abrimos comunicacion Serial;
while (count < 100){
    sensorVal1= analogRead(pinReceptor1); //Guardamos la lectura del pin
        Analogico
    sensorVal2= analogRead(pinReceptor2); //Guardamos la lectura del pin
        Analogico
    valavrg1+=sensorVal1;
    valavrg2+=sensorVal2;
    count+=1;
}
lim1=valavrg1/count*offset; //fijacion de limites
lim2=valavrg2/count*offset;
sensorVal1=0;
sensorVal2=0;

Serial.print("Se_ha_calibrado_el_sensor_de_velocidad_con_un_");
Serial.print((offset -1.0)*100.0);
Serial.print("%mas_que_los_valores_obtenidos_luego_de_");
Serial.print(count);
Serial.println("_mediciones:");
Serial.println("_____");
}

void loop(){
sensorVal1= analogRead(pinReceptor1); //Guardamos la lectura del pin
        Analogico
sensorVal2= analogRead(pinReceptor2); //Guardamos la lectura del pin
        Analogico

if (sensorVal1>lim1 and flag1 ==0){
    contador1=millis();
    flag1=1;
}
}
```

```
if (sensorVal2>lim2 and flag2 ==0){
    contador2=millis();
    flag2=1;
}
if (flag1==1 and flag2==1){
    if(abs(contador1)>abs(contador2)){
        dt=abs(abs(contador1)-abs(contador2))/1000; // pone el dt en unidades
            de segundos
        vel=dist/dt; //calculo de velocidad
        Serial.print(slot);
        Serial.print(") Velocidad [m/s]: ");
        Serial.println(vel);
        slot+=1;
    }
    contador1=0;
    contador2=0;
    flag1=0;
    flag2=0;
}
}
```

Cabe destacar que esta es la 5ta versión de código, dentro de las numerosas mejoras que fue sufriendo, además de la mejor redacción, se destaca la implementación de los “flag” los cuales hacen posible que en censado se realice en el primer cambio de estado de ambos dos sensores y solo ahí se realice el calculo de la velocidad (ahorrando muchos errores de lectura).

## 8.2. Hoja de datos de Osciloscopio GDS-1022

SELECTION GUIDE					
MODEL	GDS-1022	GDS-1042	GDS-1062	GDS-1102	
BANDWIDTH	25MHz	40MHz	60MHz	100MHz	
CHANNELS	2				
DISPLAY DEVICE	5.6" TFT Color LCD				
SAMPLE RATE	250MSa/s (Real-time Sampling) & 25GSa/s (Equivalent-time Sampling)				
RECORD LENGTH	4k Points per channel				
SD Card Slot	Standard				
USB Device					
Calibration Output					
SPECIFICATIONS					
		GDS-1022	GDS-1042	GDS-1062	GDS-1102
VERTICAL	Channels	2	2	2	2
	Bandwidth	DC-25MHz(-3dB)	DC-40MHz(-3dB)	DC-60MHz(-3dB)	DC-100MHz(-3dB)
	Rise Time	<14ns Approx.	<8.75ns Approx.	<5.8ns Approx.	<3.5ns Approx.
	Sensitivity	2mV/div - 5V/div (1-2.5 increments)			
	Accuracy	±(3% x  Readout  + 0.1 div + 1 mV)			
	Input Coupling	AC, DC & Ground			
	Input Impedance	1M Ω ±2%, -16pF			
	Polarity	Normal & Invert			
	Maximum Input	300V (DC+AC peak), CATII			
	Waveform Signal Process	+, -, FFT			
	Offset Range	2mV/div - 50mV/div : ±0.4V ; 10mV/div - 500mV/div : ±4V ; 1V/div - 5V/div : ±40V			
	Bandwidth Limit	None		20MHz (-3dB)	
TRIGGER	Sources	CH1, CH2, Line, EXT			
	Modes	AUTO, NORMAL, SINGLE, TV, Edge, Pulse width			
	Coupling	AC, DC, LF rej., HF rej., Noise rej.			
	Sensitivity	DC - 25MHz: Approx. 0.5div or 5mV; 25MHz - 40/60/100MHz: Approx. 1.5div or 15mV			
EXT TRIGGER	Range	±1 5V			
	Sensitivity	DC - 25MHz : - 50mV ; 25M - 40/60/100MHz : -100mV			
	Input Impedance	1M Ω ±2%, -16pF			
	Maximum Input	300V (DC+AC peak), CATII			
HORIZONTAL	Range	1ns/div - 10s/div (1-2.5 increments); ROLL: 250ms/div - 10s/div			
	Modes	MAIN, WINDOW, WINDOW ZOOM, ROLL, X-Y			
	Accuracy	±0.01%			
	Pre-Trigger	10 div maximum			
	Post-Trigger	1000 div			
X-Y MODE	X-Axis Input	Channel 1			
	Y-Axis Input	Channel 2			
	Phase Shift	±3 at 100kHz			
SIGNAL ACQUISITION	Real-Time Sample Rate	250MSa/s maximum			
	Equivalent Sample Rate	25GSa/s maximum			
	Vertical Resolution	8 Bits			
	Record Length	4k Points maximum			
	Acquisition Mode	Normal, Peak Detect, Average			
Peak Detection	10ns(500ns/div - 10s/div)				
Average	2, 4, 8, 16, 32, 64, 128, 256				
CURSORS AND MEASUREMENT	Voltage Measurement	V <sub>pp</sub> , V <sub>amp</sub> , V <sub>avg</sub> , V <sub>rms</sub> , V <sub>hi</sub> , V <sub>lo</sub> , V <sub>max</sub> , V <sub>min</sub> , Rise Preshoot/Overshoot, Fall Preshoot/Overshoot			
	Time Measurement	Freq, Period, Rise Time, Fall Time, Positive Width, Negative Width, Duty Cycle			
	Cursors Measurement	Voltage difference between cursors (ΔV) Time difference between cursors (ΔT)			
	Auto Counter	Resolution: 6 digits; Accuracy: ±2% Signal Source: All available trigger source except the Video trigger mode			
ADJUSTABLE PROBE COMPENSATION SIGNAL	Frequency Range	1kHz - 100kHz, 1kHz/STEP			
	Duty Cycle Range	5% - 95%, 5%/STEP			
CONTROL PANEL FUNCTION	Autoset	Adjust Vertical VOLT/DIV, Horizontal TIME/DIV, and Trigger level automatically			
	Save Setup	Up to 15 sets of measurement conditions			
	Save Waveform	15 sets of waveform			
DISPLAY	TFT LCD Type	5.6 inch			
	Display Resolution	234 (Vertically) x 320 (Horizontally) Dots			
	Display Graticule	8 x 10 divisions			
	Display Brightness	Adjustable			
INTERFACE	USB Device	USB 1.1 & 2.0 full speed compatible (printers and flash disk not supported)			
	SD Card Slot	Image (BMP) waveform data (CSV) and setup (SET)			
POWER SOURCE	Line Voltage Range	AC 100V - 240V, 48Hz - 63Hz, Auto selection			
MISCELLANEOUS	Multi-Language Menu	Available			
	Online Help	Available			
DIMENSIONS & WEIGHT	310(W) x 142 (H) x 140(D)mm, Approx. 2.5kg				

Figura 8-1. Hoja de datos de Osciloscopio GDS-1022