



# DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DE LA CAPACIDAD DE CHOQUE EN COMPONENTES AUTOMOTRICES

BAJO LA OPCIÓN:

TITULACIÓN INTEGRAL

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

ING. LUIS JESÚS RAMÍREZ RODRÍGUEZ

ASESOR:

DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

SINODALES:

DR. MARIO EMIGDIO RODRÍGUEZ CASTILLO

DR. IGNACIO RAMÍREZ VARGAS

Pachuca de Soto, Hgo. Octubre 2022

114 páginas



Instituto Tecnológico de Pachuca  
ISO 9001:2015



**2022** Ricardo Flores  
Año de Magón  
PRECURSOR DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA



Instituto Tecnológico de Pachuca  
Subdirección Académica  
División de Estudios de Posgrado e Investigación

### Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica ACTA

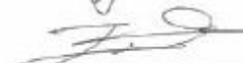
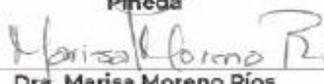
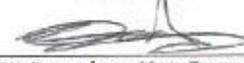
Siendo las 13:00 horas del 19 de febrero de 2022, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del tema de Tesis: *Determinación experimental y numérica de la capacidad de choque en componentes automotrices*, con el siguiente contenido:

- Resumen/Abstract
- Nomenclatura
- Contenido
- Índice de cuadros, gráficas y figuras.
- 1- Introducción
- 2- Marco teórico
- 3- Diseño y construcción del banco de pruebas
- 4- Determinación numérica de la capacidad de choque
- 5- Pruebas experimentales
- Conclusiones
- Bibliografía
- Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Luis Jesús Ramírez Rodríguez obtenga el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Luis Manuel Palacios Pineda.

#### ATENTAMENTE

*Excelencia en Educación Tecnológica*  
*"El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia"*

 Dr. Ignacio Ramírez Vargas	 Dr. Juan Serrano Arellano	 Dr. Luis Manuel Palacios Pineda
 Dra. Erika Osiris Ávila Dávila	 Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas	 Dra. Marisa Moreno Ríos
 Dr. Armando Irvin Martínez Pérez	 Dr. Francisco Noe Demesa	 Dr. Hugo Francisco Abundis Fong



Instituto Tecnológico de Pachuca  
40360102/E  
Registro SEDUC 0003  
Licencia SEDUC 0003/0728  
Planes de Desarrollo Educativo, Compromiso Social e Integridad  
Fuerza a través del trabajo profesional

Carretera México – Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta C.P. 42080 Pachuca de Soto, Hidalgo.  
Tels. 771 7112073, 771 7113596, 771 7113140, 771 7115119 y 771 7113399  
e-mail: depi@pachuca.tecnm.mx | tecnm.mx | pachuca.tecnm.mx





Instituto Tecnológico de Pachuca  
Subdirección Académica  
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Pachuca, Hidalgo, 9/Septiembre/2022  
OFICIO No. DEPI-0131-22

**C. ING. LUIS JESÚS RAMÍREZ RODRÍGUEZ  
PRESENTE**

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

**Determinación experimental y numérica de la  
capacidad de choque en componentes  
automotrices**

se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y, en consecuencia, se autoriza su impresión.

Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.



**ATENTAMENTE**

*Excelencia en Educación Tecnológica®*  
*"El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia"®*

**M. A. C. ELODIA CLAUDIA GUÉRRERO ORTIZ  
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**

C.p. Archivo  
ECCO/LMPP



Instituto Tecnológico de Pachuca  
C.P. 42083  
Caj. 1000-1001  
Pachuca, Hidalgo  
México. Prohibida su venta, se prohíbe el uso de la inscripción  
por no ser el logotipo del título profesional.

Carretera México - Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta C.P. 42083 Pachuca de Soto, Hidalgo,  
Tels. 771 7113073, 771 7113596, 771 7113140, 771 7115119 y 771 7113399  
e mail: depi@pachuca.tecnim.mx | tecnim.mx | pachuca.tecnim.mx



## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar quiero agradecer a mi familia por estar conmigo en cada paso que doy, por brindarme una vida llena de aprendizaje y felicidad.

De igual manera agradezco a la institución: Instituto Tecnológico de Pachuca, por el apoyo recibido durante mi transcurso en la Maestría en Ingeniería Mecánica.

Agradezco la confianza, apoyo y dedicación de tiempo a mis profesores. A mi director de tesis, Dr. Luis Manuel Palacios Pineda, por la paciencia, conocimiento transmitido y apoyo incondicional que me brindaron.

A mis compañeros y amigos por confiar, creer en mí y la ayuda brindada durante este trayecto.

Se agradece al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca de posgrado asignada.

# Contenido

Contenido.....	II
RESUMEN .....	X
ABSTRACT.....	XI
CAPÍTULO 1 Introducción y Antecedentes .....	1
1.1 Introducción .....	1
1.2 Antecedentes .....	4
CAPÍTULO 2 Marco teórico.....	13
2.1 Análisis de carga de impacto.....	15
2.2 Formulación explícita de elemento finito.....	17
2.3 Elementos de diseño de bancos experimentales para impacto.....	20
2.4 Materiales para impacto.....	21
2.5 Aspectos geométricos en la absorción de energía.....	24
CAPÍTULO 3 Diseño y construcción del banco de pruebas.....	26
3.1 Clarificación de objetivos .....	26
3.2 Establecimiento de funciones .....	28
3.3 Fijación de requerimientos .....	30
3.4 Determinación de características.....	31
3.5 Generación de alternativas .....	34
3.6 Evaluación de alternativas .....	35
3.7 Selección del motor.....	42
3.8 Análisis y selección del resorte .....	45
3.9 Diseño del peso del percutor .....	47
3.10 Selección de cadena y sprocket .....	48
3.11 Resultados .....	50
3.12 Análisis de elemento finito.....	53
3.13 Prototipo .....	56
3.14 Construcción del banco experimental .....	56
CAPÍTULO 4 Determinación numérica de la capacidad de choque.....	60
4.1 Comparación del método experimental y numérico .....	60
4.2 Definición del componente por analizar .....	66
4.3 Construcción del modelo de elemento finito .....	69

4.4	Resultados .....	70
CAPÍTULO 5 Pruebas experimentales.....		77
5.1	Instrumentación .....	77
5.2	Pruebas utilizadas.....	81
5.3	Pruebas experimentales .....	82
Conclusiones .....		107
Referencias.....		108
ANEXO A.....		110
ANEXO B .....		114

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Factor de multiplicación para el límite elástico en función de la tasa de deformación [2].	23
Tabla 2. Composición química de la aleación AA6061-T5 [5].	23
Tabla 3. Objetivos de nivel superior y de nivel inferior.	27
Tabla 4. Funciones y componentes del banco de pruebas de impacto.	30
Tabla 5. Atributos y requerimientos del banco de pruebas de impacto.	31
Tabla 6. Niveles de importancia de los atributos del banco de pruebas de impacto.	32
Tabla 7. Matriz y relación entre las características de ingeniería y los atributos del producto.	33
Tabla 8. Funciones y medios del banco de pruebas de impacto.	34
Tabla 9. Matriz de alternativas del banco de pruebas de impacto.	35
Tabla 10. Ponderaciones de los objetivos de diseño.	36
Tabla 11. Ponderaciones relativas de los objetivos.	37
Tabla 12. Calificaciones de utilidad de la orientación del banco de pruebas.	37
Tabla 13. Calificaciones de utilidad del método de elevación del percutor.	38
Tabla 14. Calificaciones de utilidad del método obtención de la aceleración.	39
Tabla 15. Calificaciones de utilidad del método obtención de la deformación.	40
Tabla 16. Calificaciones de utilidad del método de sujeción de la probeta.	41
Tabla 17. Selección del motor.	43
Tabla 18. Parámetros del resorte.	46
Tabla 19. Selección del resorte.	46
Tabla 20. Parámetros de la cadena.	49
Tabla 21. Parámetros del sprocket.	49
Tabla 22. Propiedades del Aluminio 6061-T5	69
Tabla 23. Propiedades del Aluminio 6061-T5.	75
Tabla 24. Propiedades del percutor.	75
Tabla 25. Aceleraciones y fuerzas máximas experimentales.	78
Tabla 26. Ficha técnica del acelerómetro.	78
Tabla 27. Probetas analizadas experimentalmente	81
Tabla 28. Aceleraciones prueba experimental tubo de 1"	86

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Evolución de la deformación de la caja de impacto. [2] .....	4
Figura 2. Sistema de impacto con soporte elástico. [3] .....	5
Figura 3. Deformación de la probeta con relación $t/b=0.030$ . [4] .....	6
Figura 4. Deformación del tubo durante el impacto. [1] .....	7
Figura 5. Estructura bitubular analizada, [6] .....	7
Figura 6. Probetas bitubulares analizadas. [7] .....	8
Figura 7. Diferencia en el patrón de deformación para elementos tipo a) cascarón, b) sólido. [8] .....	9
Figura 8. Efecto del cambio de espesor en el parachoques. [9] .....	10
Figura 9. Compresión de una muestra de espuma, simulación y experimento [10]. .....	11
Figura 10. Gráfica fuerza-desplazamiento de una caja de choque híbrida. [11]. .....	11
Figura 11. Modos de deformación plástico en cajas de impacto con a) $D/b=0$ y b) $D/b=0.2$ [12]. .....	12
Figura 12. Estructura frontal de un automóvil [2].....	14
Figura 13. Porcentajes de absorción de energía de un automóvil en la sección frontal [2].....	14
Figura 14. Barra sometida a una carga de impacto [14]. .....	15
Figura 15. Máquina de pruebas cuasi estáticas [5]. .....	20
Figura 16. Esquema del banco de pruebas para una caja de impacto [3]. .....	21
Figura 17. Curva esfuerzo-deformación para Aceros de plasticidad inducida por transformación (TRIP) [2]. .....	22
Figura 18. Aumento del límite elástico en función de la tasa de deformación [2]. .....	22
Figura 19. Curva esfuerzo-deformación de la aleación de aluminio 6061-T5 [5]. .....	23
Figura 20. Sección transversal del front rail [2].....	24
Figura 21. Sección transversal y vista isométrica de un perfil de extrusión de línea base [5].....	25
Figura 22. Sección transversal y vista isométrica de un perfil de extrusión UWR4 [5].....	25
Figura 23. Diagrama de árbol de objetivos del banco de pruebas de impacto. ....	28
Figura 24. Caja negra de funciones del banco de pruebas de impacto. ....	28
Figura 25. Caja transparente de funciones del banco de pruebas de impacto.....	29
Figura 26. Caja transparente delimitada de funciones del banco de pruebas de impacto. ....	29
Figura 27. Evaluación del banco de pruebas con respecto a los existentes. ....	32
Figura 28. Relación de las características de ingeniería.....	33
Figura 29. Mororeductor seleccionado.....	42
Figura 30. Mecanismo de elevación del percutor.....	45
Figura 31. Geometría en forma de cruz y circular para el percutor.....	47
Figura 32. Diagrama del mecanismo cadena-sprocket. ....	48
Figura 33. Cadena estándar de rodillos.....	48
Figura 34. Geometría del sprocket.....	49
Figura 35. Diseño final del banco de pruebas de impacto. ....	51
Figura 36. Cimentación del banco de pruebas de impacto.....	52
Figura 37. Estructura de la máquina de pruebas de impacto. ....	52
Figura 38. Percutor de la máquina de pruebas de impacto.....	52
Figura 39. Mecanismo de elevación del percutor.....	53
Figura 40. Mecanismo de elevación del percutor.....	53
Figura 41. Deformación de la estructura de la máquina de pruebas.....	54

Figura 42. Esfuerzo de Von-Mises de la estructura de la máquina de pruebas.....	54
Figura 43. Esfuerzo de Von-Mises del pasador. ....	55
Figura 44. Deformación del pasador. ....	55
Figura 45. Prototipo del banco de pruebas de impacto.....	56
Figura 46. Corte de perfil de aluminio.....	56
Figura 47. Detallado de los perfiles de aluminio.....	57
Figura 48. Estructura de la máquina de impacto. ....	57
Figura 49. Perfil con soleras soldadas. ....	58
Figura 50. Colocación de las guías en el percutor. ....	58
Figura 51. Estructura con el percutor montado.....	59
Figura 52. Percutor de 23.7 kg. ....	59
Figura 53. Caja de impacto de sección transversal cuadrada. ....	61
Figura 54. Deformación de la caja de impacto sin muesca.....	61
Figura 55. Gráfica fuerza - desplazamiento, comparación entre el método numérico y el método experimental. ....	62
Figura 56. Valor de $S_y$ en la curva esfuerzo deformación del aluminio 6061 T5. ....	64
Figura 57. Parte elástica de la curva esfuerzo-deformación el aluminio 6061 T5. ....	65
Figura 58. Parte plástica de la curva esfuerzo-deformación el aluminio 6061 T5. ....	65
Figura 59. Ubicación de la caja de impacto en la estructura de un automóvil [18].....	67
Figura 60. Dimensiones del doblez incorporado a la caja de impacto.....	67
Figura 61. Ubicación de las muescas a lo largo de la caja de impacto.....	68
Figura 62. Diferentes dobleces a lo largo de la probeta. ....	68
Figura 63. Deformación de la probeta para $\alpha=0.3$ . En a) se muestra la probeta en su condición inicial en el tiempo $t=0$ ms con una deformación $\delta=0$ mm, b) $t=8.8$ ms y $\delta=78.6$ mm, c) $t=17.5$ ms y $\delta=153$ mm.....	70
Figura 64. Deformación de la probeta con $\alpha=0.7$ en a) se muestra la probeta en su condición inicial $t=0$ ms y $\delta=0$ mm, b) $t=8.8$ ms y $\delta=79.1$ mm, c) $t=17.5$ ms y $\delta=153.2$ mm. ....	71
Figura 65. Deformación de la probeta para $\alpha=0.9$ en a) se muestra la probeta en su condición inicial $t=0$ ms y $\delta=0$ mm, b) $t=8.8$ ms y $\delta=79.2$ mm, c) $t=17.5$ ms y $\delta=153.4$ mm. ....	71
Figura 66. Comparación del comportamiento dinámico de la caja de impacto comparando el que no tiene doblez con los valores de $\alpha=0.1$ y $\alpha=0.9$ . ....	72
Figura 67. Gráfica de capacidad de choque contra la posición del doblez. ....	73
Figura 68. Gráfica de fuerza pico contra la posición del doblez. ....	73
Figura 69. Modelo Honda Accord 2011. ....	74
Figura 70. Elementos a analizar Honda Accord 2011.....	74
Figura 71. Deformación de la parte frontal del automóvil. ....	76
Figura 72. Gráfica fuerza - desplazamiento parte frontal del automóvil.....	76
Figura 73. Probeta de 0.0381m (1.5 pulgadas) deformada. ....	77
Figura 74. Equipo de adquisición de datos. ....	79
Figura 75. Diagrama de LabVIEW para toma de aceleraciones.....	79
Figura 76. Adquisición de datos en LabVIEW.....	80
Figura 77. Montaje de la probeta en la máquina de pruebas de impacto.....	80
Figura 78. Montaje de la cámara de alta velocidad. ....	81
Figura 79. Dimensiones de la probeta de aluminio 6063 sin muesca (pulgadas). ....	82
Figura 80. Prueba experimental probeta A1.....	83

Figura 81.Prueba experimental probeta A2.....83

Figura 82. Prueba experimental probeta A3.....84

Figura 83.Prueba experimental probeta A4.....84

Figura 84. Prueba experimental probeta A5.....85

Figura 85.Prueba experimental probeta A6.....85

Figura 86. Dimensiones de la probeta con muesca (pulgadas).....88

Figura 87. Deformación de las probetas con la muesca a 10% de la longitud total. ....89

Figura 88. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 10%.....89

Figura 89.Gráfica tiempo-aceleración probeta B1.....90

Figura 90.Gráfica tiempo-aceleración probeta B2.....90

Figura 91. Deformación de las probetas con la muesca a 20% de la longitud total. ....91

Figura 92.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 20%.....91

Figura 93. Gráfica tiempo-aceleración probeta B3.....92

Figura 94.Gráfica tiempo-aceleración probeta B4.....92

Figura 95.Deformación de las probetas con la muesca a 30% de la longitud total. ....93

Figura 96.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 30%.....93

Figura 97.Gráfica tiempo-aceleración probeta B5.....94

Figura 98. Gráfica tiempo-aceleración probeta B6.....94

Figura 99.Deformación de las probetas con la muesca a 40% de la longitud total. ....95

Figura 100.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 40%.....95

Figura 101.Gráfica tiempo-aceleración probeta B7.....96

Figura 102.Gráfica tiempo-aceleración probeta B8.....96

Figura 103.Deformación de las probetas con la muesca a 50% de la longitud total. ....97

Figura 104.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 50%.....97

Figura 105.Gráfica tiempo-aceleración probeta B9.....98

Figura 106.Gráfica tiempo-aceleración probeta B10.....98

Figura 107.Deformación de las probetas con la muesca a 60% de la longitud total. ....99

Figura 108.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 60%.....99

Figura 109.Gráfica tiempo-aceleración probeta B11.....100

Figura 110.Gráfica tiempo-aceleración probeta B12.....100

Figura 111.Deformación de las probetas con la muesca a 70% de la longitud total. ....101

Figura 112.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 70%.....101

Figura 113. Gráfica tiempo-aceleración probeta B13.....102

Figura 114. Gráfica tiempo-aceleración probeta B14.....102

Figura 115.Deformación de las probetas con la muesca a 80% de la longitud total. ....103

Figura 116.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 80%.....103

Figura 117.Gráfica tiempo-aceleración probeta B15.....104

Figura 118.Gráfica tiempo-aceleración probeta B16.....104

Figura 119.Deformación de las probetas con la muesca a 90% de la longitud total. ....105

Figura 120.Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 90%.....105

Figura 121.Gráfica tiempo-aceleración probeta B17.....106

Figura 122.Gráfica tiempo-aceleración probeta B18.....106

**NOMENCLATURA**

$V_0$	Velocidad inicial
$\sigma_m$	Esfuerzo medio
$T_c$	Energía cinética
$m$	Masa
$U_m$	Energía de deformación
$X_m$	Deformación máxima
$P_m$	Carga estática
$TEA$	Absorción de energía total
$SEA$	Absorción de energía específica
$F_{prom}$	Fuerza de aplastamiento promedio
$F_{pico}$	Fuerza de aplastamiento máxima
$F(\delta)$	Fuerza de trituración instantánea
$\delta$	Deformación
$\rho_0$	Densidad
$\sigma$	Esfuerzo tensor
$\underline{u}$	Posición
$\underline{\dot{u}}$	Velocidad
$\underline{\ddot{u}}$	Aceleración
$\underline{F}$	Vector de fuerzas externas
$\underline{I}$	Vector de fuerzas internas
$M$	Matriz de masa concentrada
$\Delta t$	Incremento del tiempo
$\omega_{m\acute{a}x}$	Valor propio máximo del elemento
$L^e$	Longitud del elemento característico
$C^d$	Velocidad de onda de dilatación
$\lambda$ y $\mu$	Constantes elásticas de lame

$\alpha$	Posición del dobléz a lo largo de la caja de impacto
$d$	Distancia del percutor al dobléz
$L$	Distancia total de la caja de impacto
$T$	Torque
$W$	Peso
$D$	Diámetro del eje
$\omega$	Velocidad angular del motor
$V_t$	Velocidad tangencial
$P$	Potencia
$n$	Factor de seguridad del motor
$F_r$	Fuerza de fricción
$N$	Normal
$\mu_s$	Coefficiente de fricción estática
$c$	Distancia más larga del centroide a la parte más externa de la geometría

## RESUMEN

En el presente trabajo se estudia el comportamiento bajo cargas de impacto de componentes mecánicos encargados de absorber la energía durante un choque automovilístico mediante el uso de técnicas numéricas y experimentales. La caja de impacto, localizado en la parte frontal del automóvil, es uno de los elementos que mayor energía de impacto absorbe durante un choque. El procedimiento numérico de análisis del comportamiento dinámico de la caja de impacto se validó con una probeta tubular de geometría uniforme y comparándolo con resultados previos reportados en la literatura.

Adicionalmente se diseña y construye un dispositivo experimental que permite medir la respuesta dinámica de componentes sujetos a cargas de impacto, el sistema está instrumentado para medir la aceleración, velocidad y deformación en cada una de las probetas que se ensayan.

Por último, se obtiene el comportamiento de la caja de impacto con un doblez; es decir, se agregó un doblez cada 10% de la longitud total de la probeta, obteniendo así nueve diferentes arreglos que se analizaron para obtener su respectiva cantidad de energía absorbida, fuerza pico y aceleración máxima durante el impacto. En estas probetas se obtuvieron gráficas de tiempo-aceleración y tiempo-desplazamiento. A partir de estos resultados se puede concluir que la configuración de  $\alpha = 0.7$  es la que mejor comportamiento dinámico presenta durante el impacto.

## ABSTRACT

In the present work, the behavior under impact loads of mechanical components responsible for absorbing energy during a car crash is studied through the use of numerical and experimental techniques. The automotive impact box is one of the elements that absorbs the most impact energy during a crash. The numerical procedure for the analysis of the dynamic behavior of the impact box was validated with a tubular specimen of uniform geometry and compared with previous results reported in the literature.

Additionally, an experimental device is designed and built that allows measuring the dynamic response of components subjected to impact loads, the system is instrumented to measure acceleration, velocity and deformation in each of the test specimens.

Finally, the behavior of the impact box with a bend is obtained; that is, a bend was added every 10% of the total length of the specimen, thus obtaining nine different arrangements that were analyzed to obtain their respective amount of absorbed energy, peak force and maximum acceleration during the impact. In these specimens graphs of time-acceleration and time-displacement were obtained. From these results it can be concluded that the configuration of  $\alpha = 0.7$  is the one that presents the best dynamic behavior during the impact.

# CAPÍTULO 1

## Introducción y Antecedentes

El objetivo de este capítulo es servir de introducción a esta tesis. Durante su desarrollo se expondrá el contexto, objetivos y estructura de este, se presenta una descripción de los antecedentes con la intención de dar una visión de los trabajos ya realizados con anterioridad, también se muestra el objetivo general de este trabajo, así como su alcance.

### 1.1 Introducción

La demanda de vehículos en el mundo ha crecido de manera exponencial lo que incrementa también el número de accidentes que ocurren, cuando un evento de este tipo sucede y el vehículo se estrella contra un cuerpo, su estructura es sometida a una violenta desaceleración, que es transmitida a sus ocupantes y a los componentes del automóvil. Estos componentes deben ser capaces de soportar o absorber la mayor cantidad de energía posible, para esto es necesario mejorar la capacidad de choque de la estructura del vehículo y de esta forma disminuir el impacto que pueden sufrir los

ocupantes al momento del choque. Una de las formas para mejorar esta capacidad es cambiando la geometría de diferentes componentes del vehículo de tal forma que propicie a deformarse antes que otros, hasta llegar a absorber toda la cantidad de energía posible.

Los diseñadores de las empresas automotrices han planteado diferentes métodos para desarrollar componentes o estructuras y mejorar la capacidad de absorción de energía, estos estudios van relacionados en buscar mayor ligereza, debido a que un vehículo más pesado está relacionado con mayor consumo de combustible y menor capacidad de choque. Sin embargo se requiere de nuevas estructuras que permitan una mejor eficiencia para lograr el objetivo antes mencionado [1].

Uno de los principales componentes de un vehículo encargado de absorber energía es la caja de impacto, especialmente los rieles delanteros del marco del automóvil, por esto se vuelve fundamental mejorar su capacidad de choque, una forma de hacerlo es cambiando su geometría, esto conlleva a realizar análisis de elemento finito y observar el comportamiento de los componentes automotrices, pero este tipo de análisis no sustituye las pruebas experimentales, por esto es inevitable realizarlo, compararlos y encontrar la semejanza entre los resultados y así llegar a una mejora del componente [2].

Un mejor rendimiento de choque de la caja de impacto, reduce el efecto del impacto transmitido a los otros componentes y, por lo tanto, los protege de daños mayores y evita que los ocupantes sufran lesiones más graves [2].

Los resultados obtenidos nos ayudaran a mejorar los diseños automotrices, especialmente en el diseño de aquellas partes de vehículos responsables de absorber energía en los choques frontales y así proporcionar mayor seguridad al pasajero.

Para obtener estos datos de capacidad de impacto se hace también necesario el uso de un banco de pruebas y así obtener valores de energía absorbida, magnitud de fuerzas experimentadas y aceleraciones, en este trabajo se muestra el proceso de diseño para este banco, utilizando la metodología de Nigel Cross.

El objetivo de este trabajo es determinar una metodología para la obtención de la capacidad de choque de una caja de impacto de aluminio bajo cargas de impacto, así como el diseño y construcción del banco de pruebas de impacto, realizar pruebas experimentales, comparar los métodos y proponer una geometría que incremente la capacidad de impacto. Es posible desarrollar

un proceso menos costoso y eficiente para mejorar la capacidad de choque de la caja de impacto de un automóvil a través de la simulación del comportamiento de los componentes automotrices con ayuda de software computacional y paquetes de elementos finitos no lineales y comparándolos con pruebas experimentales.

Se muestra el estado del arte donde se describen los avances reportados en trabajos científicos sobre componentes automotrices encargados de absorber energía, se muestra cómo se incrementó esta capacidad de impacto a través de diferentes medios (geometría, materiales y temperatura) en varias condiciones de operación, de manera experimental y numérica, reportando sus principales aportaciones.

En el marco teórico se indica los fundamentos teóricos en los cuales está basado este trabajo, se describe que componentes son los que toman un papel importante a la hora de absorber impactos, como ocurre este fenómeno, la forma en la que están involucradas la energía, velocidad, deformación, aceleración, distancias, etc. También se especifica los métodos para obtener los parámetros indicativos de capacidad de impacto (Absorción de energía total, absorción de energía específica, Fuerza de aplastamiento promedio y Fuerza de aplastamiento máxima).

Se presenta una introducción a la dinámica explícita, como está relacionada con el trabajo realizado y las ecuaciones que la rigen, también se presentan los elementos de diseño en bancos de prueba experimental de impacto más importantes y se describe su función. Además se presentan los materiales más comunes en cajas de impacto y los aspectos geométricos relacionados con la absorción de energía en automóviles.

También se despliega la metodología seguida para la realización de este trabajo, comenzando con un diagrama que describe de manera breve el proceso llevado para obtener los resultados.

Comenzando con el análisis numérico, a través de tres etapas, el pre-proceso, proceso y post-proceso, comenzando con el pre-proceso donde se definió el componente a analizar, el mallado, tipo de elemento, condiciones de frontera e iniciales, geometría, material, contactos, etc. Después el proceso, donde se colocó el tiempo de simulación, y el paso en el tiempo, para posteriormente realizar el post-proceso donde se obtuvieron gráficos, imágenes y simulaciones del componente analizado que nos ayuden a analizar el comportamiento de la probeta.

El siguiente paso fue realizar el análisis experimental que nos ayudara a validar el método numérico, para ello fue necesario diseñar una máquina para pruebas de impacto. Se explica la metodología de Niguel Cross utilizada, con cada uno de los pasos, hasta llegar al diseño final, también se realizaron algunos análisis de esfuerzos y deformaciones en los dispositivos más críticos del banco de pruebas, posterior a esto se realizó el prototipo de la máquina que ayudó a mejorar el diseño de la máquina y la construcción del banco de pruebas.

Posteriormente se realizaron los experimentos en el banco de pruebas bajo diferentes condiciones y se obtuvieron parámetros de aceleración y deformación.

## 1.2 Antecedentes

J. Á. López, et. al, 2005, propuso un sistema de absorción de energía para cuadríciclos pesados de acero que cumplen con los porcentajes de absorción de energía requeridos, en este diseño se realizaron modificaciones en los rieles delanteros del cuadríciclo y se agregaron piezas similares a la de los vehículos convencionales, también se desarrolló una metodología de cálculo dinámico que define matemáticamente el fenómeno [2].

Para aprobar este sistema propuesto se estudió el comportamiento del impacto utilizando herramientas de cómputo como Ansys y Ls-Dyna a velocidades de 40 km/h y 56 km/h como se muestra en la Figura 1, en los cuales se logaron obtener porcentajes de absorción muy similares a vehículos convencionales [2].

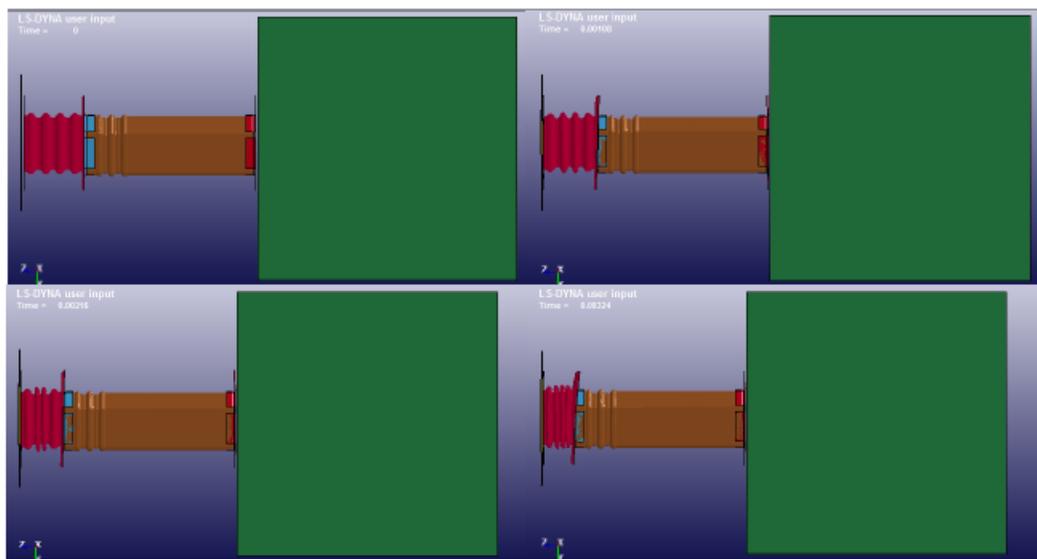


Figura 1. Evolución de la deformación de la caja de impacto. [2]

J. Marzbanrad, et. al. 2014, estudió el comportamiento en las propiedades de un soporte elástico, tales como la absorción de energía y la carga máxima de la caja de choque en un tubo cuadrado hecho de aleación de aluminio extruido 6063 T4 tomando una condición de límite elástica como se muestra en la figura 2, en lugar de una condición de límite rígida en la parte inferior de una caja de choque, llegando a la conclusión de que en comparación con una caja de choque cuadrada con soporte elástico, una con soporte de pared rígido es capaz de absorber mayor cantidad de energía durante un choque debido a que el uso de un límite elástico podría cambiar el modo de deformación y disminuir la carga máxima de impacto, además observaron que los elementos elásticos y plásticos en la parte inferior de la caja de choque influyen el comportamiento durante el impacto [3].



Figura 2. Sistema de impacto con soporte elástico. [3]

C. Yong-Bum, et. al. 2006, realizó estudios sobre iniciadores de aplastamiento tipo abolladura, demostrando que el tipo rectangular es capaz de absorber mayor cantidad de energía que el tipo circular, Las cargas de aplastamiento medias dinámicas del iniciador de aplastamiento de tipo abolladura rectangular oscilaron entre el 77% y el 90% de la fórmula teórica y fueron similares con un diseño de tipo agujero equivalente [4].

Se estudiaron también diferentes tipos de iniciadores de aplastamiento de tipo agujero según diversas relaciones de espesor y ancho como se muestra en la Figura 3 y se introdujo la ecuación

aproximada para predecir rápidamente el tamaño óptimo por velocidad de impacto para cada relación de espesor a ancho [4].

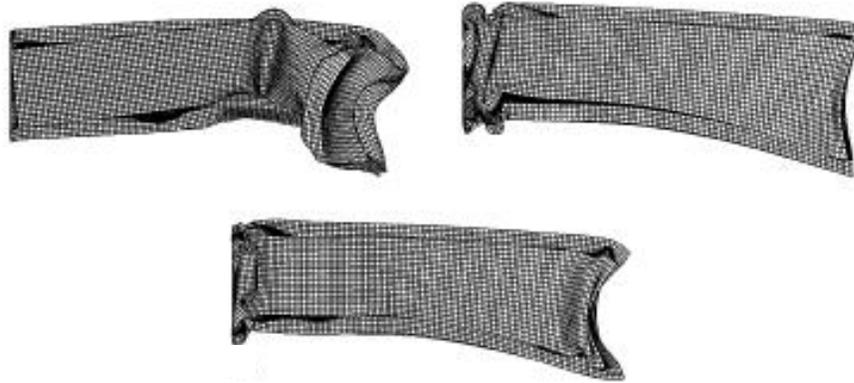


Figura 3. Deformación de la probeta con relación  $t/b=0.030$ . [4]

N. Peixinho, et. al. 2011, en su trabajo expuso resultados de aleaciones de aluminio expuestas a tratamiento térmico mediante un calentamiento localizado en zonas previamente elegidas para las pruebas, obligando a la estructura tubular a deformarse en un modo de alta absorción de energía y reduciendo la carga máxima de forma controlada, con la finalidad de modificar las propiedades del material [5].

Se observó que utilizando un disparador térmico se puede lograr una reducción de la fuerza de trituración inicial, también se encontró que este disparador térmico no solo puede reducir la fuerza máxima inicial sino también asegurar la absorción de energía, sabiendo que un problema habitual para este tipo específico de estructuras tubulares es su estabilidad, teniendo una variabilidad de modos de deformación ante cargas de impacto [5].

En este estudio se analizó las propiedades de una aleación de aluminio 6061-T5 modificada por tratamiento térmico. Obteniendo resultados experimentales de ensayos cuasi estáticos y de impacto de estructuras tubulares utilizando el enfoque propuesto. También se llegó a la idea de utilizar la modificación térmica de una aleación de aluminio en ciertas áreas para proporcionar una mayor deformación total de una pieza y una mayor absorción de energía de manera progresiva y controlada antes de la falla [5].

C.P. Kohar, et. al. 2012, en este estudio se diseñó un riel delantero optimizado que incrementa las características de absorción de energía de choque, además de combinar el diseño con la aplicación

de materiales y procesos diferentes a los comerciales, para proporcionar un componente con características superiores de absorción de energía y resistencia que sea comercialmente sostenible, además desarrollaron una ecuación de relación entre la absorción de energía específica y la eficiencia de aplastamiento, en esta ecuación se mostró buenas capacidades de predicción. Se logró identificar secciones de tamaño clave para el control crítico del proceso de extrusión para gestionar la masa y la eficiencia de las características de absorción de energía del perfil. En este marco permitió que una aleación de aluminio de la serie 6000 como la que se muestra en la Figura 4, en particular la aleación de la familia AA6063-T6, tenga características de absorción de energía competitivas en comparación con los perfiles de aluminio de la serie 7000 producidos en serie [1].

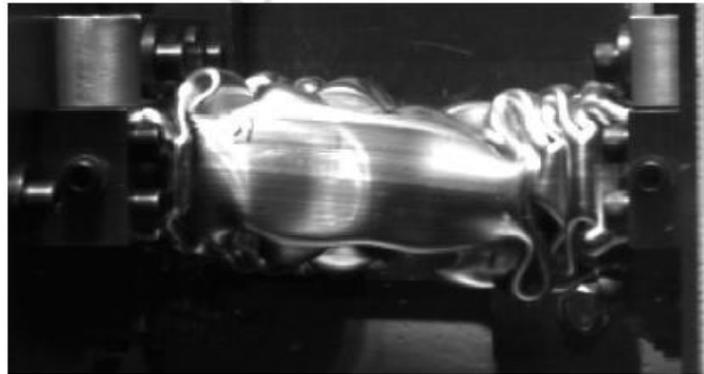


Figura 4. Deformación del tubo durante el impacto. [1]

Yu Zhang, et. al. 2007, examinó el diseño de una estructura resistente al impacto de paredes delgadas bitubal con sección transversal cuadrada rellenas de espuma como la mostrada en la figura 5, El diseño bi-tubal que se propuso en el trabajo pudo proporcionar un mejor rendimiento de resistencia a los choques comparado con una columna mono-tubal llena de espuma y la columna bi-tubal vacía [6].

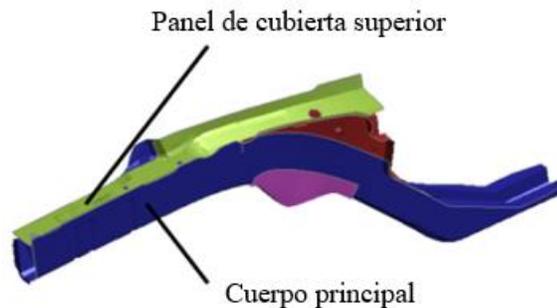


Figura 5. Estructura bitubular analizada, [6]

K. Vinayagar y A. Senthil, 2017, analizaron el comportamiento de estructuras de acero de pared delgada bi-tubular, mono-cilíndricas y de doble compresión cuasi estática como las mostradas en la Figura 6, logrando comprobar a través de pruebas experimentales que los bi-tubos tienen mayor capacidad de fuerza de aplastamiento que los tubos simples. El porcentaje de incremento de absorción de energía con respecto a los tubos simples fue de entre 132% a 213%. Se encontró también que dentro de las estructuras bi-tubulares, la absorción de energía total se elevó al aumentar el diámetro inscrito en la sección poligonal [7].

Los bi-tubos que se estudiaron en este en este trabajo eran de doble sección, hechos de chapa de acero inoxidable y constaban de un cilindro circular exterior y un tubo interior con sección poligonal, como un triángulo, cuadrado o un hexágono, manteniendo constantes las dimensiones del cilindro exterior, se estudió también el efecto de los cambios en el diámetro inscrito de la sección poligonal y las diversas secciones poligonales del tubo interior sobre la compresión axial cuasi estática [7].



Figura 6. Probetas bitubulares analizadas. [7]

S. Boria, et. al. 2015, realizaron un modelado por elementos finitos de un sistema fabricado de CFRP, de tal forma que funcionara como atenuador de impacto en la parte frontal del carro de carreras de Fórmula SAE, utilizando los métodos de Cascaron y sólidos [8].

Se realizó un análisis de sensibilidad en el tamaño de la malla, para encontrar la mejor precisión entre los resultados numéricos y el cálculo/ hora, para las simulaciones de cascaron, la estructura se analizó en tres tamaños diferentes de elemento y dos valores diferentes del tamaño en el método de sólidos los cuales se muestran en la Figura 7 [8].

Se observó que las curvas de la fuerza resultante son similares, con pequeñas diferencias en los valores de fuerza y en el desplazamiento final. Por lo tanto, las mallas gruesas fueron factibles en el cálculo y se pudieron utilizar para el análisis final [8].

Se demostró que el método de sólidos es capaz de reproducir la rotura del laminado en áreas específicas del componente encargado de absorber el impacto, y el método de cascaron es capaz de mostrar la flexión que existe en la pared más recta de la estructura bajo cargas de compresión [8].

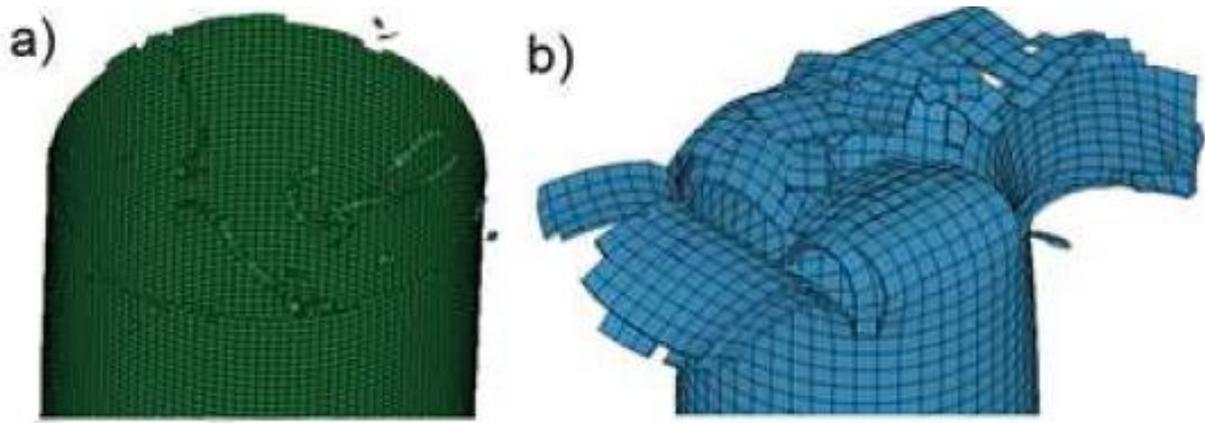


Figura 7. Diferencia en el patrón de deformación para elementos tipo a) cascaron, b) solido. [8]

Muhammad S et. al, 2017 analizó la energía que es capaz de soportar una viga del parachoques automotriz, en este trabajo se llegó a la conclusión que el análisis por elementos finitos (por sus siglas en ingles FEA) puede predecir la absorción de energía incluso con un pequeño porcentaje de error de simulación, y el rango de error es aceptable ya que está dentro de los requisitos [9].

Muhammad mencionó que los factores asociados a la absorción de energía, son la sección transversal, el grosor, el material, la forma y también la condición de impacto como se muestra en la Figura 8, también menciono que se puede reducir la deflexión de la viga del parachoques en un 11% y tensión de energía en un 11.3%. [9].

Además se menciona que la estructura del parachoques tipo sección I absorbe energía cinética diferente durante el impacto y se llegó a la conclusión de que es posible hacer un estudio detallado de los tipos de vigas de sección transversal para material compuesto de fibra natural para vigas de parachoques en automóviles [9].



Figura 8. Efecto del cambio de espesor en el parachoques. [9]

C. Fremgen, et. al. 2005 mencionó que las espumas poliméricas han demostrado ser excelentes absorbentes de energía y en la actualidad son ampliamente utilizados en la industria automotriz para garantizar la seguridad de los usuarios en caso de choques frontales o laterales, mencionando que el uso de materiales espumados es una buena opción de mejora a la seguridad pasiva del vehículo, debido a sus excelentes propiedades de disipación de energía, además de ser baratos y fácilmente maleables [10].

Otro aspecto que Fregmen mencionó en su artículo es que la simulación a través de paquetes informáticos de resistencia al impacto ha sido un factor importante, realizando pruebas experimentales y numéricas como las mostradas en la Figura 9, permitiendo a los fabricantes de automóviles alcanzar un 30-50% de reducción del tiempo y los costos de desarrollo con respecto al pasado [10].

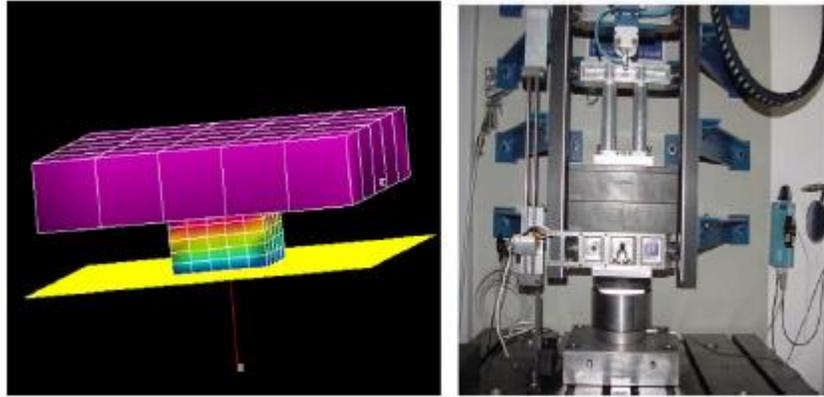


Figura 9. Compresión de una muestra de espuma, simulación y experimento [10].

Quanjin fabrico una caja de choque híbrida compuesta de carbono / aramida con una estructura hueca y determino sus propiedades mecánicas bajo cargas de tracción y compresión axiales cuasi estáticas. La prueba de compresión cuasi estática se realizó utilizando el Máquina de prueba universal Instron 600dx, que proporciona un máximo capacidad de 600 kN. Se utilizaron tres especímenes para realizar la prueba de compresión cuasi-estática como la mostrada en la Figura 10. La muestra fue colocada entre las dos placas de compresión, y la dirección axial de la muestra se orienta perpendicular a la placa de compresión. La velocidad de la cruceta del ensayo de compresión se fijó en 2 mm / minuto [11].

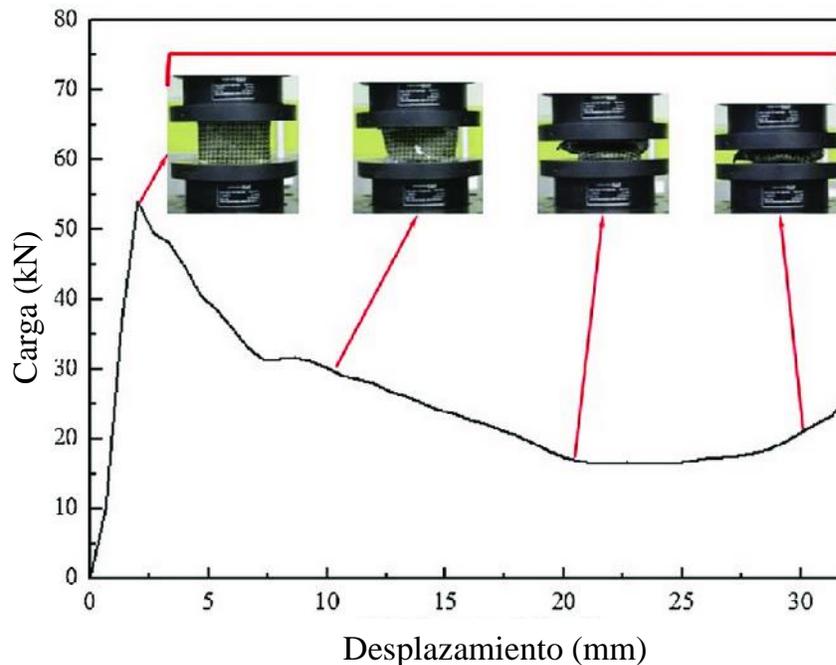


Figura 10. Gráfica fuerza-desplazamiento de una caja de choque híbrida. [11].

Dirgantara realizó un estudio numérico y experimental de los efectos de los agujeros centrales ubicados en lados opuestos con un diámetro  $D$  y un ancho  $b$  sobre el impacto axial dinámico de columnas de extrusiones de aluminio cuadradas como las mostradas en la Figura 11. Los resultados mostraron que, al insertar los orificios, la característica de absorción de energía de impacto en un pandeo progresivo se puede mejorar ya que la ubicación de inicio de la deformación plástica es siempre de los agujeros y la fuerza máxima de aplastamiento se puede disminuir, de modo que la desaceleración no exceda el límite que pueden lesionar al pasajero cuando ocurre un impacto frontal [12].

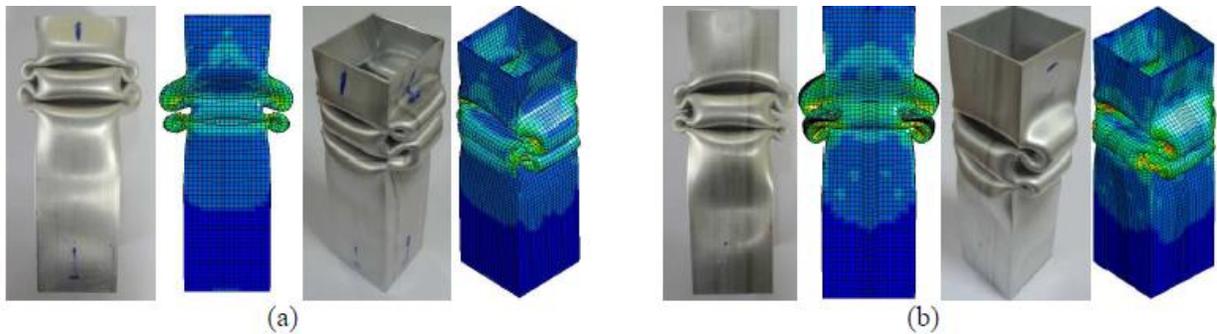


Figura 11. Modos de deformación plástico en cajas de impacto con a)  $D/b=0$  y b)  $D/b=0.2$  [12].

# CAPÍTULO 2

## Marco teórico

La seguridad pasiva en un automóvil se vuelve importante cuando ocurre un accidente y su función principal es reducir en la medida de lo posible las consecuencias fatales de un impacto. En caso de que esto suceda, la estructura de un vehículo tiene dos funciones principales:

1. Absorber la energía cinética del vehículo para así mantener una desaceleración estable y asegurar la supervivencia de los usuarios.
2. Preservar la integridad de los pasajeros y evitar que cuerpos rígidos entren el compartimiento del vehículo.

La mayoría de los vehículos convencionales están compuestos de dos partes primordiales para absorber energía, La caja de impacto (A) que está diseñado para deformarse de forma controlada durante el impacto y la estructura del riel, esta última esta conforma de dos partes; una sección inicial (B) que se despliega para absorber la energía y una segunda sección (C) que transmite la fuerza a la estructura del vehículo como se muestra en la figura 12.

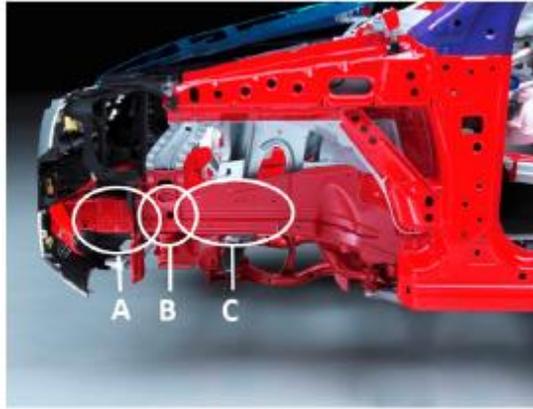


Figura 12. Estructura frontal de un automóvil [2].

En la figura 13 se muestra la parte delantera de un automóvil y los porcentajes de absorción de energía para cada componente, se puede observar que el dispositivo que absorbe mayor cantidad de energía es la estructura del riel, en un 50%, de los cuales 15% se alojan en la caja de impacto, 15% en cada una de las primeras secciones de la estructura del riel y 10% en las segundas secciones, seguido del motor con un 20%, el panel frontal con un 10% y a cada una de las secciones laterales un 10%, Este porcentaje de absorción de energía depende de la velocidad de impacto, si la velocidad no es alta, la primera sección del automóvil es capaz de absorber toda la energía, sin alguna deformación en la segunda sección [2].

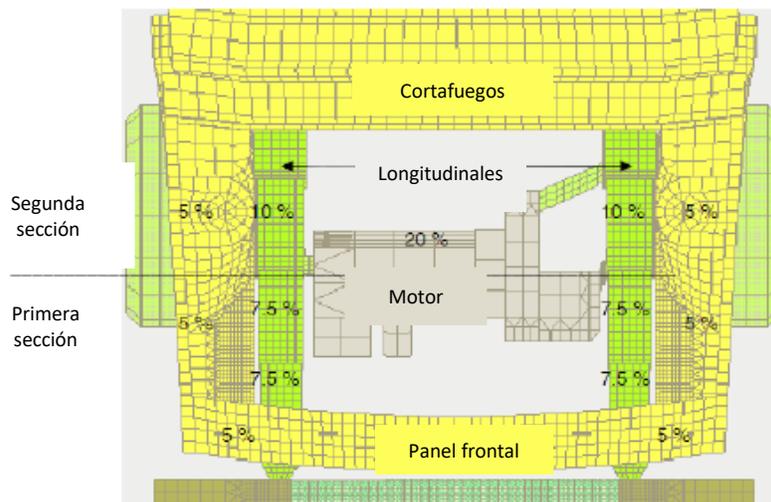


Figura 13. Porcentajes de absorción de energía de un automóvil en la sección frontal [2].

## 2.1 Análisis de carga de impacto.

Una carga de impacto es aquella que se aplica y se remueve repentinamente, se producen cuando dos objetos colisionan o cuando un objeto en caída golpea una estructura.

Durante el impacto resultante, la energía cinética se convierte en otras formas de energía. Parte de ella se transforma en la energía de deformación de la barra estirada. Algo de la energía se disipa produciendo calor y causando deformaciones plásticas y una pequeña parte permanece como energía cinética, que se mueve hacia abajo aún más o bien rebota hacia la dirección opuesta [13].

Considere una barra BD de sección transversal uniforme que es golpeada en su extremo B por un cuerpo de masa  $m$  que se mueve con velocidad  $v_0$  como la mostrada en la figura 14. Puesto que la barra se deforma bajo el impacto dentro de ella se desarrollan esfuerzos que alcanzan un máximo valor  $\sigma_m$ . Después de vibrar por un tiempo, la barra volverá al reposo y todos los esfuerzos desaparecerán, tal secuencia de eventos se define como una carga de impacto [14].

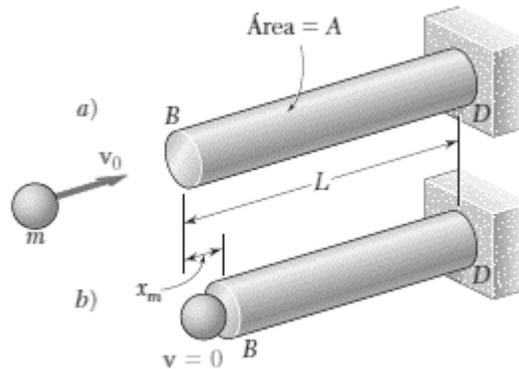


Figura 14. Barra sometida a una carga de impacto [14].

Para obtener el valor de  $\sigma_m$  se supone que la energía cinética  $T_C = \frac{1}{2}mv_0^2$  del cuerpo que golpea se transfiere íntegramente a la estructura y, en consecuencia, que la energía de deformación  $U_m$  correspondiente a la máxima deformación  $x_m$  esto es:

$$U_m = \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (1)$$

Para una deformación elástica de la estructura, el valor máximo de la energía de deformación puede expresarse como:

$$U_m = \int \frac{\sigma_m^2}{2E} dV \quad (2)$$

Conviene determinar la carga estática  $P_m$  que produciría igual energía de deformación que la carga de impacto y calcular  $P_m$  el valor correspondiente de  $\sigma_m$  del máximo esfuerzo que ocurre en la estructura [14].

Al momento de la disipación de energía se pueden obtener diferentes parámetros como la Absorción Total de Energía (TEA), Absorción de Energía Específica (SEA), Fuerza de aplastamiento promedio (Fprom) y la Fuerza de aplastamiento máxima (Fpico) [13].

- Absorción de energía total

La absorción total de energía (TEA) describe la capacidad de absorción de energía que logran disipar los componentes [15]. Se puede determinar mediante la integración de la fuerza de aplastamiento axial frente al desplazamiento como lo muestra la ecuación

$$TEA = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (3)$$

Donde  $F(\delta)$  es la fuerza de trituración instantánea con una función de la distancia de aplastamiento ( $\delta$ ).

- Absorción de energía específica

La absorción de energía específica (SEA) se define como la energía absorbida por unidad de masa del componente de pared delgada, siendo este método, uno de los criterios más comunes para comparar la capacidad de absorción de energía de las estructuras con diferente masa

$$SEA = \frac{TEA}{m} \quad (4)$$

Donde  $m$  es la masa de la estructura. Un valor de SEA superior indica una mayor capacidad de absorción de energía.

- Fuerza de aplastamiento promedio

La fuerza de aplastamiento promedio es el parámetro de respuesta para la capacidad de absorción de energía de un componente. Dicho valor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_{prom} = \frac{TEA}{\delta} \quad (5)$$

Donde TEA es la absorción total de energía durante el colapso y la distancia de aplastamiento [15].

## 2.2 Formulación explícita de elemento finito.

El método explícito se desarrolló originalmente y se utiliza principalmente para resolver problemas dinámicos que involucran cuerpos deformables. Las aceleraciones y velocidades en un punto particular en el tiempo son constantes durante un incremento de tiempo y se utilizan para resolver para el siguiente punto en el tiempo [13].

Las ecuaciones diferenciales parciales que se resuelven en un análisis de dinámica explícita expresan la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía en coordenadas Lagrangianas [16]. Estos, junto con un modelo de material y un conjunto de condiciones iniciales y de frontera, definen la solución completa del problema [14].

Para las formulaciones Lagrangianas, la malla se mueve y distorsiona con el material que modela y la conservación de la masa se satisface automáticamente. La densidad en cualquier momento se puede determinar a partir del volumen actual de la zona y su masa inicial como lo muestra la ecuación

$$\frac{\rho_0 V_0}{V} = \frac{m}{V} \quad (6)$$

Las ecuaciones diferenciales parciales que expresan la conservación de la cantidad de movimiento relacionan la aceleración con el tensor  $\sigma_{ij}$  como se muestra en las ecuaciones

$$\rho \ddot{x} = b_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \quad (7)$$

$$\rho \ddot{y} = b_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \quad (8)$$

$$\rho \ddot{z} = b_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (9)$$

La conservación de la energía se expresa a través de la ecuación:

$$\dot{e} = \frac{1}{\rho} (\sigma_{xx} \dot{\epsilon}_{xx} + \sigma_{yy} \dot{\epsilon}_{yy} + \sigma_{zz} \dot{\epsilon}_{zz} + 2\sigma_{xy} \dot{\epsilon}_{xy} + 2\sigma_{yz} \dot{\epsilon}_{yz} + 2\sigma_{zx} \dot{\epsilon}_{z}) \quad (10)$$

Estas ecuaciones se resuelven explícitamente para cada elemento en el modelo, en función de los valores de entrada al final del paso de tiempo anterior [16]. Pequeños incrementos de tiempo se utilizan para garantizar la estabilidad y precisión de la solución. Se debe tener en cuenta que en la dinámica explícita no buscamos ninguna forma de equilibrio; simplemente tomamos los resultados del punto de tiempo anterior para predecir los resultados en el siguiente punto de tiempo. No hay ningún requisito para la iteración. En una simulación de dinámica explícita bien planteada, la masa, la cantidad de movimiento y la energía deberían conservarse. Solo se aplica la conservación de masa y la cantidad de movimiento. La energía se acumula con el tiempo y la conservación se registra durante la solución.

ABAQUS / explicit utiliza un esquema de integración de Euler, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\underline{u}^{(i+1)} = \underline{u}^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \underline{\dot{u}}^{(i+\frac{1}{2})} \quad (11)$$

$$\underline{\dot{u}}^{(i+\frac{1}{2})} = \underline{\dot{u}}^{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \underline{\ddot{u}}^{(i)} \quad (12)$$

Donde  $u$  es el desplazamiento y los superíndices se refieren al incremento de tiempo. El término "explícito" se refiere al hecho de que el estado del análisis avanza asumiendo constantes valores para las velocidades,  $\underline{\dot{u}}$ , y las aceleraciones,  $\underline{\ddot{u}}$ , a través de intervalos de tiempo [17].

Las aceleraciones se calculan al inicio del incremento por:

$$\underline{\ddot{u}}^{(i)} = \underline{M}^{-1} \cdot (\underline{F}^{(i)} - \underline{I}^{(i)}) \quad (13)$$

Donde  $F$  es el vector de fuerzas aplicadas externamente

$I$  es el vector de fuerzas internas del elemento

$M$  es la matriz de masa concentrada

Un límite de estabilidad determina el tamaño del incremento de tiempo:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (14)$$

Donde  $\omega_{max}$  es el valor propio máximo del elemento.

Un método conservador y práctico de implementar la desigualdad anterior es:

$$\Delta t = \min \left( \frac{L^e}{c^d} \right) \quad (15)$$

Donde  $L^e$  es la longitud del elemento característico y  $c^d$  es la velocidad de la onda de dilatación:

$$c^d = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \quad (16)$$

$\lambda$  y  $\mu$  son las constantes elásticas de Lamé y  $\rho$  es la densidad del material. Una ventaja del método explícito es que se pueden resolver problemas cuasi-estáticos utilizando incrementos de tiempo mucho más pequeños que un problema equivalente utilizando el método implícito [17].

### 2.3 Elementos de diseño de bancos experimentales para impacto.

Las pruebas experimentales cuasi estáticas se realizan comúnmente en máquinas hidráulicas como la mostrada en la Figura 15, Estas máquinas operan a una velocidad de avance constante, siendo la información cuantitativa adquirida por el software de la máquina. La columna de aluminio debe estar posicionada de tal forma que se prevengan los movimientos laterales o torsión [5].



Figura 15. Máquina de pruebas cuasi estáticas [5].

En la Figura 16 se muestra un esquema de la configuración experimental de aplastamiento dinámico.

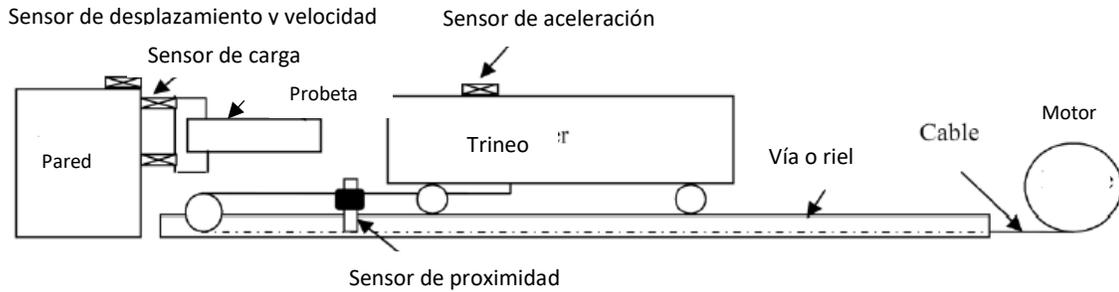


Figura 16. Esquema del banco de pruebas para una caja de impacto [3].

Estos bancos de pruebas contienen generalmente los siguientes componentes:

**Tope o elemento rígido** que funciona como soporte para la probeta, tiene restringido sus tres grados de libertad.

**Trineo:** Este es la masa que se desliza sobre un riel para impactar contra la probeta, debe de tener una velocidad de impacto controlada y generalmente tiene un peso considerable.

**Riel:** Es el vía por la cual el trineo se conduce hasta la probeta.

**Probeta:** Es la pieza constituida por un determinado material y geometría, cuyas características serán estudiadas bajo pruebas de impacto, generalmente las dimensiones son normalizadas.

**Sensores:** En este estudio es necesario controlar y conocer algunos parámetros para obtener información sobre el fenómeno, como lo son la posición, velocidad, aceleración y la carga aplicada, un sensor es capaz de obtener señales físicas y transmitir estas señales a un software para su posterior estudio.

## 2.4 Materiales para impacto.

El acero TRIP 350/600 con límite elástico es 350 MPa se emplea para los componentes del riel. Este tipo de acero se usa comúnmente en la industria automotriz debido a sus grandes propiedades de endurecimiento por deformación a lo largo de la zona plástica, lo que permite una buena absorción de energía en caso de impacto. Tanto la curva verdadera esfuerzo-deformación como el aumento en el límite elástico dependen de la tasa de deformación [2], como se muestran en las Figuras 17 y 18:

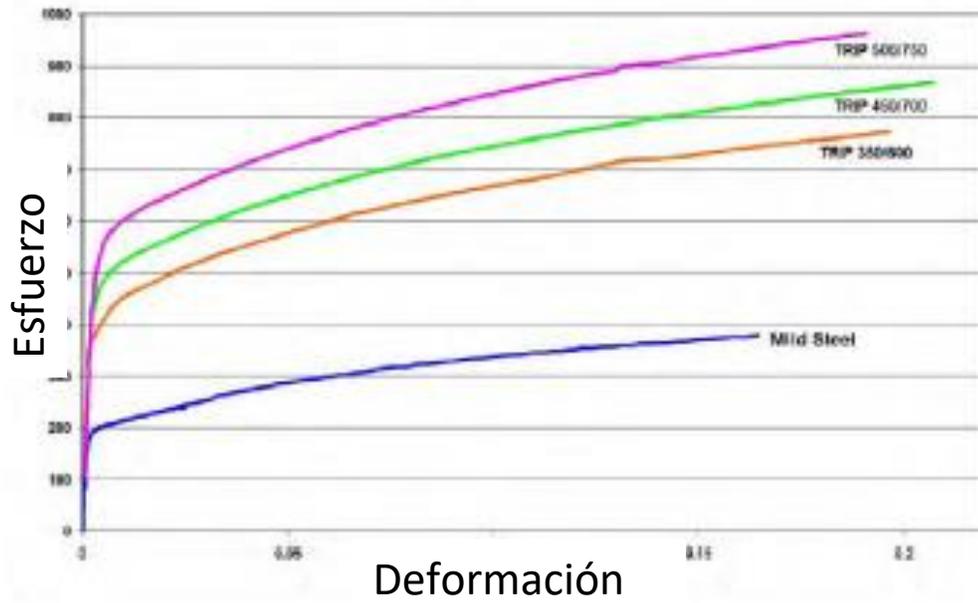


Figura 17. Curva esfuerzo-deformación para Aceros de plasticidad inducida por transformación (TRIP) [2].

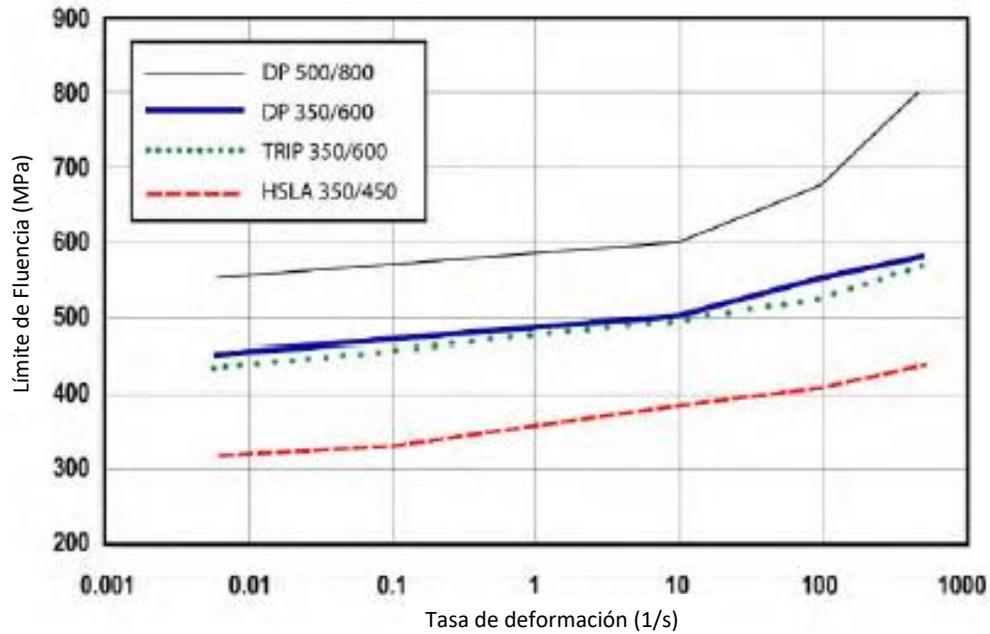


Figura 18. Aumento del límite elástico en función de la tasa de deformación [2].

El endurecimiento de la velocidad de deformación se muestra en la Tabla 1 que muestra el factor de multiplicación del rendimiento en función de la velocidad de deformación:

Tabla 1. Factor de multiplicación para el límite elástico en función de la tasa de deformación [2].

Tasa de deformación	Factor múltiplo de límite de fluencia
0.01	1.194
10	1.389
100	1.444
500	1.611

Otro material utilizado por Peixinho para las pruebas experimentales es la aleación de aluminio 6061-T5 ya que se usa comúnmente en marcos espaciales para la gestión de la energía de choque.

La composición química de la aleación, determinada por espectrometría XRF, se presenta en la Tabla 2.

Tabla 2. Composición química de la aleación AA6061-T5 [5].

	Al	Cu	Fe	Mg	Mn	Si
Composicion (wt.(%))	Rest	0.43	0.29	0.76	0.05	0.51

Las propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6061-T5 se muestran en la Figura 19:

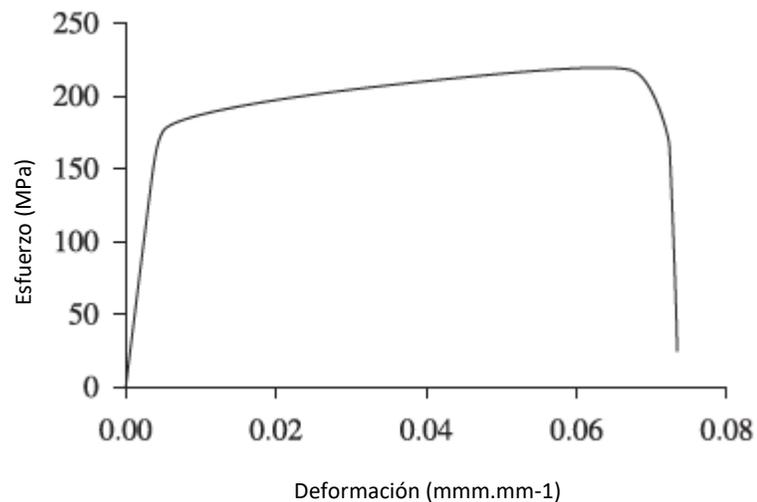


Figura 19. Curva esfuerzo-deformación de la aleación de aluminio 6061-T5 [5].

## 2.5 Aspectos geométricos en la absorción de energía.

De acuerdo a Witteman [4] aproximadamente el 7,5% de la energía cinética inicial es absorbida por la caja de choque, otro 7,5% por la parte inicial del bastidor y el 10% por la segunda sección. Estos porcentajes de absorción de energía son relativos a la energía cinética inicial de un vehículo que viaja a 56 km / h que choca contra una pared rígida.

La caja de choque debe tener un grosor menor para garantizar que sea el primer componente que se deforme.

En el trabajo de Campos [2] a lo largo de la sección transversal, la caja de choque tiene una sección transversal completamente cuadrada y el riel del marco tiene una sección hexagonal no regular, como se muestra en la figura 20:

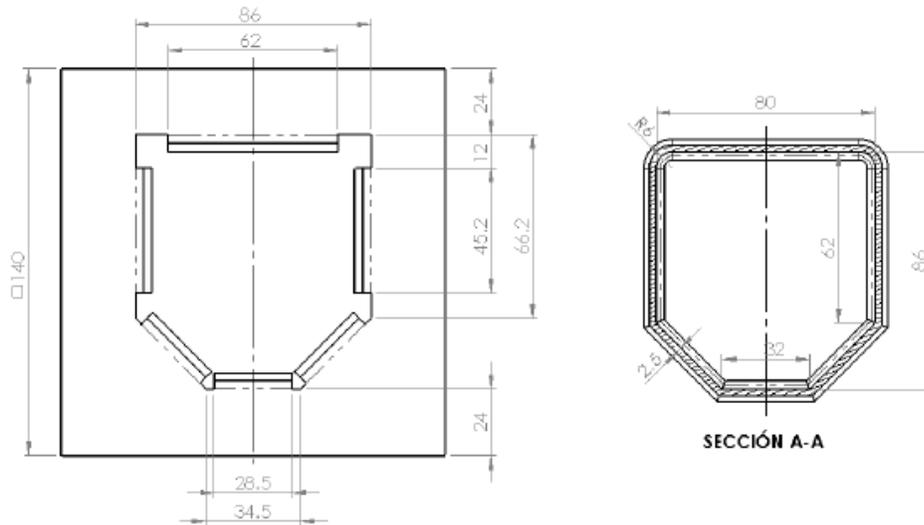


Figura 20. Sección transversal del front rail [2].

Por su parte Kohar [1], realizo pruebas con perfiles AA6063 disponibles comercialmente usando una prensa de extrusión comercial y los rieles extruidos se envejecieron artificialmente hasta un temple T6. En la figura 21 se muestra una nueva estructura hexagonal de cuatro celdas multicelulares, denominada perfil de extrusión UWR4, que también se extruyó, La topología multicelular se desarrolló mediante la optimización del número de elementos de aplastamiento dentro de la envolvente del perfil.

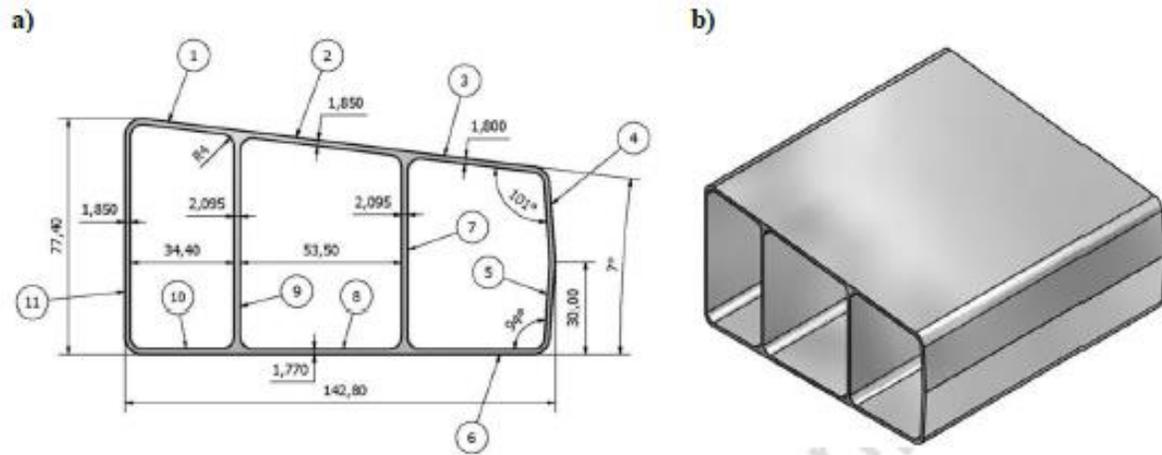


Figura 21. Sección transversal y vista isométrica de un perfil de extrusión de línea base [5].

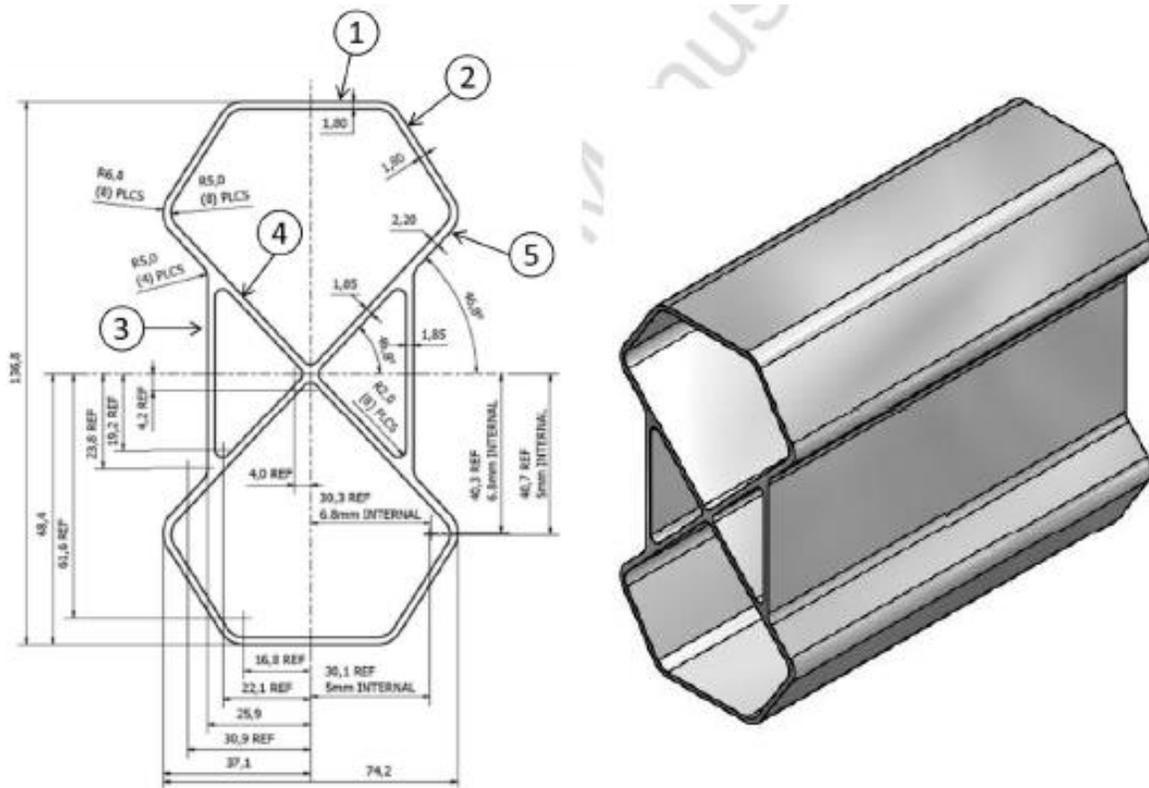


Figura 22. Sección transversal y vista isométrica de un perfil de extrusión UWR4 [5].

## CAPÍTULO 3

# Diseño y construcción del banco de pruebas

Para el diseño de la plataforma experimental se siguió el método de Niguel Crosss, el cual se describe a continuación:

### 3.1 Clarificación de objetivos

En esta sección es necesario clarificar los objetivos del banco de pruebas, de tal forma de asegurarnos que serán alcanzados.

Lista de objetivos

- Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices.
- Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices.
- Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm.
- Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.
- El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.

- Conformada de elementos sencillos
- Seguro
- Fácil de operar
- Fácil mantenimiento
- Ordenar la lista en conjuntos de objetivos de nivel superior y de nivel inferior

En la Tabla 3 se muestran los objetivos ordenados en cuanto a su nivel de jerarquía.

*Tabla 3. Objetivos de nivel superior y de nivel inferior.*

<b>Objetivos de nivel superior</b>	<b>Objetivos de nivel inferior</b>
<p>Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices</p> <p>Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.</p> <p>Seguro</p>	<p>Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices.</p> <p>Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm.</p> <p>El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.</p> <p>Conformada de elementos sencillos</p> <p>Fácil de operar</p> <p>Fácil mantenimiento</p>

Se dibujó un diagrama del árbol de objetivos que muestre las relaciones jerárquicas e interconexiones (Figura 23).

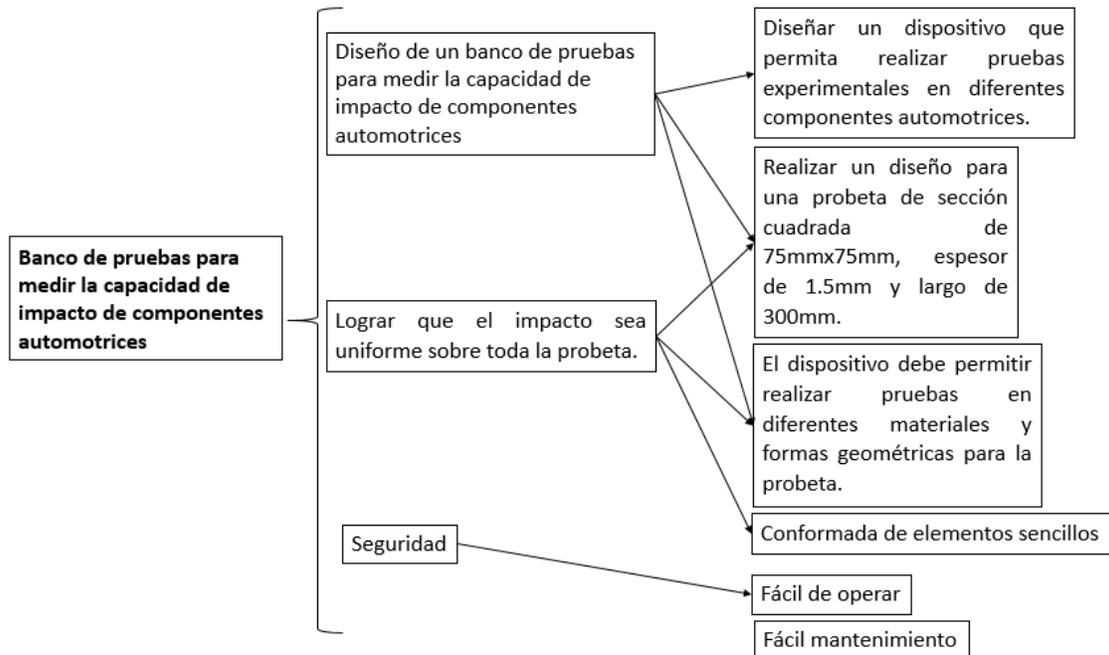


Figura 23. Diagrama de árbol de objetivos del banco de pruebas de impacto.

### 3.2 Establecimiento de funciones

Expresar la función global del diseño en términos de la conversión de entradas en salidas como en la Figura 24.

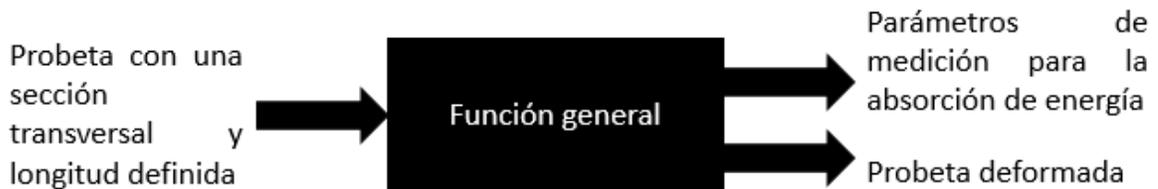


Figura 24. Caja negra de funciones del banco de pruebas de impacto.

Descomponer la función global en un conjunto de funciones secundarias esenciales.

1. Revisar que los componentes de la maquina estén colocados de forma segura.
2. Revisar que los sensores y dispositivos se encuentren en condiciones adecuadas
3. Levantar el percutor
4. Colocar el seguro del percutor
5. Colocar la probeta en la posición adecuada y fijarla en la parte inferior
6. Quitar el seguro del percutor para impactar la probeta

- 7. Obtener los valores de los parámetros requeridos, fuerza, velocidad, energía, aceleración, deformación, etc.

Dibujar un diagrama de bloques que muestre las interacciones entre las funciones secundarias (Figura 25).

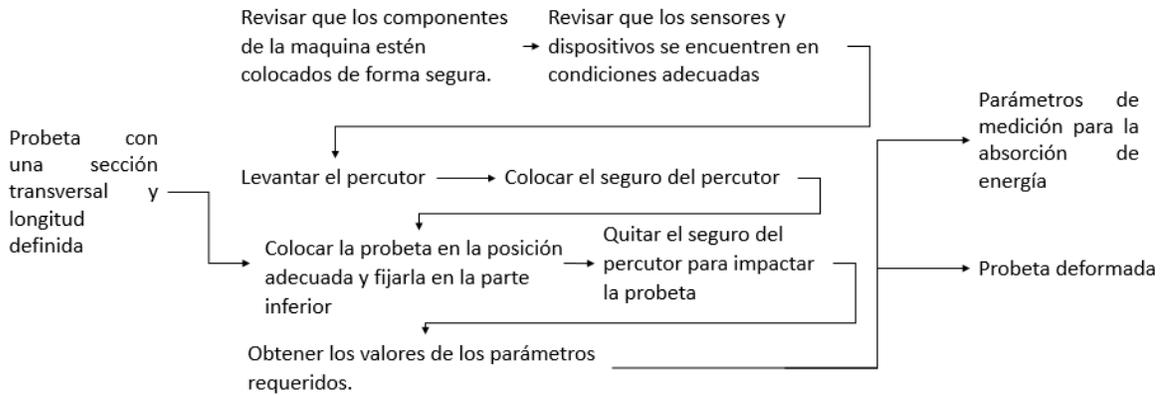


Figura 25. Caja transparente de funciones del banco de pruebas de impacto

Dibujar los límites del sistema del diagrama anterior (Figura 26).

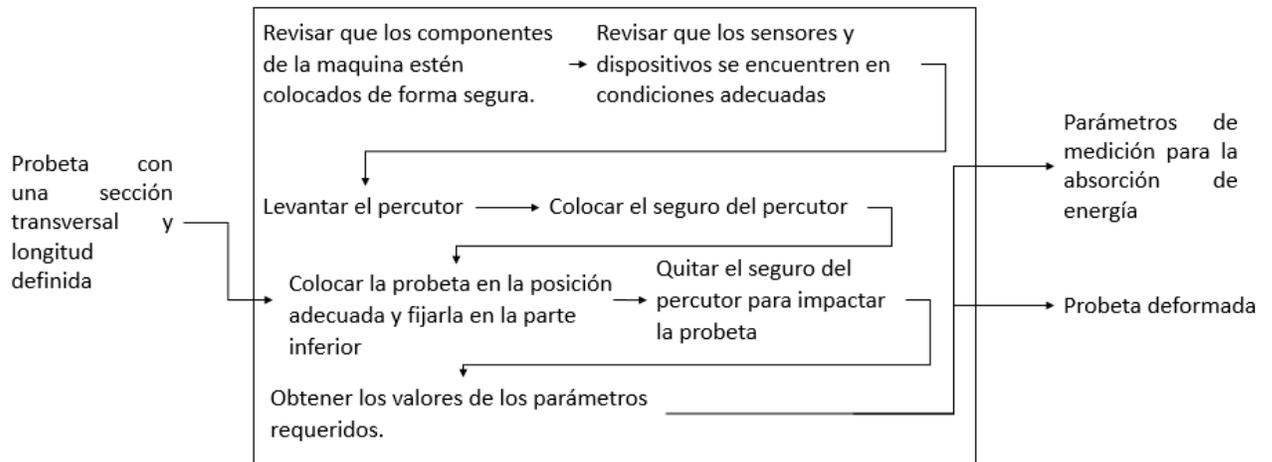


Figura 26. Caja transparente delimitada de funciones del banco de pruebas de impacto.

Buscar componentes apropiados para realizar las funciones secundarias y sus interacciones como se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Funciones y componentes del banco de pruebas de impacto.

Función secundaria	Componente
Revisar que los componentes de la maquina estén colocados de forma segura.	Visual
Revisar que los sensores y dispositivos se encuentren en condiciones adecuadas	Visual
Levantar el percutor	Motor
Colocar el seguro del percutor	Manualmente
Colocar la probeta en la posición adecuada y fijarla en la parte inferior	Manualmente
Quitar el seguro del percutor para impactar la probeta	Manualmente
Obtener los valores de los parámetros requeridos, fuerza, velocidad, energía, aceleración, deformación, etc	Dispositivos de medición., sensores, vernier.

### 3.3 Fijación de requerimientos

Considerar los diferentes niveles de generalidad de solución que pueden aplicarse y Determinar el nivel de generalidad en el que se va a trabajar.

- Alternativas del producto
- Tipos del producto
- Características del producto

Identificar los atributos de rendimiento requeridos

- Seguro
- Fácil de operar
- Fácil mantenimiento
- Tamaño suficiente para una probeta de 75x75mm
- Que tenga la energía suficiente para deformar la probeta de 300 mm de largo
- Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.

Establecer requerimientos de rendimientos breves y precisos para cada atributo (Tabla 5).

*Tabla 5. Atributos y requerimientos del banco de pruebas de impacto*

Atributos	Requerimientos
Seguro	Tener un sistema de seguridad para el percutor (seguro).
Fácil de operar	Levantar un peso de 100kg del percutor de forma sencilla.
Fácil mantenimiento	Sin partes complejas o equipo difícil de mantener.
Tamaño suficiente para una probeta de 75x75mm	Base de la maquina mayor a 75 mm.
Que tenga la energía suficiente para deformar la probeta de 300 mm de largo	Velocidad aproximada de 9.1 m/s para el percutor.
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Base del percutor uniforme

### 3.4 Determinación de características

Identificar los requerimientos del cliente en términos de los atributos del producto

- Seguro
- Fácil de operar
- Fácil mantenimiento
- Tamaño suficiente para una probeta de 75x75mm

- Que tenga la energía suficiente para deformar la probeta de 300 mm de largo
- Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta

Determinar la importancia relativa de los atributos (Tabla 6).

Tabla 6. Niveles de importancia de los atributos del banco de pruebas de impacto.

Atributos	Nivel de Importancia (1-10)
Seguro	10
Fácil de operar	5
Fácil mantenimiento	2
Tamaño suficiente para una probeta de 75x75mm	7
Que tenga la energía suficiente para deformar la probeta de 300 mm de largo	7
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	10

Evaluar los atributos de los productos de la competencia

En este punto se comparan los atributos de nuestro producto con los de la competencia como se muestra en la Figura 27.

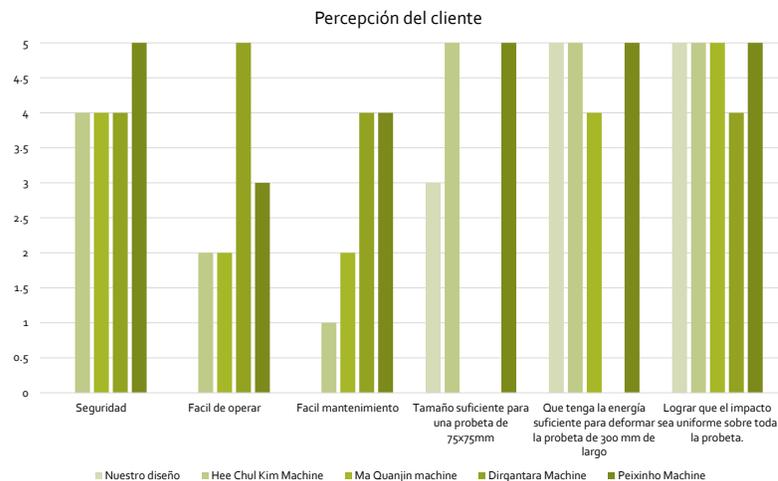


Figura 27. Evaluación del banco de pruebas con respecto a los existentes.

Elaborar una matriz e identificar la relación de atributos del producto contra las características de ingeniería (Tabla 7)

Tabla 7. Matriz y relación entre las características de ingeniería y los atributos del producto.

	Tener un sistema de seguridad para el percutor (seguro).	Levantar un peso de 100kg del percutor de forma sencilla	Sin partes complejas o equipo difícil de mantener	Base de la maquina mayor a 75 mm	Velocidad aproximada de 9.1 m/s para el percutor.	Base del percutor uniforme
Seguro	✓	✓			✓	
Fácil operar		✓	✓			
Fácil mantenimiento			✓			
Tamaño suficiente para una probeta de 75x75mm				✓	✓	✓
Que tenga la energía suficiente para deformar la probeta de 300 mm de largo		✓		✓	✓	✓
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.				✓	✓	✓

Identificar las interacciones relevantes entre las características de ingeniería (Figura 28).

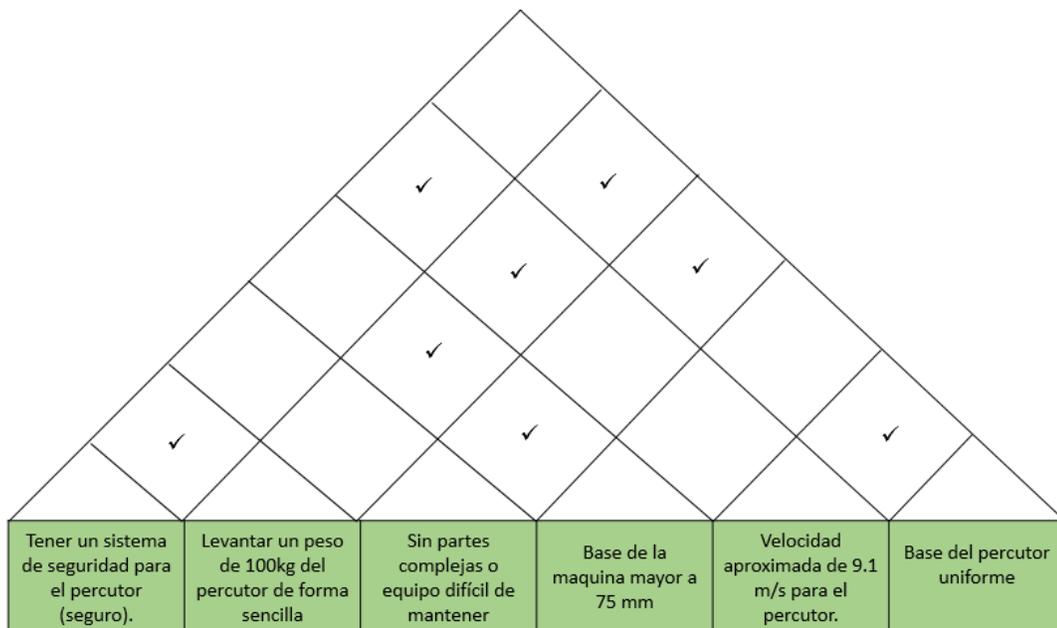


Figura 28. Relación de las características de ingeniería.

### 3.5 Generación de alternativas

Hacer una lista de las características o funciones que son esenciales para el diseño

- Deformar una probeta
- Capaz de impactar un percutor de 100kg
- Medir la aceleración y deformación experimentada
- Sujetar la probeta.

Anotar medios por los cuales cada característica o función podría realizarse como en la Tabla 8.

*Tabla 8. Funciones y medios del banco de pruebas de impacto.*

<b>Función</b>	<b>Medios por los cuales se podría realizar cada función</b>
Deformar una probeta	Un banco de pruebas horizontal Un banco de pruebas vertical
Levantar percutor de 100 kg	Manualmente Motoreductor Cilindro hidráulico
Medir la aceleración	Sensor
Medir la deformación	Vernier Sensor
Sujetar la probeta	Con un mecanismo de tipo chuck Con un dispositivo molde que se ajuste a la medida de cada probeta.

Se elaboró un diagrama Tabla 9 que contenga todas las soluciones secundarias posibles

Tabla 9. Matriz de alternativas del banco de pruebas de impacto

Soluciones Funciones secundarias	1	2	3
Deformar una probeta			
Levantarse un percutor de 100kg			
Medir la aceleración			
Medir la deformación			
Sujetar la probeta			

### 3.6 Evaluación de alternativas

Preparar la lista de objetivos de diseño

- A. Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices.
- B. Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices.

- C. Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm.
- D. Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.
- E. El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.
- F. Conformada de elementos sencillos
- G. Seguro
- H. Fácil de operar
- I. Fácil mantenimiento

Ordenar la lista de objetivos y obtener una ponderación total de cada uno con el objetivo de detectar la relevancia o importancia de cada uno de estos con respecto a otro como se muestra en la Tabla 10.

Tabla 10. Ponderaciones de los objetivos de diseño.

Objetivos	A	B	C	D	E	F	G	H	I	Totales de fila
A	-	1	1	1	1	1	0	1	1	7
B	0	-	0	0	0	1	0	1	1	3
C	0	1	-	0	1	1	0	1	1	5
D	0	1	1	-	1	1	0	1	1	6
E	0	1	0	0	-	0	0	1	1	3
F	0	0	0	0	1	-	0	1	1	3
G	1	1	1	1	1	1	-	1	1	8
H	0	0	0	0	0	0	0	-	1	1
I	0	0	0	0	0	0	0	0	-	0

De este análisis se obtuvo la siguiente clasificación final

G, A, D, C, B, E, F, H, I

Asignar a los objetivos ponderaciones relativas (Tabla 11).

Tabla 11. Ponderaciones relativas de los objetivos.

Objetivo	Valor
G	10
A	9
D	8
C	7
B	6
E	5
F	4
H	2
I	1

El paso siguiente es calificar cada una de las funciones del campo de pruebas por el cual se realizara de acuerdo a las funciones requeridas.

En la Tabla 12 se muestra la ponderación de la orientación del banco, se muestra que el banco de pruebas vertical nos ayudara a obtener de mejor manera los resultados esperados

Tabla 12. Calificaciones de utilidad de la orientación del banco de pruebas.

Objetivos	Banco de Pruebas vertical		Banco de pruebas horizontal	
Seguro	Seguro	3	Seguro	3
Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices	Arriba del promedio	4	Promedio	3
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Promedio	3	Arriba del promedio	4
Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5

El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Conformada de elementos sencillos	Arriba del promedio	3	Debajo del promedio	2
Fácil de operar	Muy por arriba del promedio	5	Debajo del promedio	2
Fácil mantenimiento	Muy por arriba del promedio	5	Debajo del promedio	2
Valor general		38		31

Levantar el peso de 100kg

En la Tabla 13 se muestra la ponderación del método de elevación de la masa, se muestra que el motoreductor permite un mayor control del mecanismo de elevación.

Tabla 13. Calificaciones de utilidad del método de elevación del percutor.

Objetivos	Manual		Motoreductor		Cilindro hidráulico	
Seguro	Poco Seguro	2	Muy Seguro	4	Seguro	3
Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices	Arriba del promedio	4	Arriba del promedio	4	Arriba del promedio	4
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Debajo del promedio	2	Arriba del promedio	4	Arriba del promedio	4
Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5

El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Conformada de elementos sencillos	Debajo del promedio	2	Arriba del promedio	4	Promedio	3
Fácil de operar	Debajo del promedio	2	Arriba del promedio	4	Arriba del promedio	4
Fácil mantenimiento	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3	Promedio	3
Valor general		32		38		36

### Medición de la aceleración

En la Tabla 14 se muestra la ponderación de la instrumentación para medir la aceleración del fenómeno, se muestra que un sensor mecánico es el que mejor se adapta a las condiciones.

Tabla 14. Calificaciones de utilidad del método obtención de la aceleración.

Objetivos	Sensor Mecánico		Sensor Piezoelectrico		Sensor piezomagnetico	
Seguro	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices	Arriba del promedio	4	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5

El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Debajo del promedio	2	Promedio	3
Conformada de elementos sencillos	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Fácil de operar	Arriba del promedio	4	Promedio	3	Promedio	3
Fácil mantenimiento	Arriba del promedio	5	Arriba del promedio	5	Arriba del promedio	5
Valor general		43		35		39

### Medir la deformación

En la Tabla 15 se muestra la ponderación de la instrumentación para medir la deformación de las probetas, se muestra que un vernier es el que mejor se adapta a las condiciones.

Tabla 15. Calificaciones de utilidad del método obtención de la deformación.

Objetivos	Vernier		Sensor de deformación	
Seguro	Bastante seguro	5	Bastante seguro	5
Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5

El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Conformada de elementos sencillos	Arriba del promedio	4	Promedio	3
Fácil de operar	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3
Fácil mantenimiento	Muy por arriba del promedio	5	Arriba del promedio	4
Valor general		44		40

### Sujetar la probeta

En la tabla 15 se muestra la ponderación del mecanismo por el cual se sujetara la probeta, se muestra que un mecanismo de tipo chuck es el que presenta una mejor sujeción.

Tabla 16. Calificaciones de utilidad del método de sujeción de la probeta.

Objetivos	Mecanismo tipo chuck		Con un dispositivo molde que se ajuste a la medida de cada probeta.	
Seguro	Bastante seguro	5	Seguro	3
Obtener parámetros que nos ayuden a mejorar la cantidad de energía absorbida en los componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3
Lograr que el impacto sea uniforme sobre toda la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3
Realizar un diseño para una probeta de sección cuadrada de 75mmx75mm, espesor de 1.5mm y largo de 300mm	Muy por arriba del promedio	5	Muy por arriba del promedio	5
Diseñar un dispositivo que permita realizar pruebas experimentales en diferentes componentes automotrices	Muy por arriba del promedio	5	Debajo del promedio	2

El dispositivo debe permitir realizar pruebas en diferentes materiales y formas geométricas para la probeta.	Muy por arriba del promedio	5	Promedio	3
Conformada de elementos sencillos	Promedio	3	Arriba del promedio	4
Fácil de operar	Promedio	5	Arriba del promedio	4
Fácil mantenimiento	Arriba del promedio	4	Muy por arriba del promedio	5
Valor general		42		32

Esta evaluación de alternativas nos dio las características fundamentales del diseño de la máquina, los cuales son: el sistema será de tipo vertical, ayudado de una motoreductor para levantar el peso, un acelerómetro y vernier para obtener los datos y un mecanismo tipo Chuck para sujetar la pieza.

### 3.7 Selección del motor

Para la selección del motor reductor se realizaron diversos cálculos, con estos se obtuvo que es necesario un motor de 1/12 de HP para poder elevar el percutor de 150kg, en la Tabla 17 se presenta sus especificaciones:



Figura 29. Mororeductor seleccionado

Tabla 17. Selección del motor.

Entrada del motor (HP)	1/12
Salida (RPM)	13.7
Relación de engranajes	120:1
Torque máximo (Lbin)	330
Peso aproximado del motor	15
Voltaje	110/115

Se considera un motor 1/12 HP, con una velocidad de 13.7 rpm, a 60 Hz, para una capacidad de torque máximo de 33.9 Nm (300 lb-in). Se busca detectar su factor de seguridad y su capacidad de peso máximo.

$$T = WD \quad (17)$$

Donde T es el torque, W el peso y D el diámetro del eje.

Despejando W

$$W = \frac{T}{D} \quad (18)$$

$$W = \frac{300 \text{ lbin}}{0.021 \text{ in}} \left( \frac{1 \text{ Nm}}{8.85 \text{ lbin}} \right) = 1355.9 \text{ N}$$

Entonces  $m=138.2 \text{ kg}$

Se prosigue a calcular los radianes por segundo del motor:

$$\omega = 13.7 \left( \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left( \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 1.4346 \text{ rad/s}$$

Entonces la velocidad tangencial es:

$$V_t = \omega r \quad (19)$$

$$V_t = \omega r = 1.4346(.025) = 0.035865 \text{ m/s}$$

Para el cálculo del tiempo se utiliza la altura máxima del dispositivo:

$$t = \frac{\text{altura}}{V_t} \quad (20)$$

$$t = \frac{1.65}{0.035865} = 46 \text{ segundos}$$

Se calcula la potencia requerida del motor:

$$P = T\omega \quad (21)$$

$$P = 300 \text{ lbin} \left( \frac{1 \text{ Nm}}{8.85 \text{ lbin}} \right) \left( 13.7 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 7.74 \text{ Watts}$$

Convirtiendo los Watts a HP

$$P = 7.74 \text{ Watts} \left( \frac{1 \text{ HP}}{745.7 \text{ Watts}} \right) = 0.0103795 \text{ HP}$$

Obteniendo el factor de seguridad de la potencia:

$$n = \frac{n_m}{n_n} \quad (22)$$

Donde:  $n_m$  es la potencia del motor

Y  $n_n$  es la potencia calculada

$$n = \frac{1/12 \text{ HP}}{0.0103795 \text{ HP}} = 8.02 \approx 8$$

### 3.8 Análisis y selección del resorte

El siguiente análisis permitirá obtener las dimensiones y requerimientos necesarios para el resorte, además permite que el operador del banco de pruebas tenga la seguridad de no sufrir algún accidente por peso excesivo al momento de activar el mecanismo de liberación de percutor. En la Figura 30 se muestra un esquema de la situación, donde se observa la dirección del peso aplicado y la fuerza requerida.

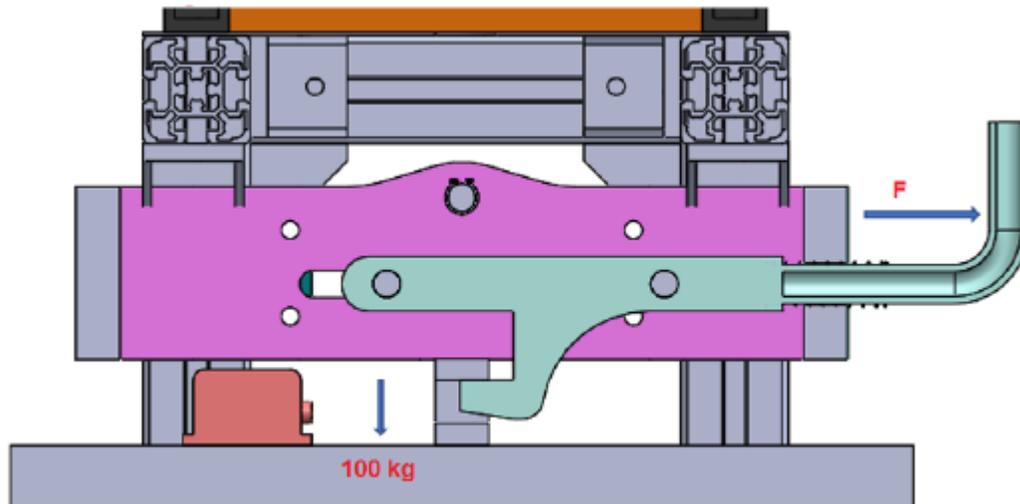


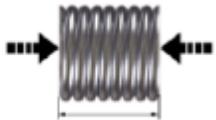
Figura 30. Mecanismo de elevación del percutor.

Se tiene un peso de 150 kg del percutor, del cual se obtendrá su normal con la ecuación  $F_r = N * \mu_s$ , donde N es igual la aceleración de la gravedad por el peso, y el coeficiente de fricción con superficie lubricada es de 0.36.

Entonces tenemos que la normal es de 1471.5 N, y la  $F_r$  es de 529.74 N, aproximadamente 530 N. Ahora bien, por medio de nuestro diseño se obtendrán las dimensiones máximas y mínimas del resorte, con lo que se tiene lo siguiente:

Distancia inicial: 62.49mm, por esto se considera un resorte de longitud mayor a 65mm y 70 mm como máximo, Distancia final, en compresión: 37.65mm, para la selección se toma en cuenta la Tabla 18:

Tabla 18. Parámetros del resorte

Parámetro	Rango (mm)	Imagen
Diámetro interior	19.5-20	
Longitud libre	62-70	
Altura sólida	10-30	

Posteriormente se realizó una búsqueda en un catálogo digital, donde se selecciona un resorte con las características mostradas en la Tabla 19:

Tabla 19. Selección del resorte.

Número de Parte	Diámetro exterior (mm)	Diámetro del orificio (mm)	Diámetro de poste (mm)	Longitud libre (mm)	Constante (N/mm)	Altura sólida (mm)	Diámetro del alambre (mm)	Material
LC 080KM 09S	23.83	24.61	18.92	69.85	2.457	16.28	2.03	SS
LC 080KM 11S	23.83	24.61	18.92	76.2	2.241	17.44	2.03	SS
LC 080KM 13S	23.83	24.61	18.92	101.6	1.657	22.11	2.03	SS
LC 080KM 01S	23.83	24.61	18.92	19.05	10.787	6.94	2.03	SS
LC 080KM 03S	23.83	24.61	18.92	31.75	5.839	9.27	2.03	SS
LC 080KM 05S	23.83	24.61	18.92	44.45	4.003	11.61	2.03	SS
LC 080KM 07S	23.83	24.61	18.92	57.15	3.045	13.94	2.03	SS
LC 080KM 08S	23.83	24.61	18.92	63.5	2.72	15.11	2.03	SS
LC 080KM 10S	23.83	24.61	18.92	74.61	2.291	17.15	2.03	SS
LC 080KM 12S	23.83	24.61	18.92	88.9	1.905	19.78	2.03	SS
LC 080KM 02S	23.83	24.61	18.92	25.4	7.576	8.11	2.03	SS
LC 080KM 04S	23.83	24.61	18.92	38.1	4.749	10.44	2.03	SS
LC 080KM 06S	23.83	24.61	18.92	50.8	3.459	12.78	2.03	SS

### 3.9 Diseño del peso del percutor

Para la selección de la geometría óptima en el percutor, se realizaron diversos diseños conceptuales que se acoplaran al espacio disponible para el peso. Finalmente, se seleccionó un percutor con forma de cruz, el cual aprovecha lo más el espacio, y además de esto se pensó en un percutor circular para una mayor concentración del impacto. Así mismo que permite dar un tratamiento térmico a dicha placa circular, pues así se proporcionara una mayor vida útil a nuestro percutor. El material a emplear en el percutor es hierro fundido, pues su alta densidad permite una mejor compactación del peso requerido que con otros materiales. En la Figura 31 se presentan las geometrías a emplear, el área respectivamente de cada percutor corresponde a  $0.55 \text{ m}^2$  y  $0.0314 \text{ m}^2$ .



Figura 31. Geometría en forma de cruz y circular para el percutor.

Se calcularon los espesores requeridos para ambas geometrías, considerando un peso de 130kg para el percutor en forma de cruz y 20kg para el circular.

Percutor en forma de cruz:

$$\text{espesor} = \frac{\text{masa}}{\text{densidad} \times \text{area}} \quad (23)$$

$$\text{espesor} = \frac{130 \text{ kg}}{7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (0.055 \text{ m}^2)} = 328.28 \text{ mm}$$

Percutor en forma de círculo:

$$\text{espesor} = \frac{\text{masa}}{\text{densidad} \times \text{area}} \quad (24)$$

$$espesor = \frac{20 \text{ kg}}{7200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} (\pi(0.02)^2 \cdot \text{m}^2)/4} = 88.4 \text{ mm}$$

### 3.10 Selección de cadena y sprocket

En la Figura 32 se muestra un bosquejo del mecanismo que ayudara a elevar la carga.

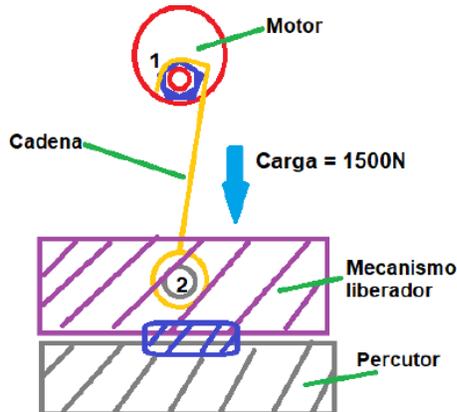


Figura 32. Diagrama del mecanismo cadena-sprocket.

Se utilizó un factor de seguridad de 1.5 para la carga de 1500 N, obteniendo una carga permisible de 2250 N.

Empleando los caballos de fuerza de 0.0103795 HP se encuentra el número de cadena ANSI, y de ahí se selecciona la cadena a emplear. Correspondiente a 35 KN.

Así mismo se debió convertir la fuerza de tensión de N a lb:

$$F = 2250 \text{ N} \left( \frac{0.2248 \text{ lb}}{1 \text{ N}} \right) = 505.8 \text{ lb}$$

Finalmente se seleccionó una cadena estándar de rodillos que cumple con un factor de seguridad por arriba de 6. Así pues, en la figura 33 y Tabla 20 se muestra la información de los parámetros de dicha selección.

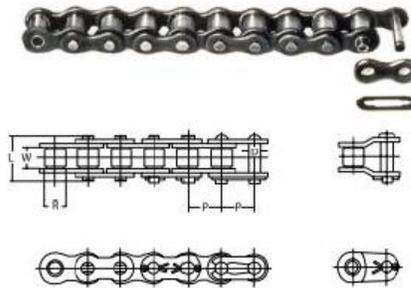


Figura 33. Cadena estándar de rodillos.

Tabla 20. Parámetros de la cadena.

Numero de cadena ANSI	Peso de cadena P	Ancho interior W	Diámetro del rodillo	d	L1	L2	Espesor de la placa de enlace T	Fuerza de tensión aprox. (lb)
35	3/8	3/18	0.200	0.141	0.50	0.56	0.050	2100

Así mismo se requirió un sprocket mostrado en la Figura 34 y la Tabla 21 con diámetro de paso de 50mm, para cumplir con las relaciones contempladas en la selección de motor. Es decir, no mayor a 2 pulgadas. Además, debe tener un diámetro interior de 0.75 pulgadas. Así también no debe rebasar 1.25 de HL.

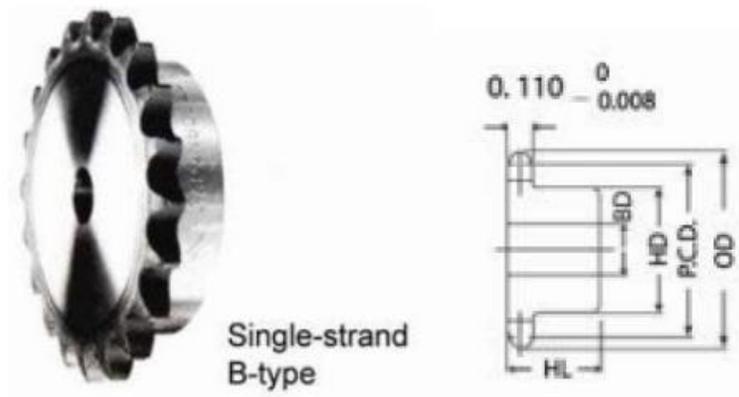


Figura 34. Geometría del sprocket.

Tabla 21. Parámetros del sprocket.

No. dientes	D. Paso (P.C.D)	D. Exterior (OD)	TIPO DOBLE B (in) KN 35 ANSI					
			Agujero (BD)		Centro		Peso aproximado (kg)	Material
			Stock	Max	HD	HL		
24	1.915	2.05	0.39	0.63	1.181	0.591	0.115	SAE 1040

### **3.11 Resultados**

Se obtuvo un diseño final para la máquina de pruebas de impacto, la cual se dibujó en el software SolidWorks con sus respectivos componentes, los cuales se describen a continuación:

La estructura está conformada por cuatro columnas fijas de perfiles de aluminio tipo Bosch y cartabones, los cuales le dan forma y rigidizan la estructura, además de permitir el deslizamiento del percutor, también cuenta con el percutor, el cual va a ser el encargado de impactar a la probeta, a su vez este está conformado de 4 placas de acero en forma de cruz y una placa circular en la parte de inferior, la cual estará hecha de acero con un tratamiento diferente el cual permita sufrir impactos sin deformarse, todo esto con un peso total de 150 kg.

La máquina también cuenta con un sistema que conecta el percutor con el motor, ayudando a subir y mantener seguro el peso.

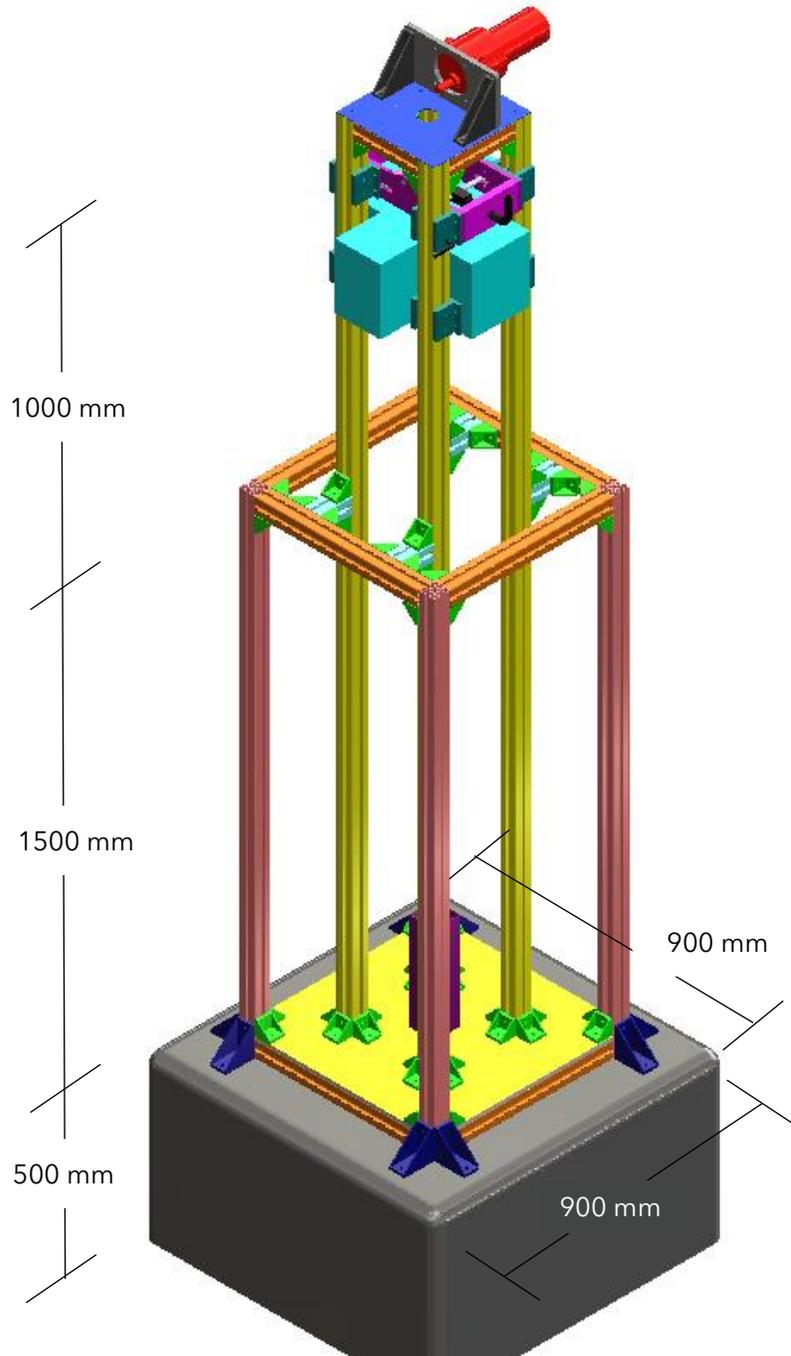


Figura 35 Diseño final del banco de pruebas de impacto.

El diseño cuenta también con un acelerómetro el cual nos permite obtener las aceleraciones experimentas por el percutor al momento del impacto. También tiene una cimentación para fijar la estructura, y por último un motor que permitirá levanta el peso con ayuda de un sistema cadena-catarina, las cuales se muestran en la Figura 36, 37,38, 39 y 40.

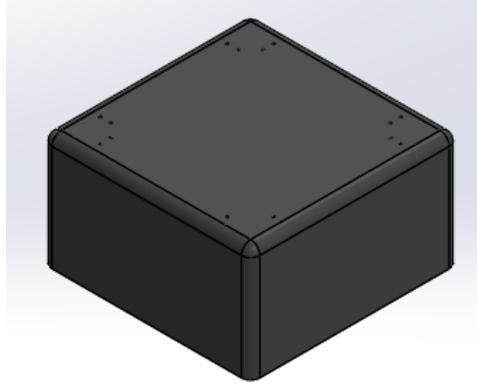


Figura 36. Cimentación del banco de pruebas de impacto.

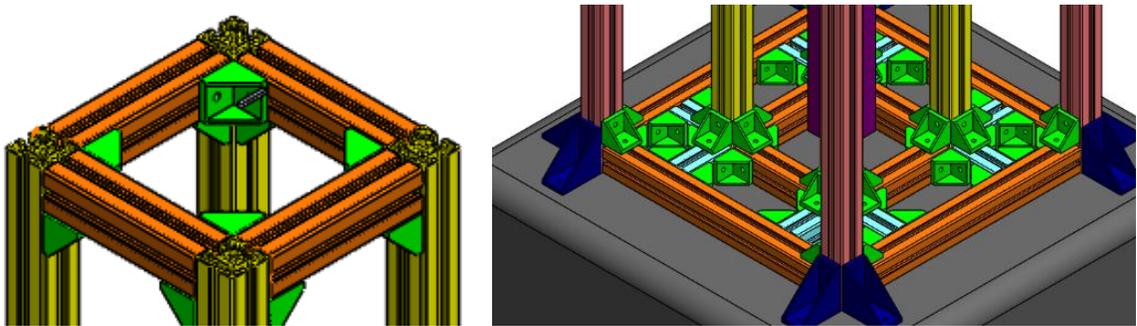


Figura 37. Estructura de la máquina de pruebas de impacto.

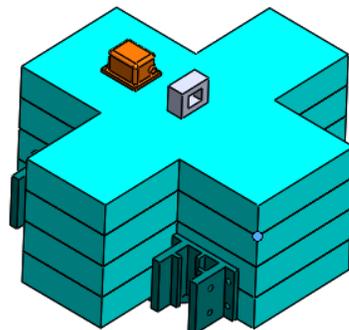


Figura 38. Percutor de la máquina de pruebas de impacto.

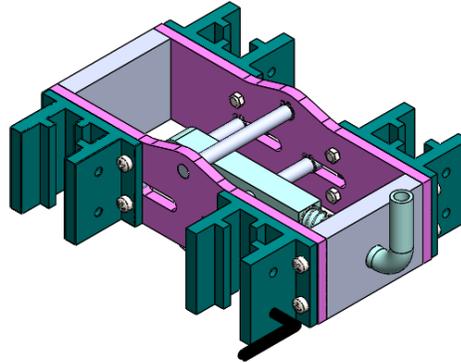


Figura 39. Mecanismo de elevación del percutor.

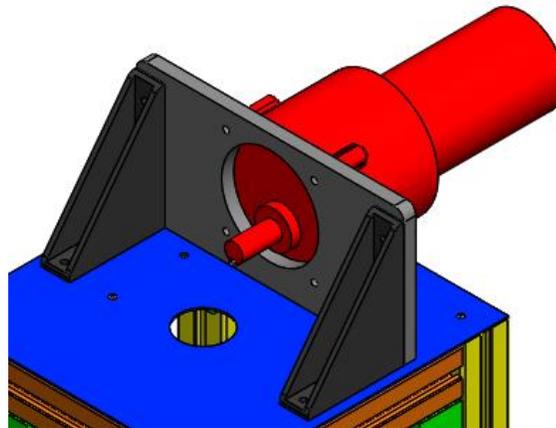


Figura 40. Mecanismo de elevación del percutor.

### 3.12 Análisis de elemento finito

Se hizo un análisis de esfuerzos y deformación en los elementos más críticos de la máquina. La estructura, ya que es la encargada de soportar los componentes de todo el banco y el pasador, donde se encontrará localizado el peso de 150 kg.

Para analizar cuál es el comportamiento de la deformación de los tubos de guía del peso, y la base, se realizó un análisis de tipo esfuerzo normal, con lo cual se dio un peso máximo estimado de 150 kg, y con esto, se estimó una fuerza de 1471.5N. Los resultados sobre deformación total se ven en la figura 41, y su esfuerzo máximo en la Figura 42.

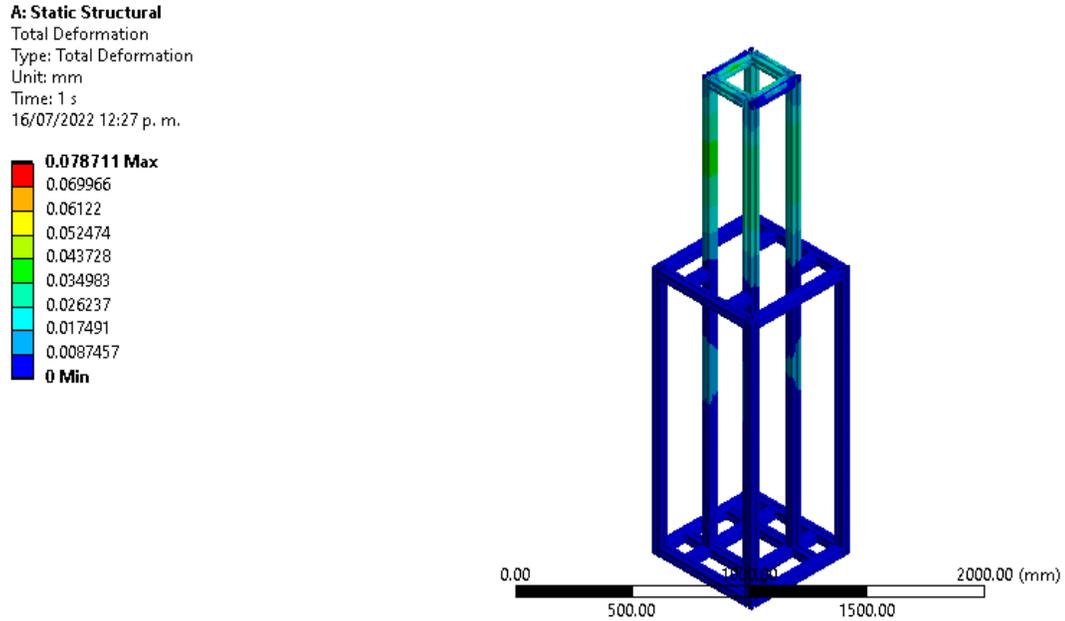


Figura 41. Deformación de la estructura de la máquina de pruebas.

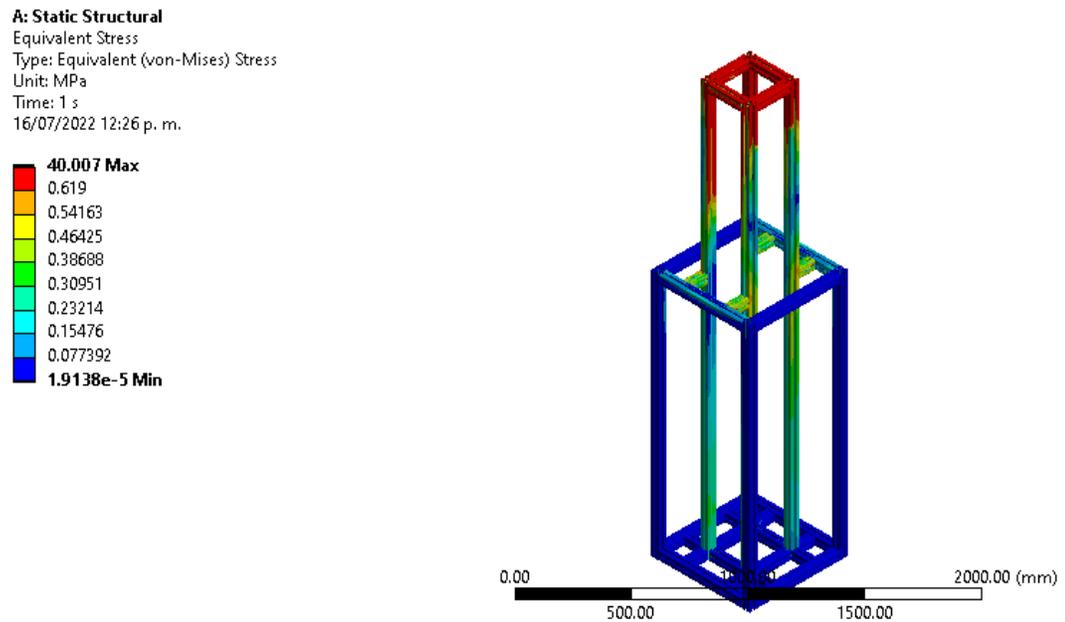


Figura 42. Esfuerzo de Von-Mises de la estructura de la máquina de pruebas.

Se obtuvo una deformación máxima de 0.078711 mm en la estructura y un esfuerzo de 40.007 MPa, lo cual está en un rango aceptable.

Otro de los dispositivos más importantes a analizar en el banco de prueba es el mecanismo que soportará el peso a aplicar en la probeta, el pasador, pues se debe observar si tiene un gran riesgo

de falla, y tal como se observa en la Figura 43 se tiene los resultados para el esfuerzo de Von Mises, con un total de 86.362 MPa, ya que el pasador es de acero A36, con limite de cedencia de 200 MPa representa un esfuerzo permisible para el componente.

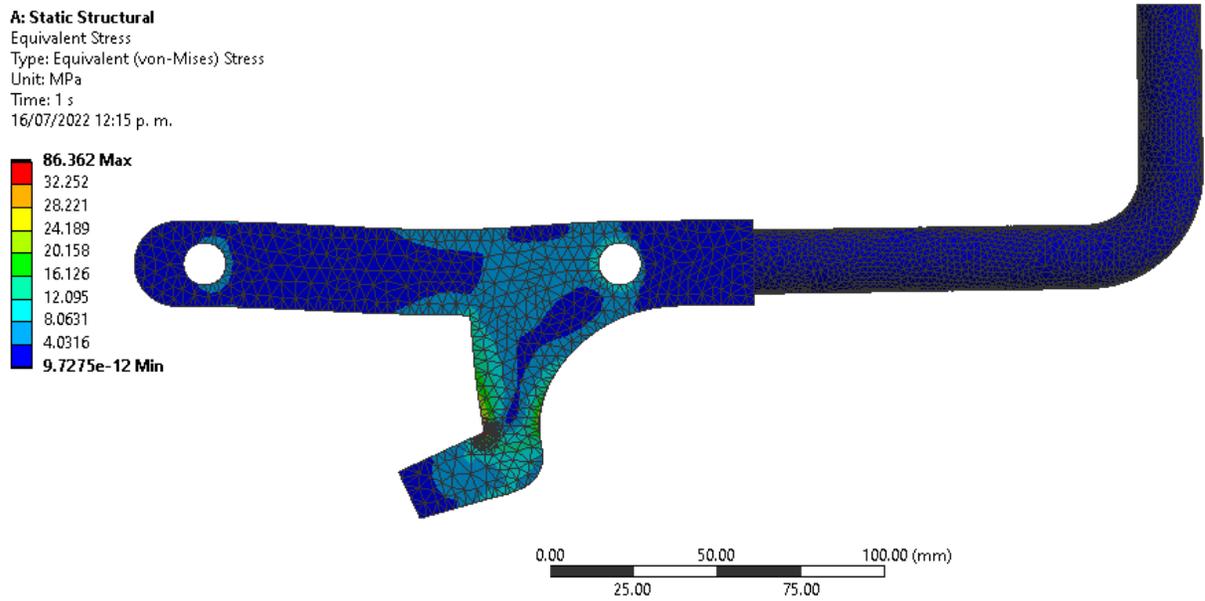


Figura 43. Esfuerzo de Von-Mises del pasador.

Se muestra la deformación total del pasador en la Figura 44, y se puede ver que su deformación máxima no excede 0.025042 mm de deformación, por lo cual este diseño se considera estable.

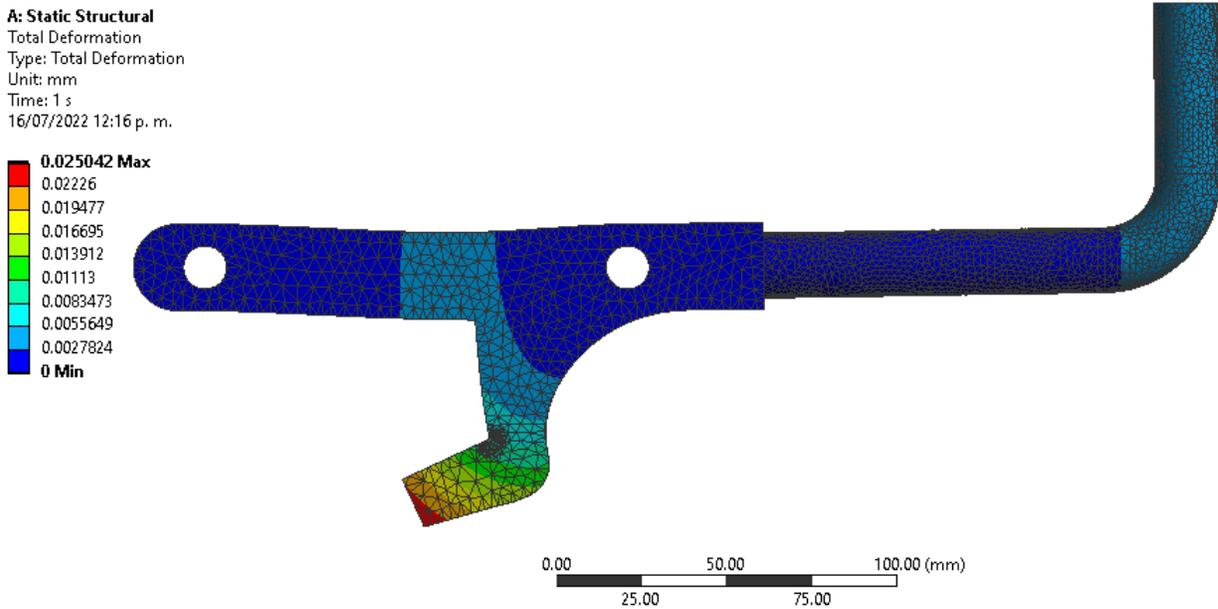


Figura 44. Deformación del pasador.

### 3.13 Prototipo

Con ayuda de diseños preliminares, se realizó un prototipo (Figura 45) de la máquina de pruebas de impacto realizada a través de impresión 3D, esto con la finalidad de mejorar el diseño final y la fabricación del banco de pruebas real.



Figura 45. Prototipo del banco de pruebas de impacto.

### 3.14 Construcción del banco experimental

Se realizaron modificaciones del diseño final y se prosiguió a fabricarla en dimensiones reales en el Instituto Tecnológico de Pachuca, la estructura tiene dimensiones de 3 metros con la cimentación, y la altura efectiva de generación de energía es de 1.65 metros.

Fabricación final de la estructura:

Se comenzó armando la estructura de la máquina de pruebas de impacto:

Para ello se cortaron los perfiles de aluminio a diferentes medidas, de acuerdo al diseño propuesto como se muestra en la Figura 46:



Figura 46. Corte de perfil de aluminio.

Posteriormente se detallaron las piezas con ayuda de limas y el torno como se muestra en la Figura 47 hasta lograr la precisión requerida para el sistema.



*Figura 47. Detallado de los perfiles de aluminio.*

Se prosiguió a armar y ajustar la estructura con cartabones mostrados en la Figura 48.



*Figura 48. Estructura de la máquina de impacto.*

Para el percutor se adaptó un perfil con soleras, para ello se cortó un perfil en dos secciones y se soldaron las soleras a este como se muestra en la imagen 49.



Figura 49. Perfil con soleras soldadas.

Para colocar los deslizadores fue necesario hacer orificios a las soleras y colocar tornillos que ayuden a sujetar y lograr libertad en el ajuste como se muestra en la Figura 50.



Figura 50. Colocación de las guías en el percutor.

Para el siguiente paso se colocó el percutor en la estructura final para observar su comportamiento al deslizar a través de los perfiles mostrados en la Figura 51.



Figura 51. Estructura con el percutor montado.

Se observó que el percutor no desliza bien sobre toda la estructura debido a diversos factores, como tolerancias, soldadura, material, por lo que se optó por utilizar otra configuración en el percutor, que nos permitiera tener una mayor libertad al colocar sobre la estructura, haciendo los barrenos más grandes en la zona de los tornillos que sujetan el perfil de aluminio con las placas de acero, logrando así el deslizamiento del percutor a lo largo de la estructura.

Posterior a esto se agregó un percutor sobre el ya fabricado para aumentar la masa y lograr mayores deformaciones, además de poder deformar componentes con sección transversal mayores, el percutor completo se muestra en la Figura 52.



Figura 52. Percutor de 23.7 kg.

# CAPÍTULO 4

## Determinación numérica de la capacidad de choque

En el presente capítulo se presentara la validación del método numérico utilizado, así como la mejora en la geometría de una caja de impacto, aumentando así su capacidad de impacto y disminuyendo la fuerza pico experimentada.

### **4.1 Comparación del método experimental y numérico**

La estructura considerada en este estudio es la utilizada por Peixinho [5] y consiste en una columna tubular de aleación de aluminio 6061-T5, con la geometría mostrada en la Figura 53 de sección cuadrada. Se seleccionó la aleación de aluminio ya que se usa comúnmente en marcos para el manejo de la energía de choque.

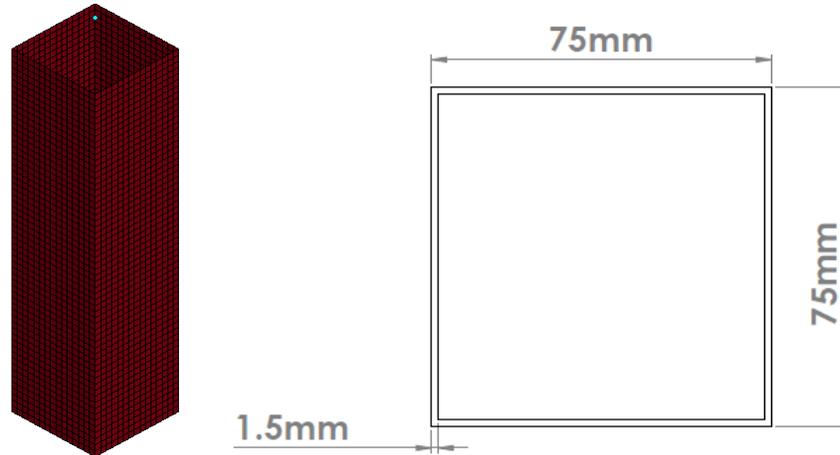


Figura 53. Caja de impacto de sección transversal cuadrada.

En la Figura 54 se muestra la deformación de la probeta sin muesca, en 3 diferentes tiempos, con su deformación correspondiente:

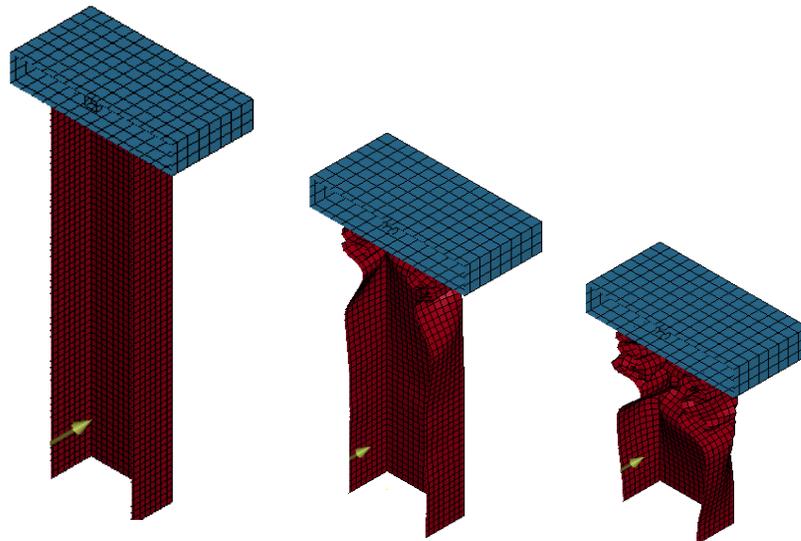


Figura 54. Deformación de la caja de impacto sin muesca.

Para poder comparar los resultados de las pruebas experimentales de Peixinho [5], se sometió la probeta a condiciones iniciales de restricción en los elementos inferiores en sus 6 grados de libertad para simular el soporte fijo. Se utilizó un material elasto-plástico para la caja de choque, este material se caracteriza por tener una tensión arbitraria en función de la curva de deformación (024-PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY), y para el percutor se consideró como un material rígido (020-RIGID).

La geometría del percutor se realizó de tal forma que la masa total fuera de 76kg, de esta forma las dimensiones fueron de 150×150×25 mm.

A partir de los datos obtenidos en la prueba numérica se puede observar la similitud entre ambos valores de fuerza y desplazamiento, en el caso de la prueba experimental se observa una fuerza pico de 78.8 kN y el resultado numérico es de 82.3 kN, como se muestra en la Figura 55, lo cual representa un error del 4.4%.

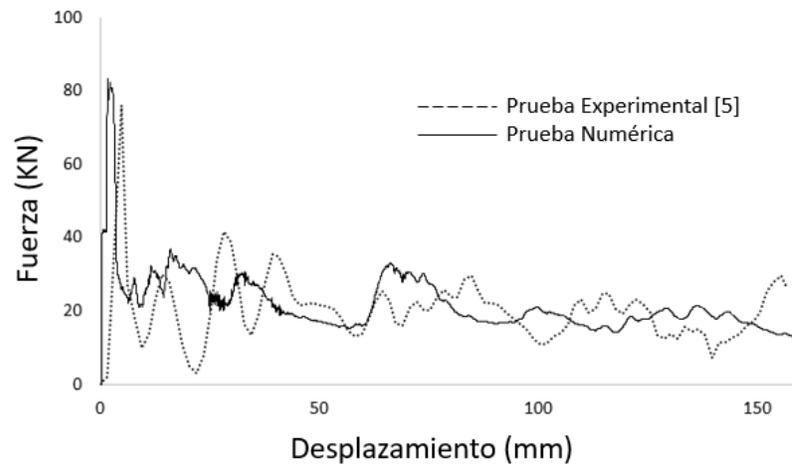


Figura 55. Gráfica fuerza - desplazamiento, comparación entre el método numérico y el método experimental.

También se analizó el comportamiento de la probeta bajo una carga de 100 kg, a una velocidad de 9.1 m/s, material aluminio 6061 T5 y las dimensiones de la probeta original de Peixinho obteniendo resultados analíticos de la carga estática equivalente, esfuerzo máximo y deflexión, se obtuvo la velocidad máxima para que el comportamiento sea solo elástico y la velocidad aproximada para llegar a fracturar la probeta.

Para esto se obtuvo energía cinética del sistema:

$$T = \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (25)$$

$$T = \frac{1}{2}mv_0^2 = \frac{1}{2}(100)(9.1)^2 = 4140.5J$$

Esta energía cinética es igual a la energía de deformación total, por lo tanto  $T = U_m$ , para una carga axial:

$$U_m = \frac{P^2 L}{2EA} \quad (26)$$

Despejando P

$$P = \sqrt{\frac{2EAU_m}{L}} \quad (27)$$

$$P = \sqrt{\frac{2(38.4 \times 10^9)(4.4 \times 10^{-4})(4140.5)}{0.3}} = 683.7 \text{ kN}$$

Entonces la carga equivalente del sistema es de 683.7 kN

Para el esfuerzo experimentado se ocupó la siguiente formula:

$$U_m = \frac{\sigma_m^2 V}{2E} \quad (28)$$

Despejando  $\sigma_m$

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{2U_mE}{V}} \quad (29)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{2(4140.5)(38.4 \times 10^9)}{1.3 \times 10^{-4}}} = 1.55 \text{ GPa}$$

Entonces la esfuerzo experimentado es de 1.55 GPa.

Y la deformación total tomando el valor de la carga equivalente previamente obtenida:

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (30)$$

$$\delta = \frac{683.7 \times 10^3 (0.3)}{4.4 \times 10^{-4} (38.4 \times 10^9)} = 12.11 \text{ mm}$$

Para obtener la velocidad necesaria para deformar el material en la parte elástica es necesario obtener el valor de  $S_y$  de la gráfica de esfuerzo-deformación unitaria del aluminio 6061 T5, mostrada en la Figura 56.

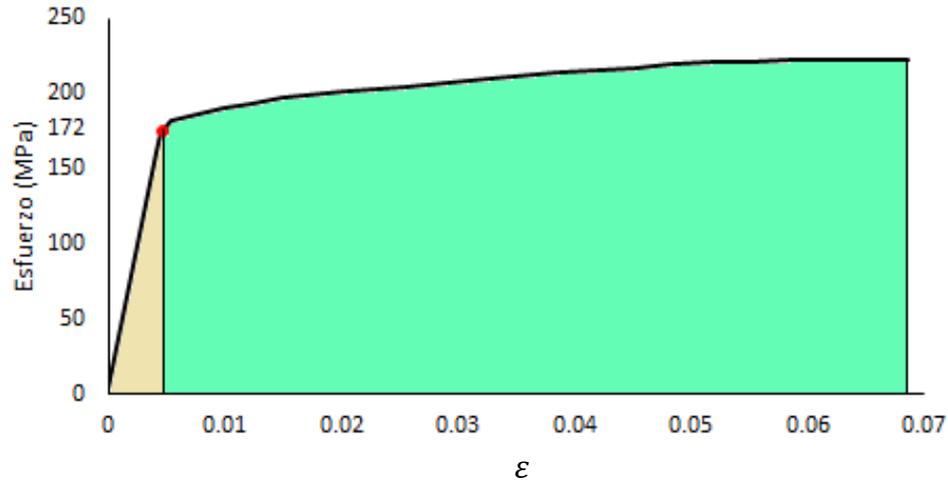


Figura 56. Valor de  $S_y$  en la curva esfuerzo deformación del aluminio 6061 T5.

Con este valor de  $S_y$  se iguala con el esfuerzo en la fórmula de la energía:

$$U_m = \frac{(172.91 \times 10^6)^2 (1.3 \times 10^{-4})}{2(39.4 \times 10^9)} = 51.5 \text{ J}$$

Por lo tanto, la probeta experimenta deformación plástica ya que la energía total absorbida previamente calculada fue de 4140.5 J.

Calculando la velocidad necesaria para alcanzar el punto de fluencia:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2U}{m}} \quad (31)$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{2(51.5)}{100}} = 1.01 \frac{m}{s} \dots (35)$$

Para lo cual ocurre una deformación total de

$$\delta = \frac{PL}{AE} = \frac{76.25 \times 10^3 (0.3)}{4.4 \times 10^{-4} (38.4 \times 10^9)} = 1.35 \text{ mm}$$

Se procedió a calcular la velocidad necesaria para fracturar la probeta:

Para ello fue necesario obtener la energía necesaria para deformar la probeta elásticamente y plásticamente.

En la Figura 57 se muestra la parte elástica del material en la curva esfuerzo – deformación unitaria.

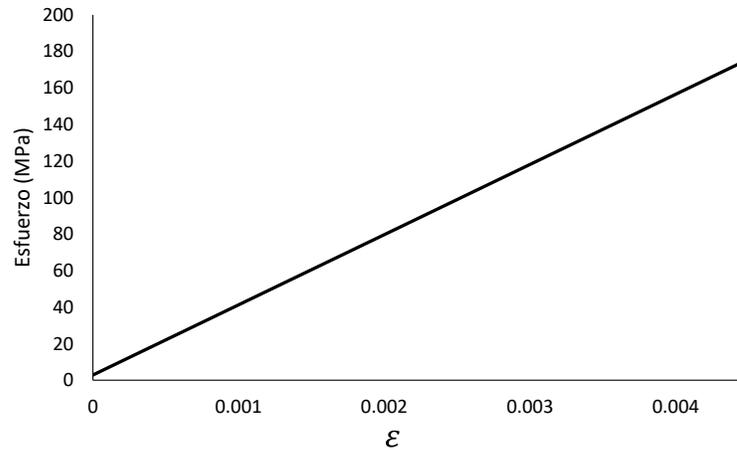


Figura 57. Parte elástica de la curva esfuerzo-deformación el aluminio 6061 T5.

Obteniendo una energía en la parte elástica de:

$$u = \frac{1}{2} (4.4 \times 10^{-4}) (172.9 \times 10^6) = 3.8 \times 10^5 \frac{J}{m^3}$$

$$U_e = uV = 3.8 \times 10^5 (1.3 \times 10^{-4}) = 50.32 J$$

En la Figura 59 se muestra la parte plástica del material en la curva esfuerzo – deformación unitaria.

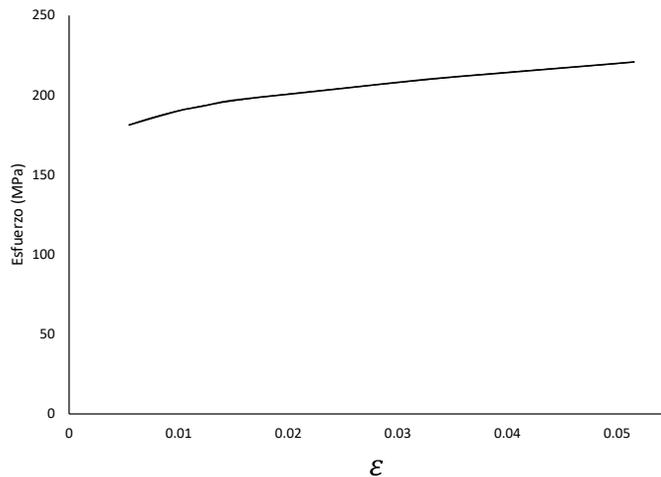


Figura 58. Parte plástica de la curva esfuerzo-deformación el aluminio 6061 T5.

Se obtuvo la ecuación polinómica que describe la curva:

$$\sigma = 3 \times 10^{15} \varepsilon^6 + 3 \times 10^{14} \varepsilon^5 - 9 \times 10^{13} \varepsilon^4 + 7 \times 10^{12} \varepsilon^3 - 2 \times 10^{11} \varepsilon^2 + 4 \times 10^9 \varepsilon + 2 \times 10^8$$

Se procedió a integrar para obtener el área bajo la curva:

$$u = 4.2857 \times 10^{14} \varepsilon^7 + 5 \times 10^{13} \varepsilon^6 - 1.8 \times 10^{13} \varepsilon^5 + 1.75 \times 10^{12} \varepsilon^4 - 6.66 \times 10^{10} \varepsilon^3 + 2 \times 10^9 \varepsilon^2 + 2 \times 10^8 \varepsilon$$

Sustituyendo los valores de frontera:

$$u = 1.2 \times 10^7 \frac{J}{m^3}$$

$$U_p = uV = 1.2 \times 10^7 (1.3 \times 10^{-4}) = 1631.42 J$$

Entonces la energía total necesaria para llevar a la ruptura a la probeta es:

$$U_T = U_e + U_p = 50.32 + 1631.42 = 1681.74 J$$

Y la velocidad que se requiere al momento del impacto es de:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2U_p}{m}} = \sqrt{\frac{2(1681.74)}{100}} = 5.79 \frac{m}{s}$$

## 4.2 Definición del componente por analizar

La geometría que se estudio fue la caja de impacto de un automóvil, esta está encargada de absorber la energía de colisión, comúnmente poseen una estructura con deformación programable durante el impacto y así evitar la propagación de energía a la estructura del automóvil y al habitáculo de los pasajeros.

Esta deformación se consigue a través de puntos fusibles y concentradores de esfuerzo, los cuales atenúan la energía del impacto. Usualmente este elemento está fabricado en acero o aluminio. En la Figura 59 se muestra el riel delantero de un automóvil, compuesta de la caja de choque (A), el marco delantero dividido en dos partes, la primera encargada de deformarse de manera controlada (B) y una segunda que transmite la fuerza (C).

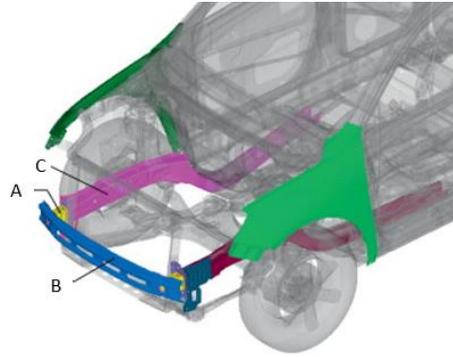


Figura 59. Ubicación de la caja de impacto en la estructura de un automóvil [18].

La estructura considerada en este estudio es la utilizada por Peixinho [5] y consiste es una columna tubular de aleación de aluminio 6061-T5, de sección cuadrada. Se seleccionó la aleación de aluminio ya que se usa comúnmente en marcos para el manejo de la energía de choque.

En la Figura 60 se muestra la geometría de la probeta, para la sección transversal las dimensiones son de 75x75 mm con un espesor de 1.5 mm y una longitud de 300 mm. A esta caja de impacto se agregó una muesca a diferentes ubicaciones a lo largo de la longitud de la probeta. Las medidas de la muesca son de 7.5 mm y 45° con respecto a la vertical.

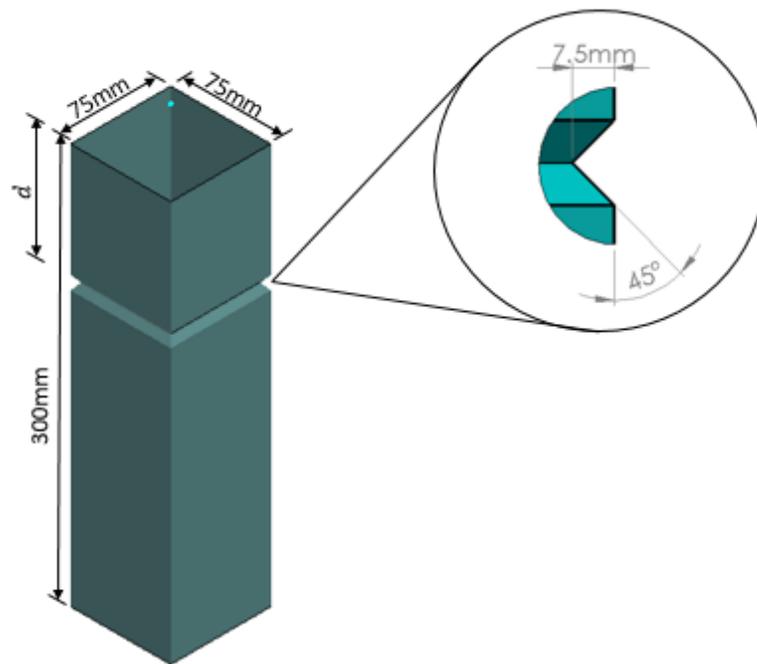


Figura 60. Dimensiones del doblez incorporado a la caja de impacto.

En la Figura 61 se puede observar la nomenclatura que determina la posición de la muesca, que estará en función del valor de alfa a lo largo de la caja de choque. Donde  $\alpha$  representa la posición del doblez a lo largo de la caja de impacto con respecto de la posición inicial del percutor, tal como lo describe la siguiente ecuación.

$$\alpha = \frac{d}{L} \quad (32)$$

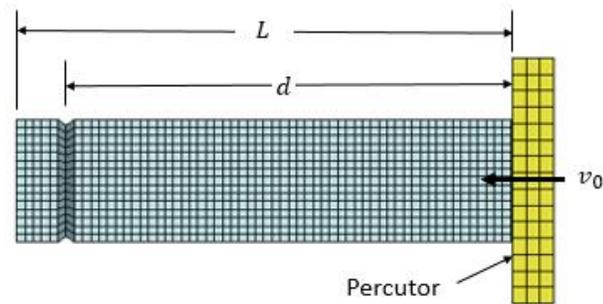


Figura 61. Ubicación de las muescas a lo largo de la caja de impacto.

En este trabajo se considera un rango de valores de  $0.1 < \alpha < 0.9$  para definir la ubicación del doblez. Además, para la validación de los resultados se tomaron los datos de las pruebas numéricas de Ramírez [19] tanto para el material, como para la geometría y las condiciones de la simulación numérica.

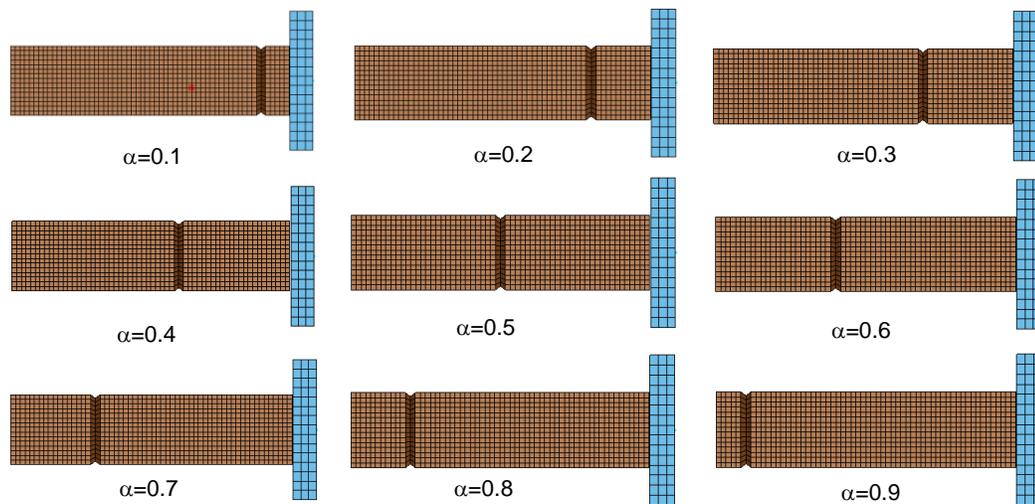


Figura 62. Diferentes dobleces a lo largo de la probeta.

En la figura 62 se muestran los diferentes dobleces que se efectuaron en la caja de impacto y que se simularon en LS-Dyna con las mismas condiciones de frontera e iniciales para así observar su comportamiento.

### 4.3 Construcción del modelo de elemento finito

Para la simulación del impacto sobre la caja de choque se efectuaron los siguientes pasos: pre-proceso, solución y post-proceso. En la etapa de pre-proceso se debe definir correctamente las condiciones de frontera e iniciales, la generación de la malla es algo importante dentro de esta etapa ya que de ella depende la calidad de los resultados, además del tipo de elemento en cada componente de la estructura, material, tipo de contactos, etc. después se realizó la solución que consiste en localizar los parámetros adecuados para la correcta obtención de resultados, como el número y la duración de cada paso y por último se realizó el post-proceso que consiste en el análisis de los resultados.

Para esta simulación se utilizó un tamaño de elemento de 5 mm sobre la probeta, y el tipo de elemento que se uso fue cascaron (shell) en la caja de impacto y sólidos en el percutor.

Se utilizaron contactos de Single\_surface para el auto contacto del tubo y de tipo Surface\_to\_surface para el contacto entre el tubo y la placa.

También se definió la curva de esfuerzo deformación del aluminio 6061-T5, tanto para la zona elástica como la plástica de manera, con los parámetros mostrados en la Tabla 22:

Tabla 22. Propiedades del Aluminio 6061-T5

Parámetro	Valor
Densidad (Kg/mm <sup>3</sup> )	2.7126e-6
Módulo de elasticidad (GPa)	68.948
Coefficiente de Poisson	0.33
Coefficiente de fuerza	0.4
Exponente de endurecimiento	0.2

El tiempo de análisis fue de 20 ms, con un paso en el tiempo de 0.5 ms. Mientras que al percutor se le asignó una velocidad inicial  $v_0=9.1$  m/s.

#### 4.4 Resultados

A partir del análisis por elemento finito se pudieron obtener las diferentes deformaciones, fuerzas y cantidad de energía absorbida en cada valor de  $\alpha$ , primero se efectuó la simulación para la probeta sin muesca y se validaron los resultados comparando la gráfica de Fuerza-desplazamiento con los resultados de Peixinho [5].

Una vez que validado el procedimiento numérico para determinar la respuesta dinámica de la caja de impacto durante el impacto, se realiza el estudio para nueve probetas con ranuras con  $\alpha = \{0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9\}$

Se determinó la cantidad total de absorción de energía, el pico de fuerza y las aceleraciones máximas, de cada una de las configuraciones para determinar el mejor valor de  $\alpha$ .

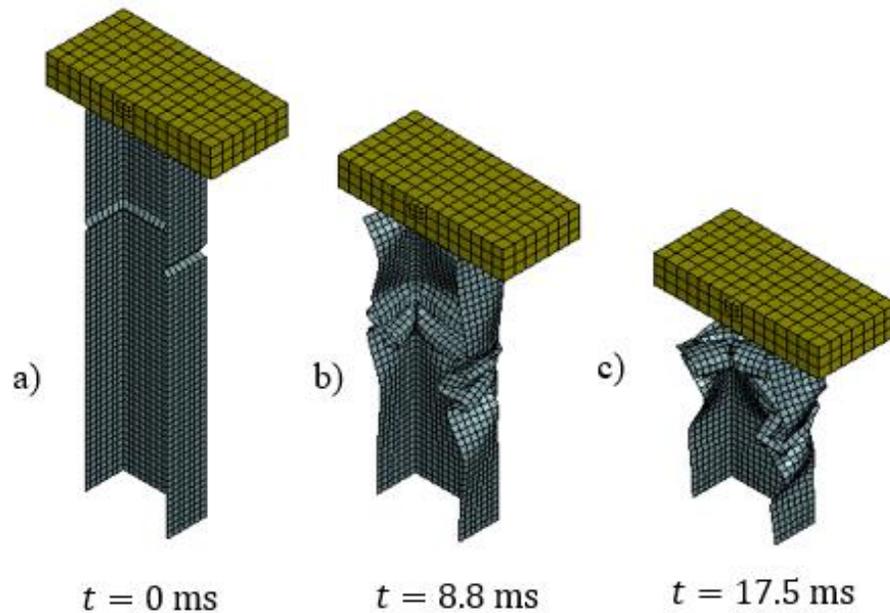


Figura 63. Deformación de la probeta para  $\alpha=0.3$ . En a) se muestra la probeta en su condición inicial en el tiempo  $t=0$  ms con una deformación  $\delta=0$  mm, b)  $t=8.8$  ms y  $\delta=78.6$  mm, c)  $t=17.5$  ms y  $\delta=153$  mm.

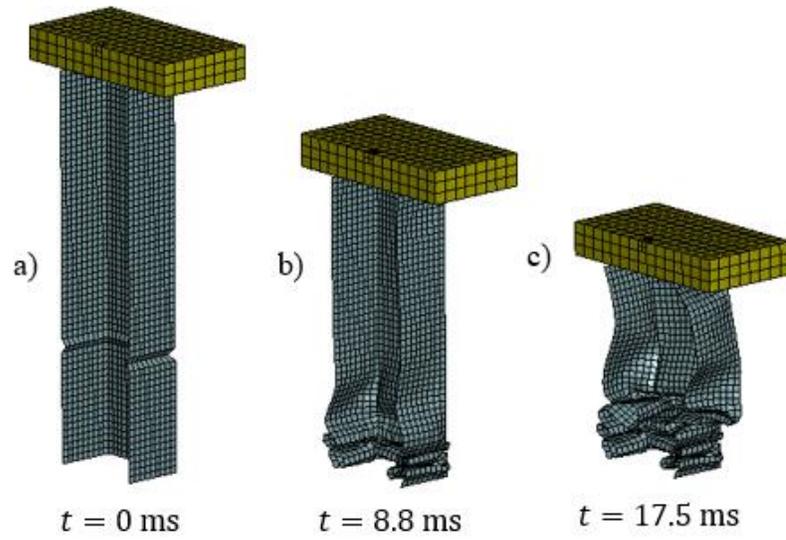


Figura 64. Deformación de la probeta con  $\alpha=0.7$  en a) se muestra la probeta en su condición inicial  $t=0 \text{ ms}$  y  $\delta=0 \text{ mm}$ , b)  $t=8.8 \text{ ms}$  y  $\delta=79.1 \text{ mm}$ , c)  $t=17.5 \text{ ms}$  y  $\delta=153.2 \text{ mm}$ .

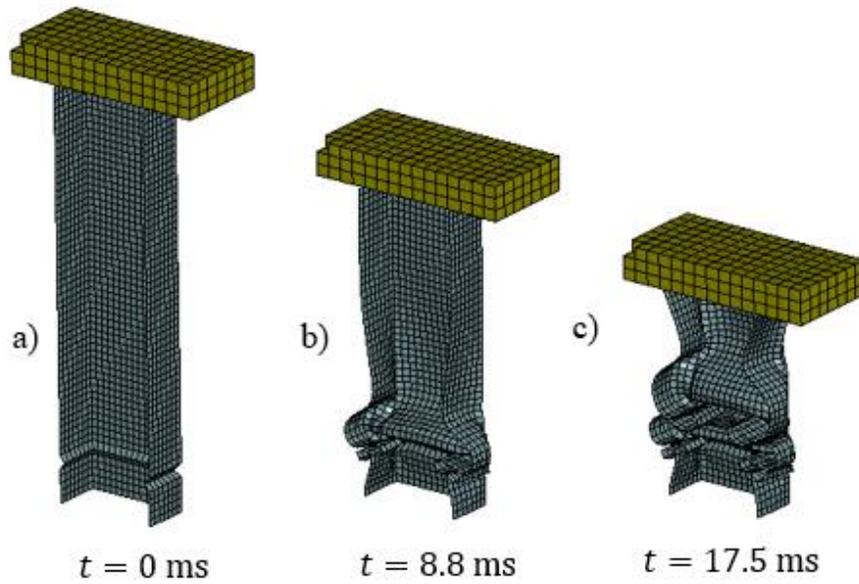


Figura 65. Deformación de la probeta para  $\alpha=0.9$  en a) se muestra la probeta en su condición inicial  $t=0 \text{ ms}$  y  $\delta=0 \text{ mm}$ , b)  $t=8.8 \text{ ms}$  y  $\delta=79.2 \text{ mm}$ , c)  $t=17.5 \text{ ms}$  y  $\delta=153.4 \text{ mm}$ .

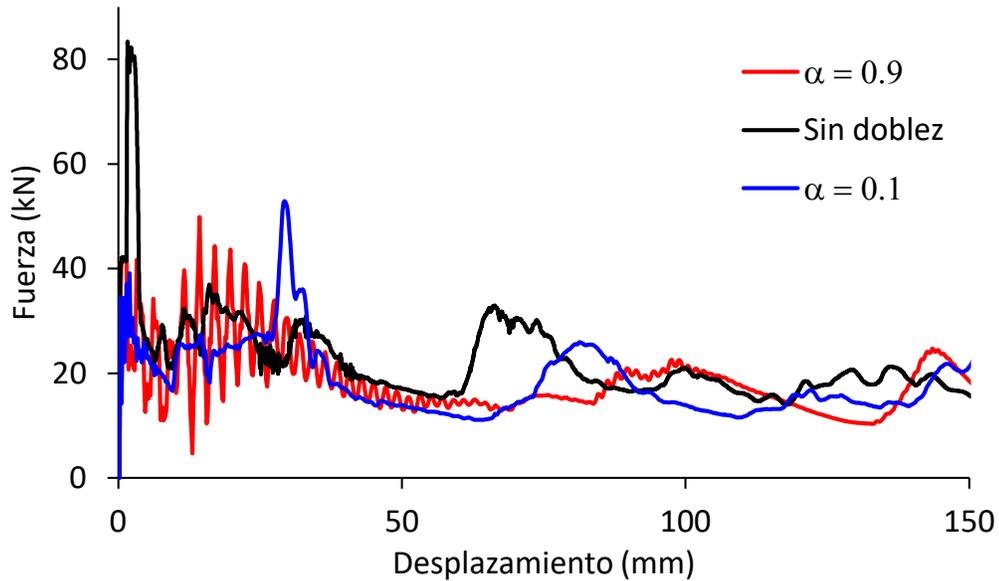


Figura 66. Comparación del comportamiento dinámico de la caja de impacto comparando el que no tiene doblez con los valores de  $\alpha = 0.1$  y  $\alpha = 0.9$ .

En la Figura 63 se puede observar la deformación para  $\alpha$  igual a 0.3 en tres diferentes tiempos de la simulación (0 ms, 8 ms y 17.5 ms), las deformaciones totales en la probeta son 8.8, 78.6 y 153.2 mm respectivamente.

En la Figura 64 se puede observar la deformación para  $\alpha$  igual a 0.6 con 3 tiempos de simulación diferentes (0 ms, 8 ms y 17.5 ms) se puede observar que la deformación aumento poco en comparación de la probeta con  $\alpha$  igual a 0.3, las deformaciones totales en la probeta son 0, 79.1 y 153 mm respectivamente.

Las Figura 65 muestra la deformación del caso con doblez  $\alpha$  igual a 0.9. En esta Figura se presentan cortes longitudinales para observar mejor los pliegues de la caja de impacto que se generan durante el impacto del percutor.

En la Figura 66 se compara el comportamiento de diferentes dobleces sobre la longitud de la caja de impacto, se puede observar que el número de oscilaciones aumenta conforme  $\alpha$  se aleja del percutor, para  $\alpha = 0.1$  las oscilaciones son pequeñas en comparación del comportamiento de  $\alpha = 0.9$ .

La Figura 67 muestra la capacidad de choque de las probetas en cada uno de los valores de  $\alpha$ , se puede comparar los valores entre ellos y con la probeta sin doblez, podemos ver que solo la caja con  $\alpha = 0.7$  absorbe más energía que la sin muesca y tiene el mejor comportamiento.

En cuanto a las demás probetas se observa que su capacidad de impacto es menor, siendo las probetas con el doblez localizado a 80 y 90% de la longitud total de la caja de impacto las que tienen menor absorción de energía.

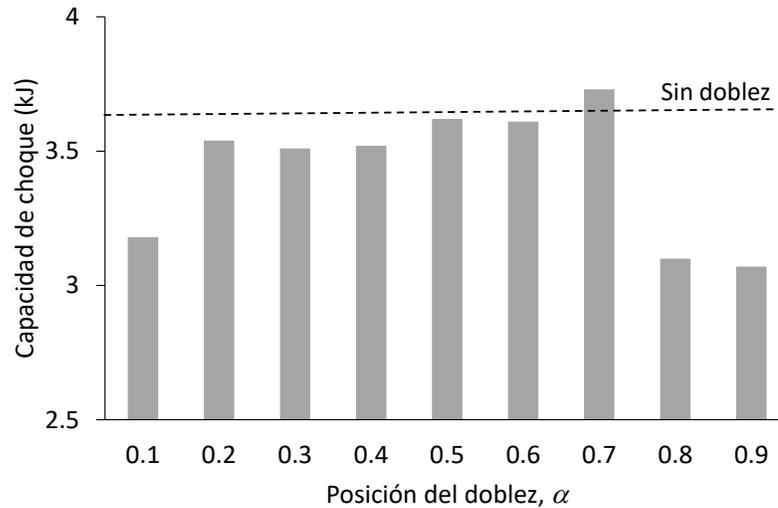


Figura 67. Gráfica de capacidad de choque contra la posición del doblez.

En la Figura 68 la probeta con  $\alpha = 0.6$  seguido de  $\alpha = 0.8$  y  $0.7$  son las que tiene una menor fuerza pico de impacto, en este caso todos los dobleces presentan un mejor comportamiento que la caja de impacto sin doblez (82.3 kN) lo cual nos asegura un mejora en la geometría.

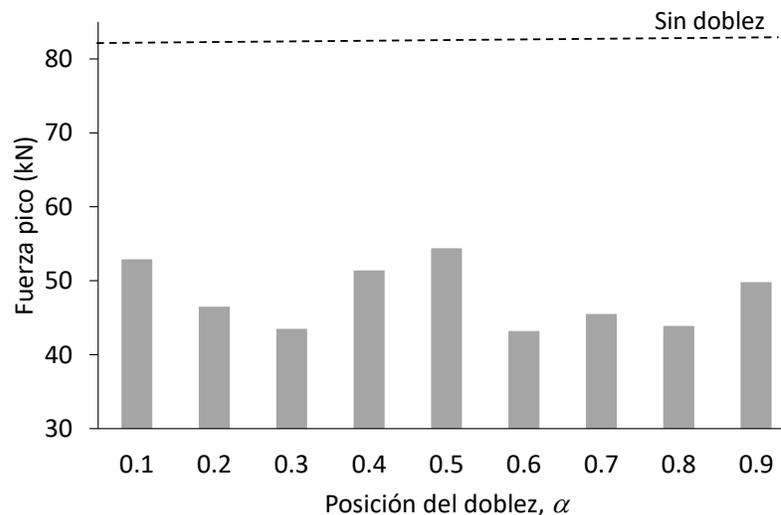


Figura 68. Gráfica de fuerza pico contra la posición del doblez.

Posterior a este análisis se optó por realizar un análisis de una estructura más completa de un automóvil, para esto se tomó el modelo Honda Accord 2011 que se muestra en la Figura 69.

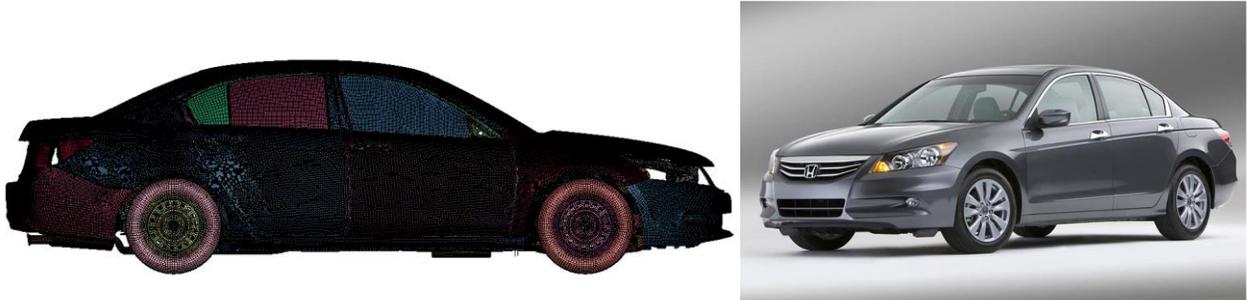


Figura 69. Modelo Honda Accord 2011.

Para disminuir el tiempo de solución de la simulación se optó por utilizar la parte frontal del automóvil, los componentes que se analizaron en la simulación son los que se muestran en la Figura 70.



Figura 70. Elementos a analizar Honda Accord 2011.

Para la simulación del impacto sobre la parte frontal del automóvil se efectuaron los siguientes pasos.

Pre-proceso:

Para esta simulación se utilizó un tamaño de elemento de 5 mm en cada uno de los componentes, y el tipo de elemento que se uso fue cascaron (shell) en la caja de impacto y rígido en el percutor.

Se utilizaron contactos de Single\_surface para el contacto que hay entre cada uno de los componentes entre si y de tipo Surface\_to\_surface para el contacto entre el percutor y la parte frontal del automóvil.

Para el material se utilizó el tipo PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY con las propiedades mostradas en la Tabla 23:

Tabla 23. Propiedades del Aluminio 6061-T5.

Parámetro	Valor
Densidad (Kg/mm <sup>3</sup> )	2.7126e-6
Módulo de elasticidad (GPa)	38.4
Coefficiente de Poisson	0.3
Yield Stress	0.17
Modulo tangente	0.9218073

Y para el percutor de tipo RIGID con las propiedades de la Tabla 24:

Tabla 24. Propiedades del percutor.

Parámetro	Valor
Densidad (Kg/mm <sup>3</sup> )	7.8e-6
Módulo de elasticidad (GPa)	200
Coefficiente de Poisson	0.3

También se restringió su desplazamiento en los ejes x & z, y la rotación en los ejes x, y & z.

El tiempo de análisis fue de 25 ms, con un paso en el tiempo de 0.01 ms. Mientras que al percutor se le asignó una velocidad inicial  $v_0=10$  m/s.

### Resultados:

Se hizo impactar el percutor hacia los componentes frontales del automóvil, obteniendo sus deformaciones y fuerzas experimentadas.

En la Figura 71 se puede observar la deformación en diferentes tiempos.

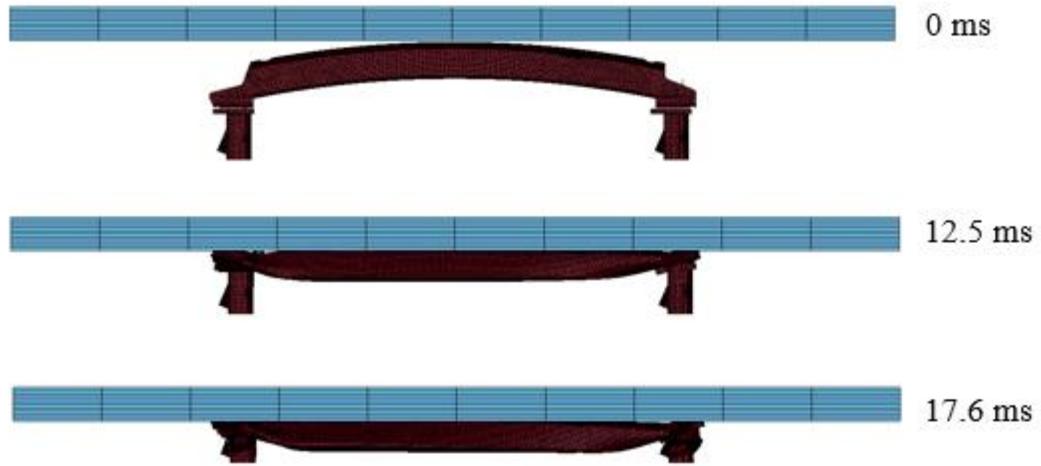


Figura 71. Deformación de la parte frontal del automóvil.

También se obtuvo la gráfica de fuerza-desplazamiento de la parte frontal del automóvil (Figura 72).

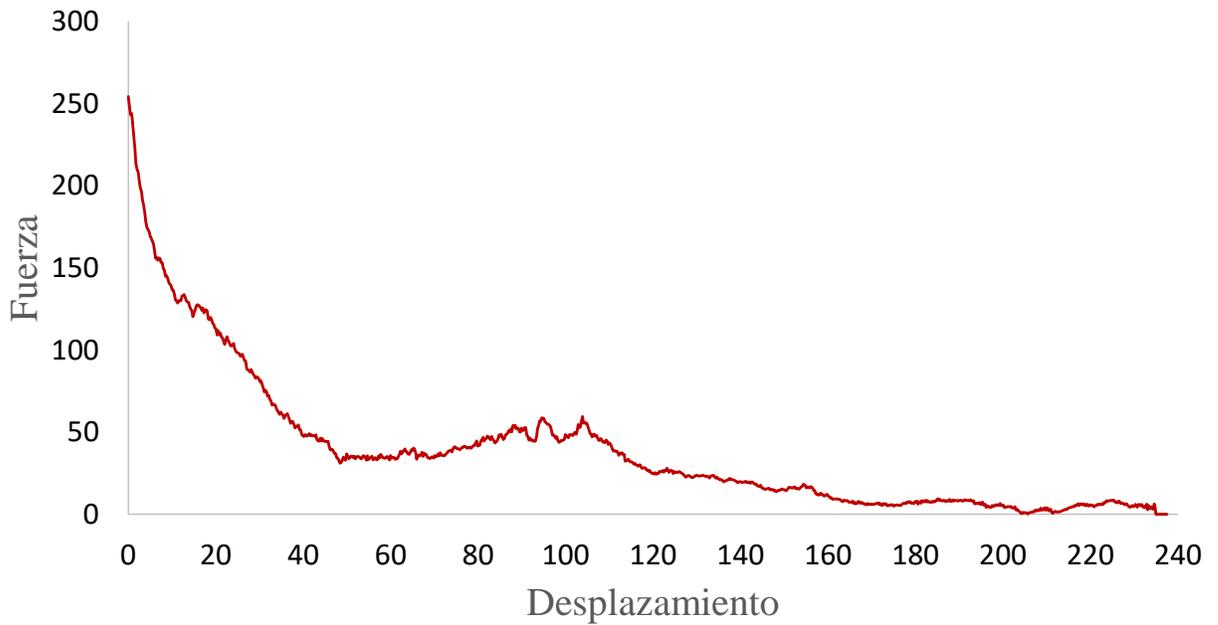


Figura 72. Gráfica fuerza - desplazamiento parte frontal del automóvil.

## CAPÍTULO 5

# Pruebas experimentales

En el siguiente capítulo se presenta la instrumentación, el procedimiento y los resultados obtenidos de las pruebas experimentales para diferentes geometrías y condiciones de impacto en las probetas.

### 5.1 Instrumentación

Se realizaron pruebas experimentales en las probetas mostradas en la Figura 73 a una velocidad al momento de impacto de 6.59 m/s y una altura de 2.22 m, en probetas de 2, 1.5 y 1 pulgada de sección transversal, espesor de 1.2 mm y longitud de 220 mm.



*Figura 73. Probeta de 0.0381m (1.5 pulgadas) deformada.*

Los datos recopilados se muestran en la Tabla 25:

Tabla 25. Aceleraciones y fuerzas máximas experimentales.

Sección transversal	Fuerza máxima (N)	Aceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )
Cuadrada de 1"	21.2784996	1.70210004
Cuadrada de 1.5"	29.9517002	2.39689994
Cuadrada de 2"	40.0643005	3.20519996

Con esta información se seleccionó el acelerómetro para obtener los datos que nos ayuden a comparar los resultados numéricos con los experimentales.

En la Tabla 26 se muestra la ficha técnica del acelerómetro.

Tabla 26. Ficha técnica del acelerómetro.

Acelerómetro 352C33	
Sensibilidad	100 mV/g (10.2 mV/(m/s <sup>2</sup> ))
Rango de medición	50g pk (490 m/s <sup>2</sup> pk)
Resolución de banda ancha	0.00015 g rms (0.0015 m/s <sup>2</sup> rms)
Rango de Frecuencia	0.5 to 10000 Hz
Elemento de detección	Ceramic
Weight	0.20 oz (5.8 gm)

Equipo para realizar las pruebas experimentales:

- Acelerómetro 352C33, que nos permitirá obtener los datos de aceleración de manera experimental.
- Amplificador de señal, permite extender la señal obtenida del acelerómetro.
- Tarjeta de adquisición de datos, esta es la encargada de recibir la señal de manera análoga y transformarla a digital, permitiéndonos interpretarla de manera más sencilla.



Figura 74. Equipo de adquisición de datos.

Con ayuda del equipo de la Figura 74 se registraron las aceleraciones de 6 probetas de manera experimental, se tomaron 10000 muestras por segundo, a lo largo de 4 segundos.

Para generar las gráficas se utilizó el software LabVIEW 2021, para lo cual se realizó el diagrama que se muestra en la Figura 75.

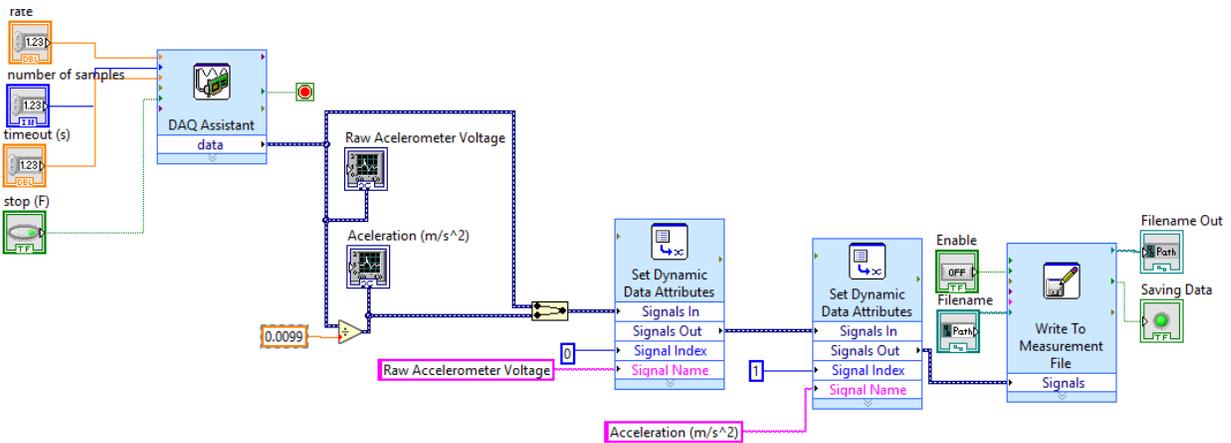


Figura 75. Diagrama de LABVIEW para toma de aceleraciones.

Se configuro la DAQ del sistema para obtener los datos del acelerómetro con 10000 muestras tomadas por segundo, durante un tiempo total de 8 segundos, como se muestra en la Figura 76, de esta forma se obtuvo la variación de voltaje experimentada por el acelerómetro que con ayuda del valor de sensibilidad se configuro de tal forma que se obtenga la conversión a unidades de aceleración:  $9.93 \text{ mV/m/s}^2$ .

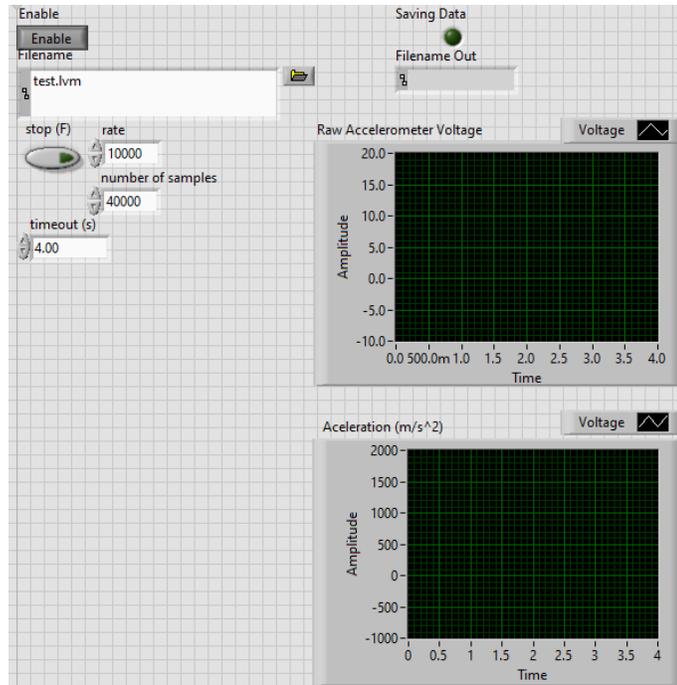


Figura 76. Adquisición de datos en LabVIEW.

Con ayuda de una cámara de alta velocidad, se obtuvieron los datos de aceleración y deformación de cada una de las probetas, en la Figura 77 se puede observar la forma en que se colocó y sujeto la probeta.



Figura 77. Montaje de la probeta en la máquina de pruebas de impacto.

Se colocó la cámara de alta velocidad en un punto lo suficientemente cerca para tomar los videos que nos ayudaran a obtener valores de desplazamiento como se muestra en la Figura 78.



Figura 78. Montaje de la cámara de alta velocidad.

## 5.2 Pruebas utilizadas

Se procedió a realizar pruebas experimentales en probetas con diferentes geometrías y diferentes condiciones, mostradas en la Tabla 27.

Tabla 27. Probetas analizadas experimentalmente

Probetas	Velocidad al momento del impacto (m/s)	Altura de caída del percutor (m)	Masa del percutor (kg)	Muesca	Sección transversal (mm)	Espesor de pared (mm)
A	A1 6.22	A1-1.974	A1-23.7	Sin muesca	Cuadrada 2.54	1.2
	A2 – A6 6.59	A2 - A6 2.22	A2 - A6 12.5			
B	5.6516	1.628	23.7	B1,B2 - $\alpha=0.1$	Cuadrada 2.54	1.2
				B3,B4 - $\alpha=0.2$		
				B5,B6 - $\alpha=0.3$		
				B7,B8 - $\alpha=0.4$		
				B9,B10 - $\alpha=0.5$		
				B11,B12 - $\alpha=0.6$		
				B13,B14 - $\alpha=0.7$		
				B15,B16 - $\alpha=0.8$		
B17,B18 - $\alpha=0.9$						

Las medidas de las probetas sin muesca se muestran en la Figura 79.

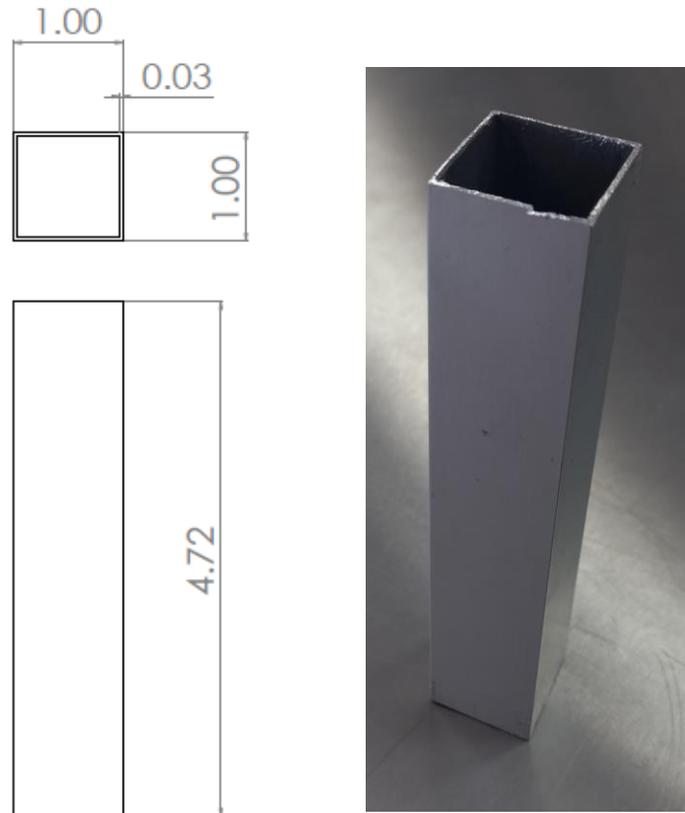


Figura 79. Dimensiones de la probeta de aluminio 6063 sin muesca (pulgadas).

### 5.3 Pruebas experimentales

La probeta A1 fue golpeada con el percutor doble que tiene una masa de 23.7 kg, desde una altura total de 1.974 m a una velocidad de 6.22 m/s, mientras que las probetas A2, A3, A4, A5 y A6 se sometieron a una carga de 12.5 kg, una altura de 2.22 m y una velocidad al momento del impacto de 6.59 m/s.

En las Figuras 80, 81, 82, 83, 84 y 85 se muestran los datos de aceleración registrados para las 6 probetas, se puede observar que hay cierta similitud entre los datos de la probeta A2, A3, A4, A5 y A6, mientras que la probeta A1 presenta una menor aceleración.

Probeta A1.

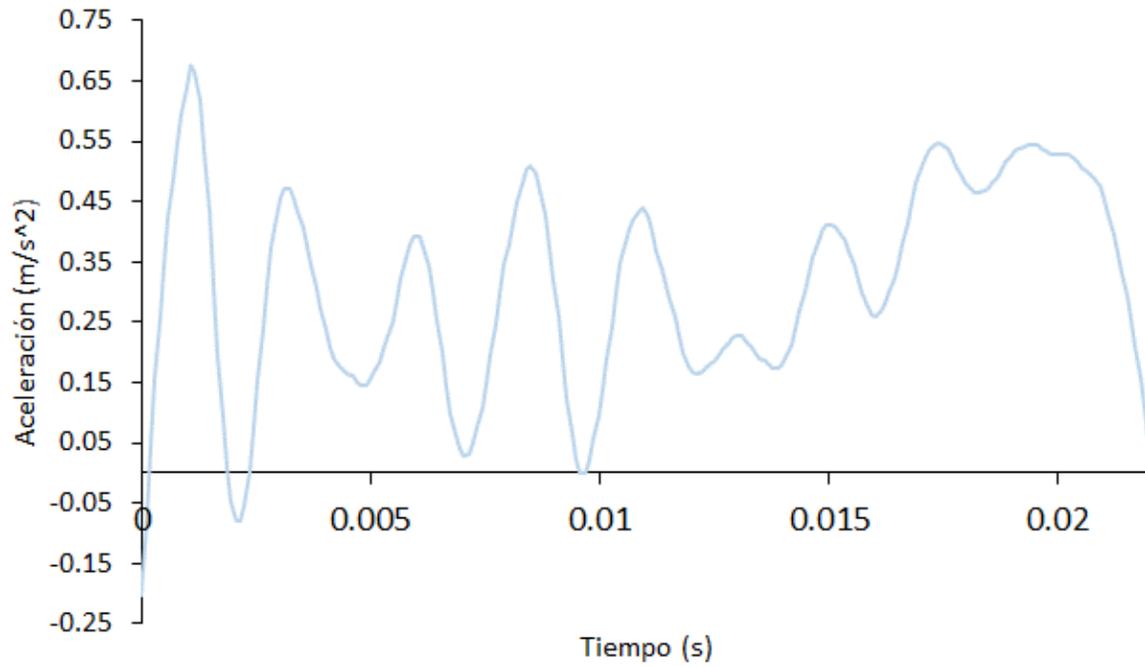


Figura 80.Prueba experimental probeta A1.

Probeta A2.

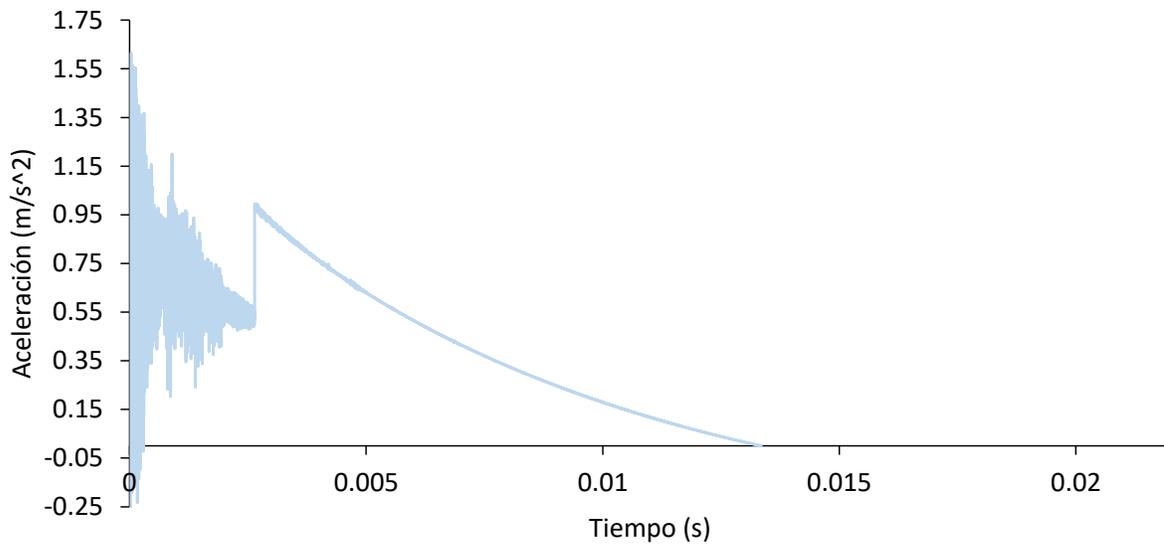


Figura 81.Prueba experimental probeta A2.

Probeta A3.

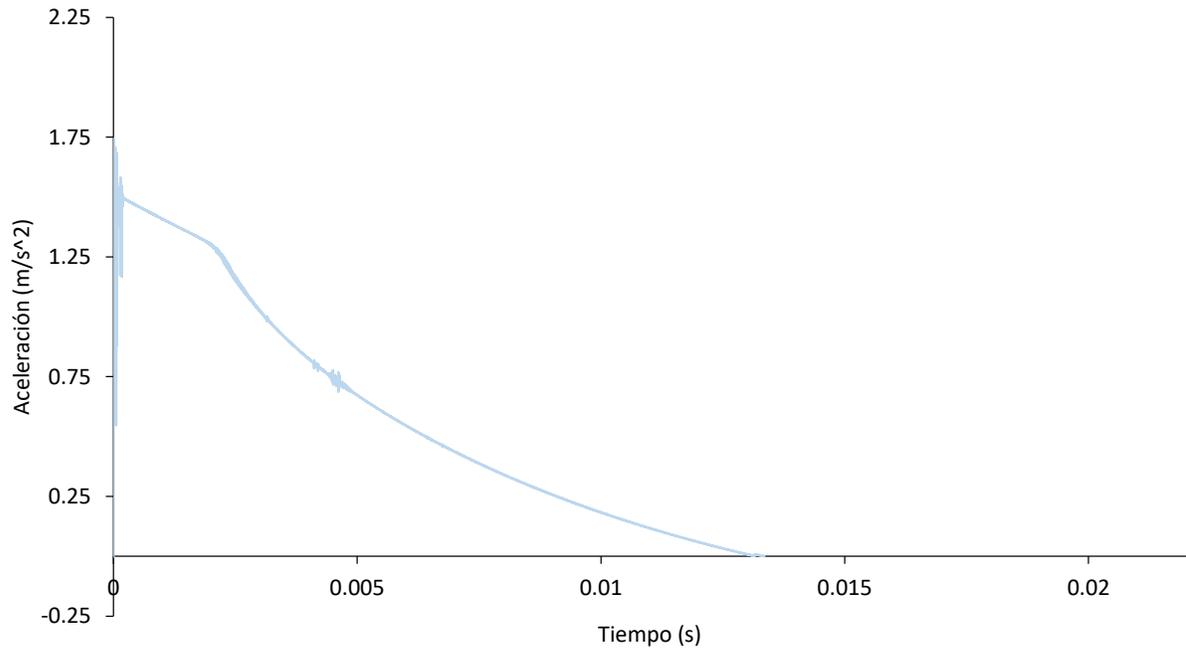


Figura 82. Prueba experimental probeta A3.

Probeta A4.

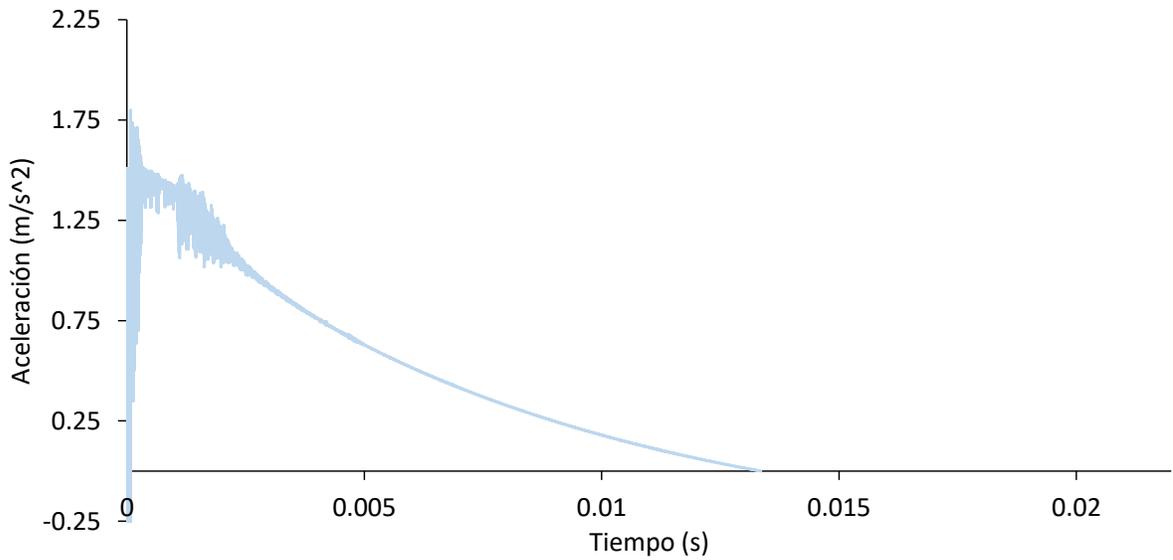


Figura 83. Prueba experimental probeta A4.

Probeta A5.

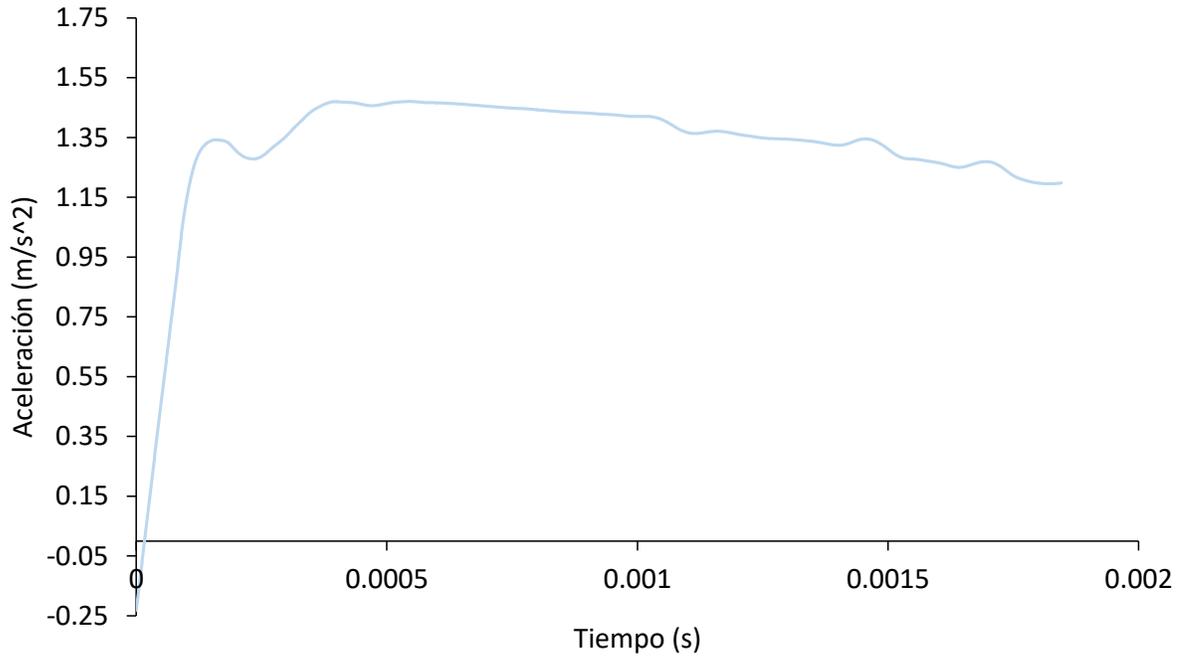


Figura 84. Prueba experimental probeta A5.

Probeta A6.

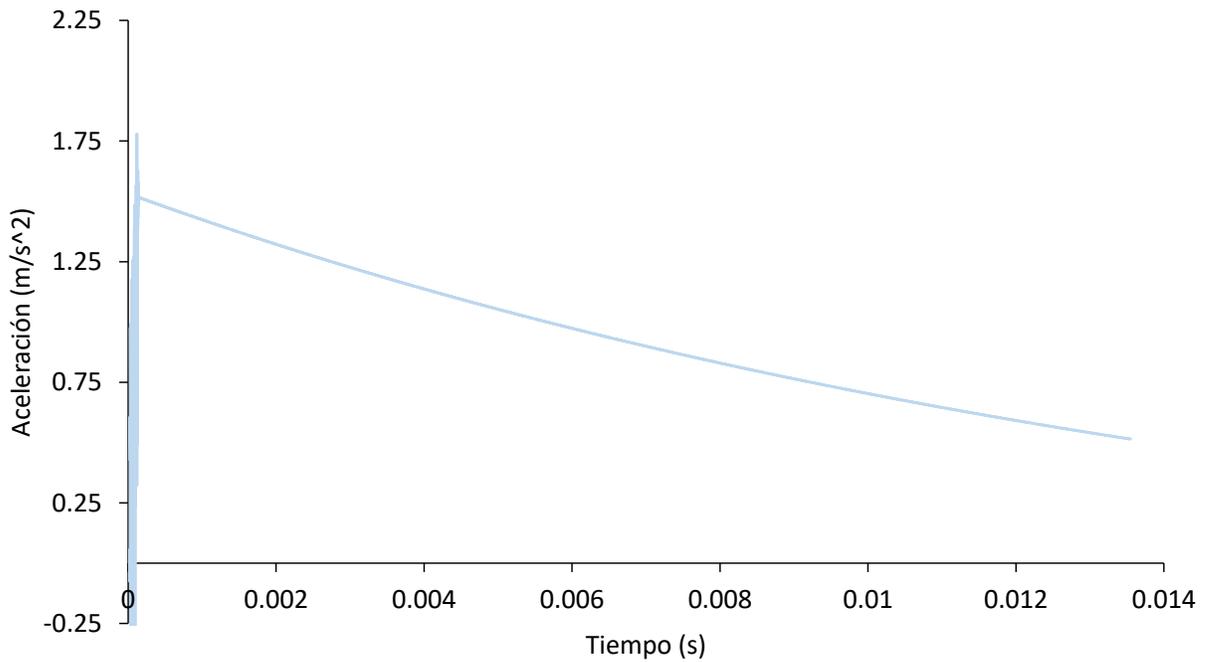


Figura 85. Prueba experimental probeta A6.

En la Tabla 27 se muestran las condiciones y aceleraciones máximas registradas:

Tabla 28. Aceleraciones prueba experimental tubo de 1".

Probeta	Foto	Percutor	Aceleración máxima (m/s <sup>2</sup> )
A1		Doble, 23.7 kg	0.766380915
A2		Simple, 12.5 kg	1.61368461
A3		Simple, 12.5 kg	1.744228222
A4		Simple, 12.5 kg	1.799080677

A5		Simple, 12.5 kg	1.718506401
A6		Simple, 12.5 kg	1.779354341

Se observó que el fenómeno se repite y las aceleraciones son muy similares, lo que nos asegura una buena recopilación de datos, además que la aceleración máxima disminuye para la probeta que experimenta un impacto con los dos percutores y mayor peso, también se puede observar en la probeta número 5 que la deformación depende de las condiciones del material, como sus propiedades mecánicas o defectos superficiales, y de la zona donde ocurrirá la deformación.

Se procedió a obtener datos experimentales de probetas que se le generaron muescas cada 10% de la longitud total de la probeta, la muesca que se obtuvo es la mostrada en la Figura 86.

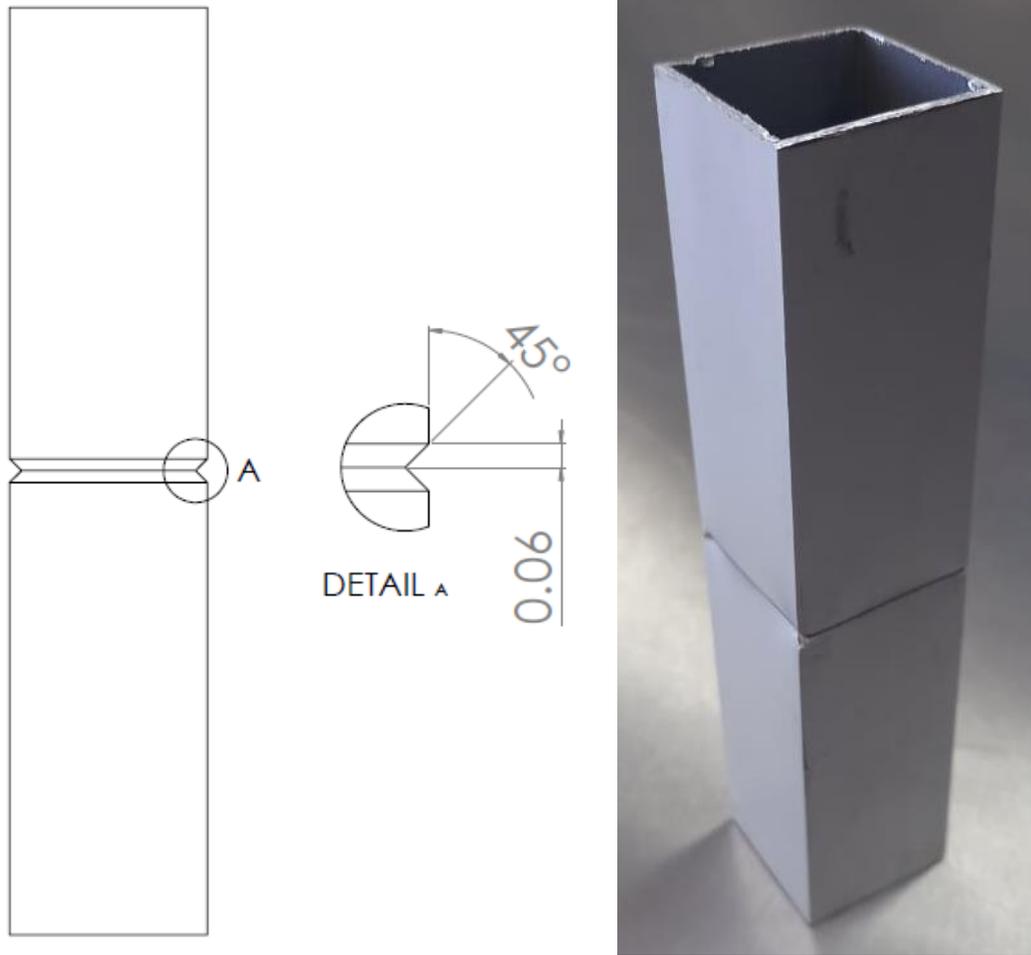


Figura 86. Dimensiones de la probeta con muesca (pulgadas).

Se realizaron pruebas en 2 tubos de sección transversal cuadrada de 1 pulgada de aluminio 6063 por cada porcentaje, a continuación, se muestran los resultados obtenidos, comenzando con la probeta con la muesca localizada al 10% de la longitud total.

En la Figura 87 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B1 y B2, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 88, obtenida con la cámara de alta velocidad



Figura 87. Deformación de las probetas con la muesca a 10% de la longitud total.

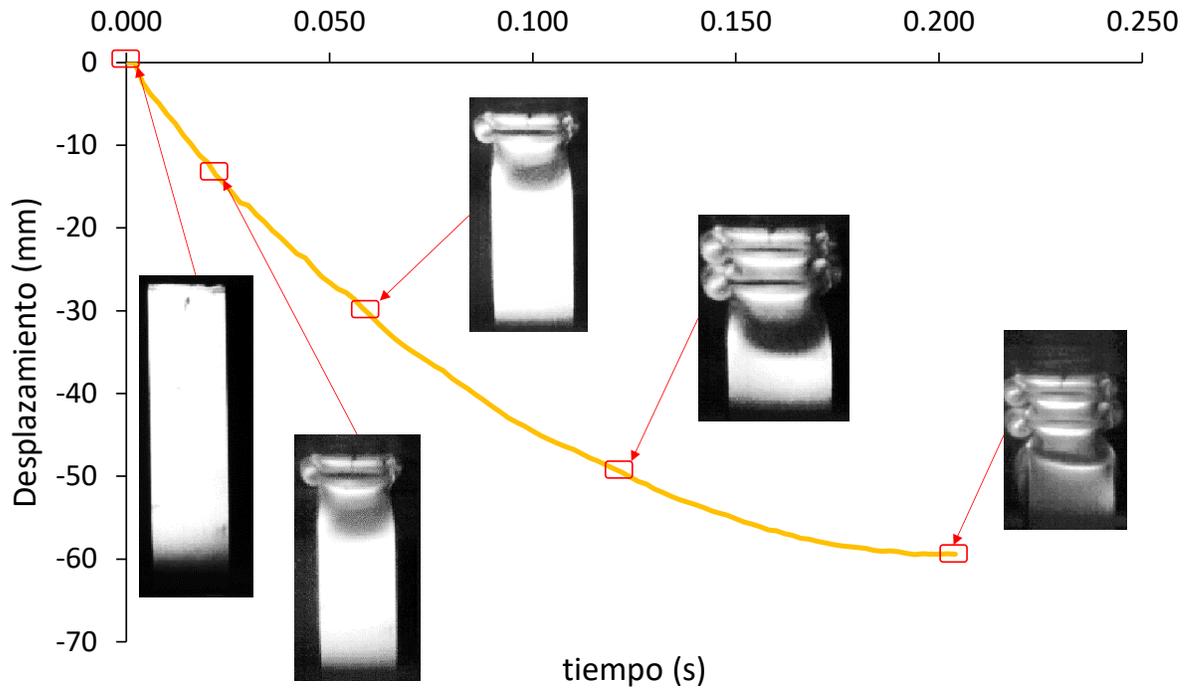


Figura 88. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 10%.

A continuación se muestran las Figuras 89 y 90 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B1 y B2 tomadas con el acelerómetro.

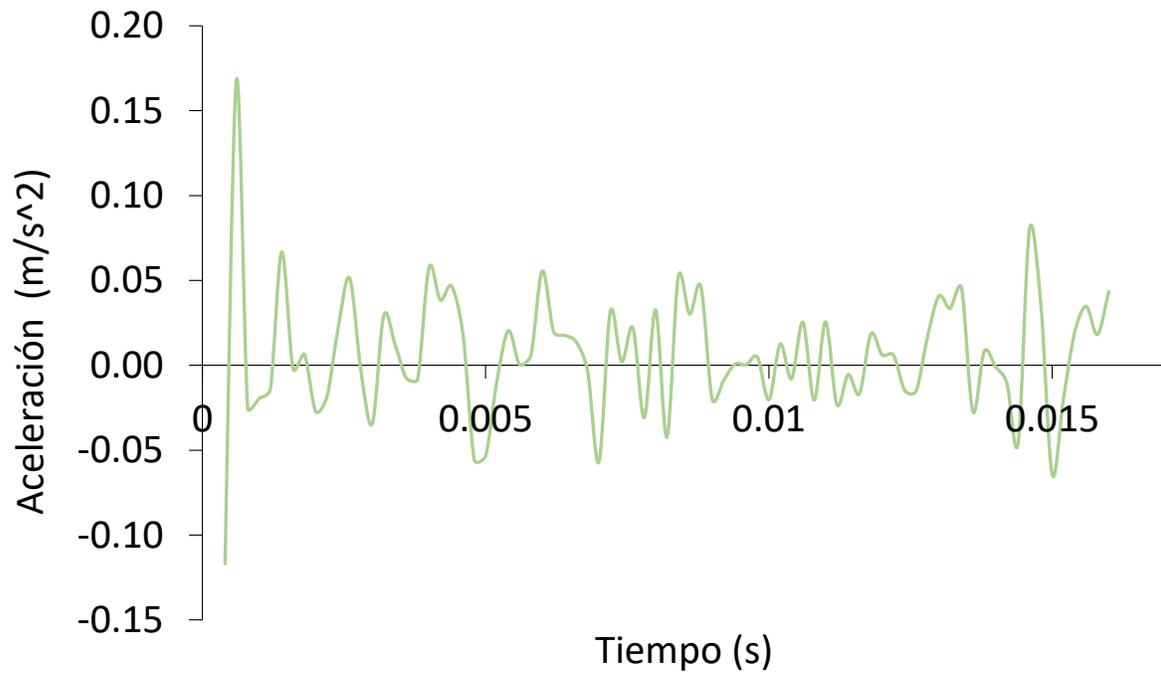


Figura 89. Gráfica tiempo-aceleración probeta B1.

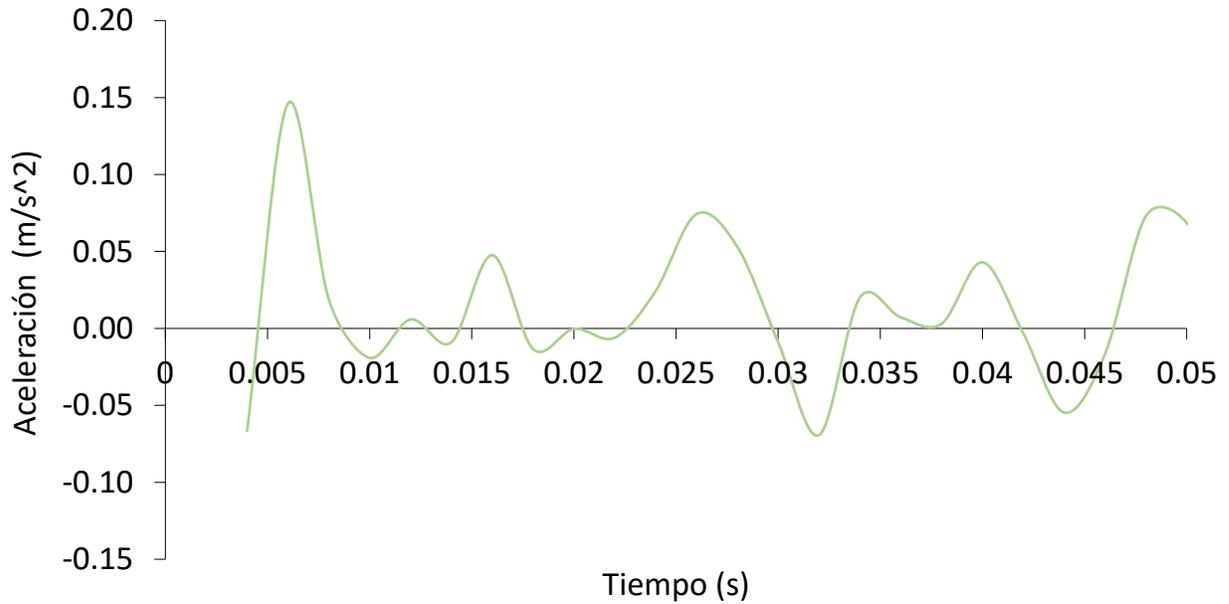


Figura 90. Gráfica tiempo-aceleración probeta B2.

Se observa como la deformación se generó de manera distinta para cada una de las probetas, en la probeta B1 se deformó en la parte inferior o en la zona más próxima a la muesca, mientras que en

la probeta B2 se generó en la parte superior, lo cual se atribuye a posibles imperfecciones en el material que propician la deformación en diferentes extremos.

Para las probetas con la muesca a 20% se muestran los siguientes resultados:

En la Figura 91 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B3 y B4, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 92, obtenida con la cámara de alta velocidad

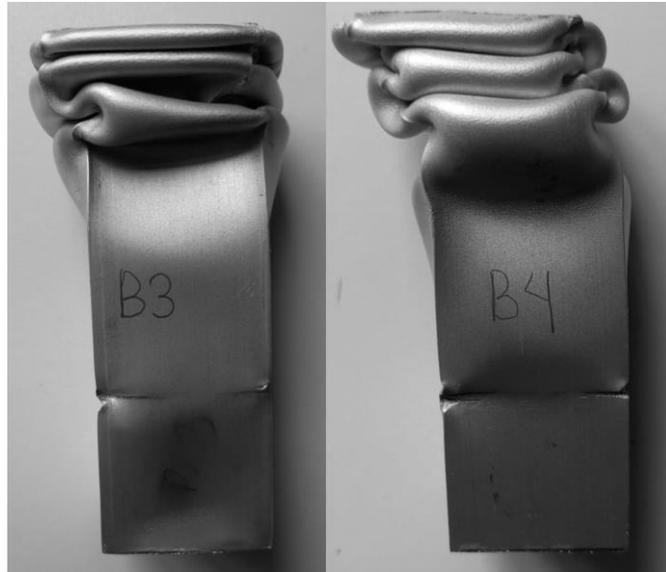


Figura 91. Deformación de las probetas con la muesca a 20% de la longitud total.

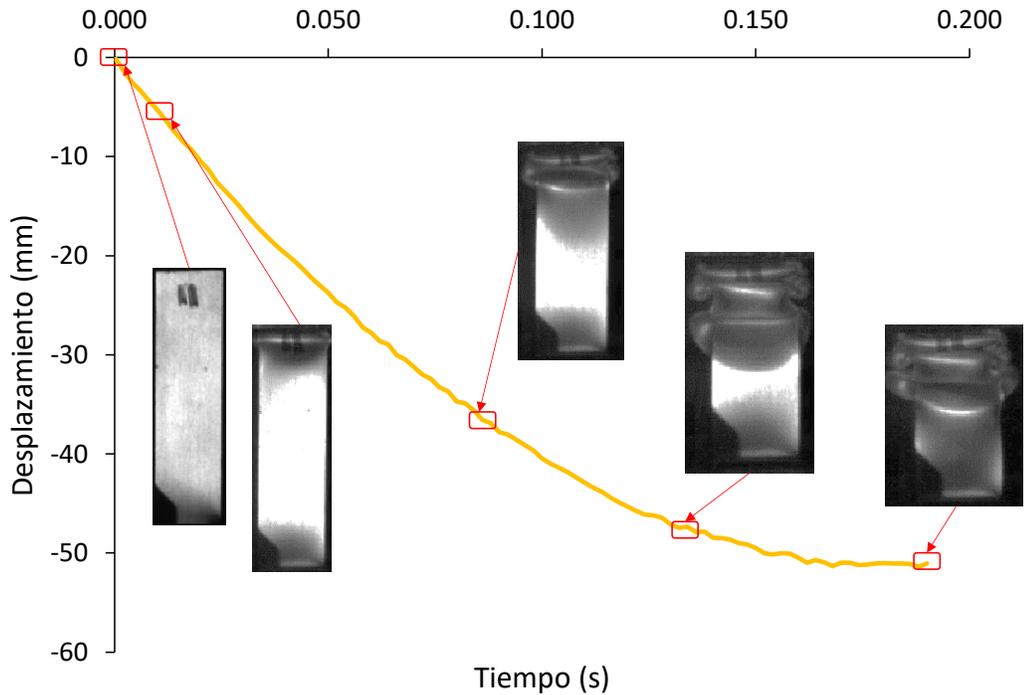


Figura 92. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 20%.

A continuación se muestran las Figuras 93 y 94 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B3 y B4 tomadas con el acelerómetro.

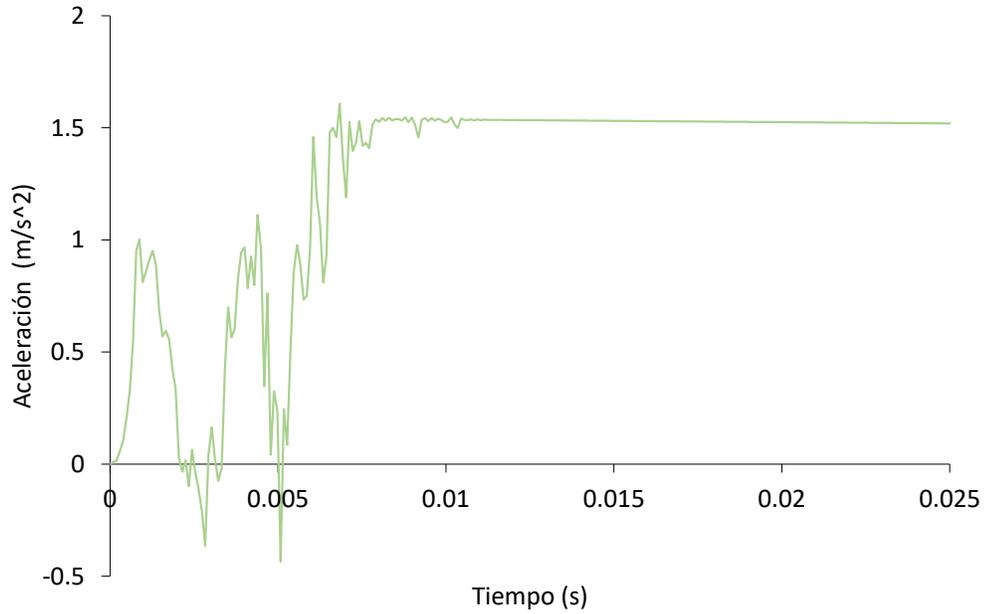


Figura 93. Gráfica tiempo-aceleración probeta B3.

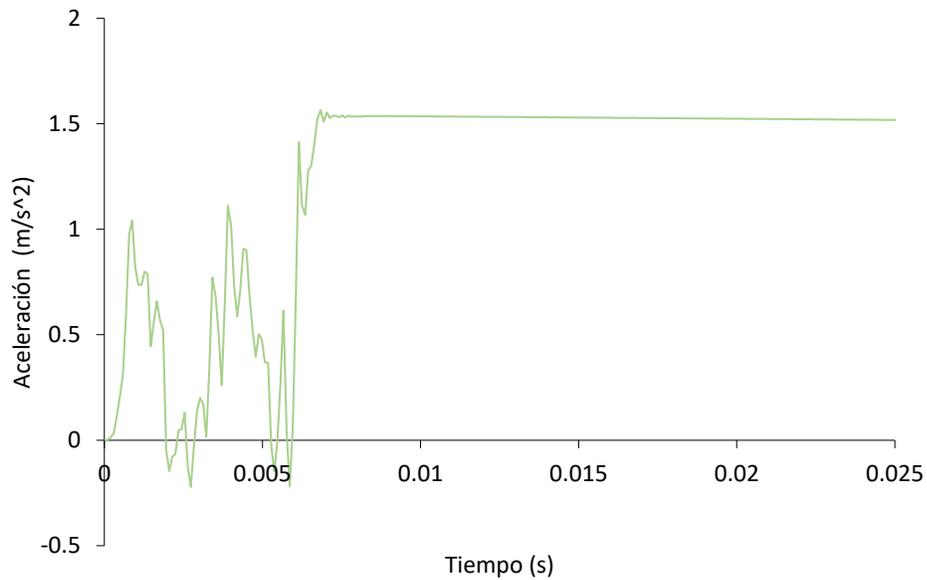


Figura 94. Gráfica tiempo-aceleración probeta B4.

Para la probeta B3 y B4 la deformación ocurrió en el extremo opuesto donde se generaron las muescas, ambas experimentaron aceleraciones máximas entre 1.4 y 1.6 m/s<sup>2</sup>.

Muestras a 30% de la longitud total de la probeta.

En la Figura 95 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B5 y B6, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 96, obtenida con la cámara de alta velocidad



Figura 95. Deformación de las probetas con la muesca a 30% de la longitud total.

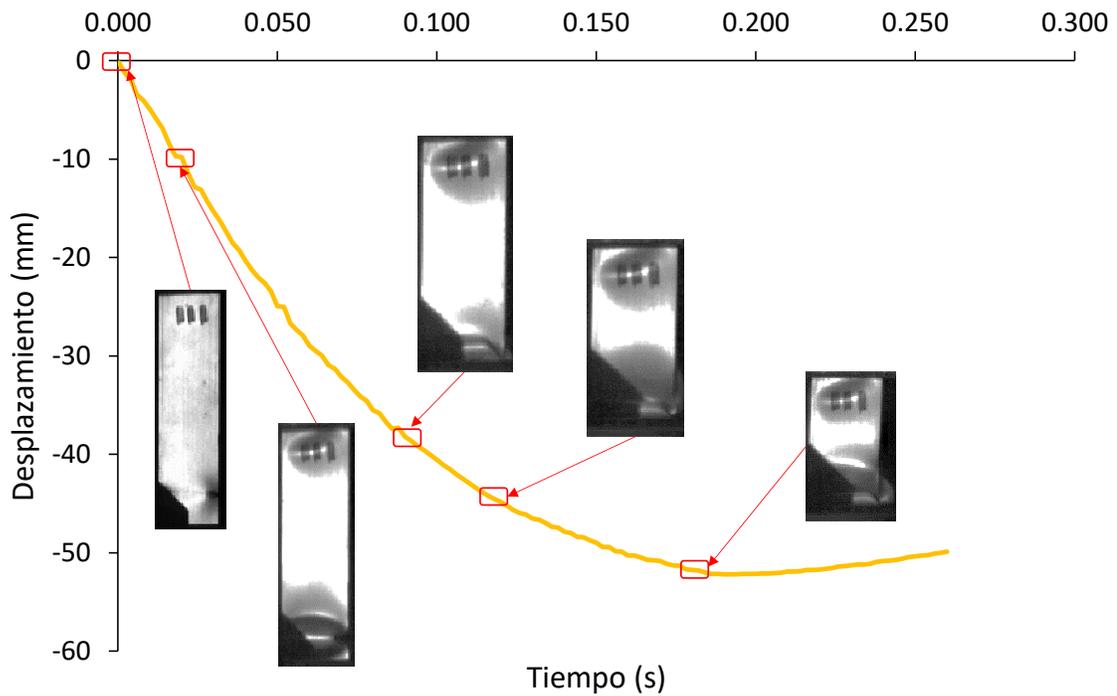


Figura 96. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 30%.

A continuación se muestran las Figuras 97 y 98 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B5 y B6 tomadas con el acelerómetro.

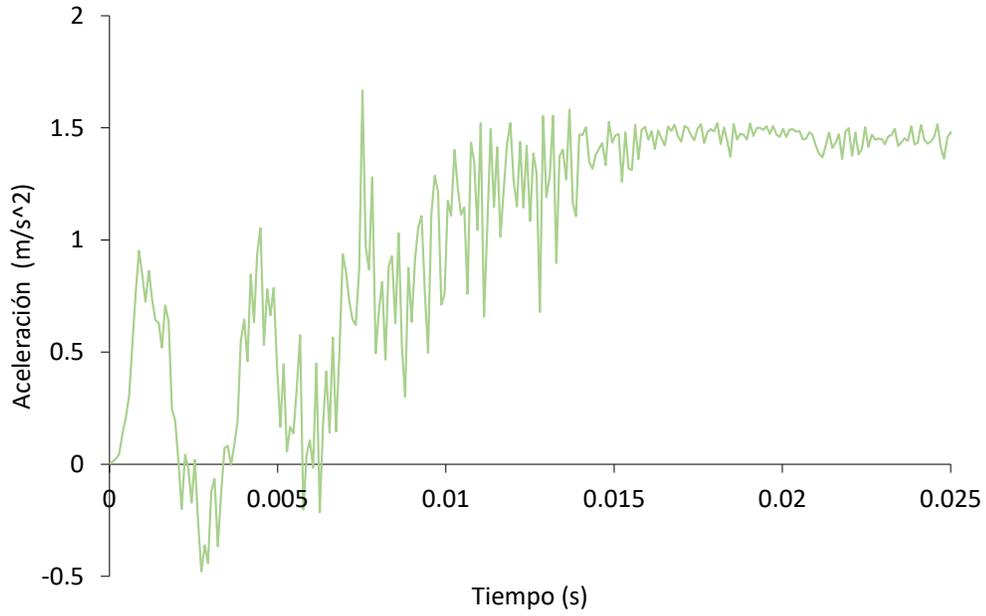


Figura 97. Gráfica tiempo-aceleración probeta B5.

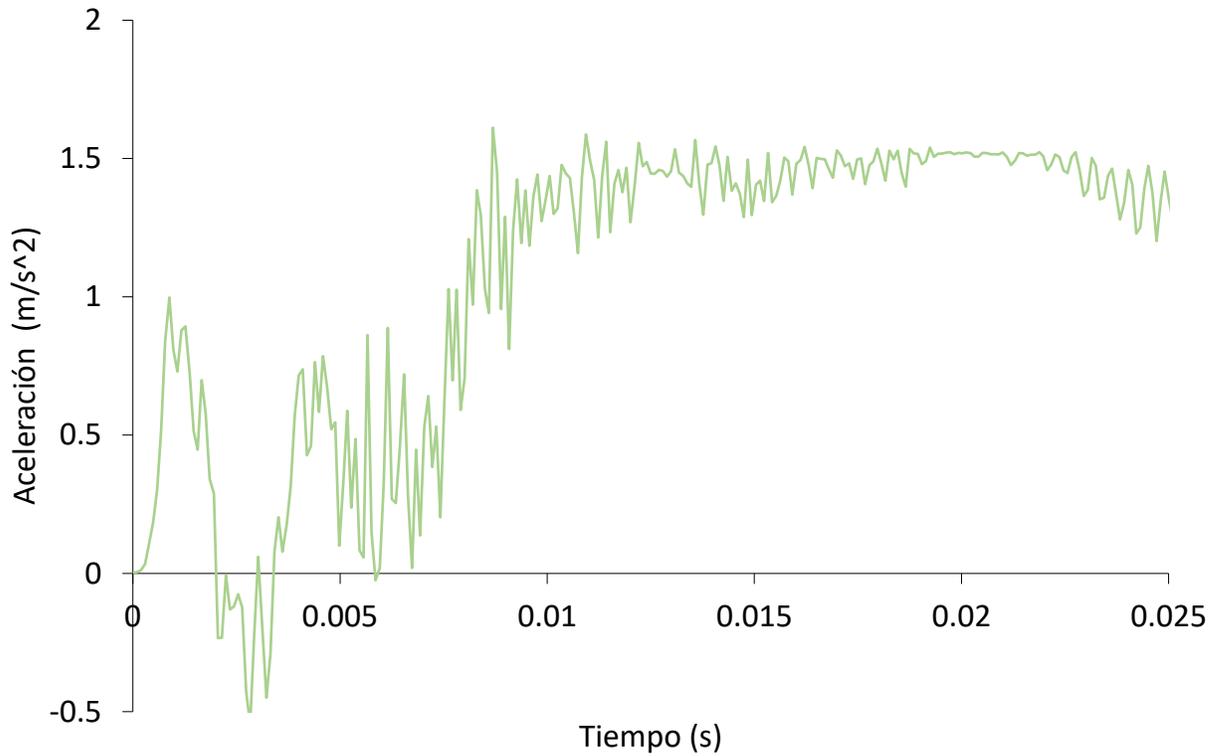


Figura 98. Gráfica tiempo-aceleración probeta B6.

Las deformaciones para la probeta B5 y B6 empezaron en la zona de la muesca propagándose hasta aproximadamente la parte media del tubo, además experimentaron aceleraciones mayores a  $1.6 \text{ m/s}^2$ .

Muecas a 40% de la longitud total de la probeta.

En la Figura 99 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B7 y B8, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 100, obtenida con la cámara de alta velocidad



Figura 99. Deformación de las probetas con la muesca a 40% de la longitud total.

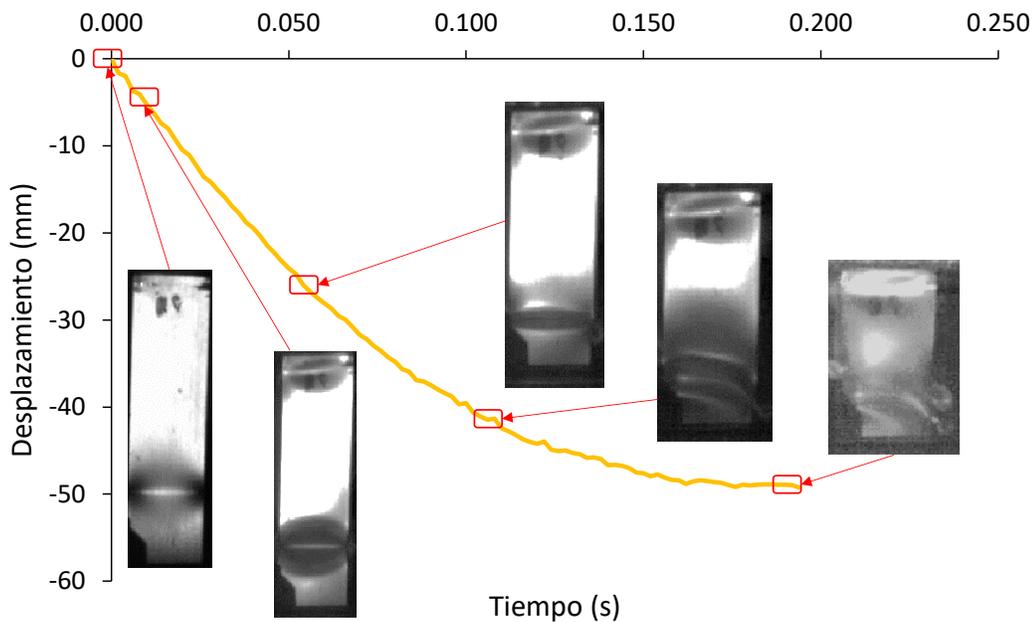


Figura 100. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 40%.

A continuación se muestran las Figuras 101 y 102 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B7 y B8 tomadas con el acelerómetro.

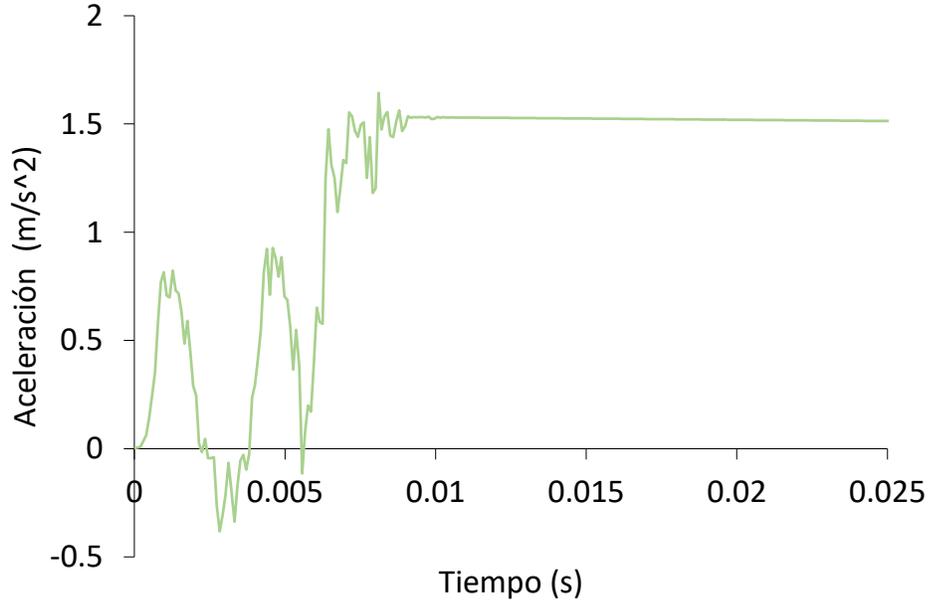


Figura 101. Gráfica tiempo-aceleración probeta B7.

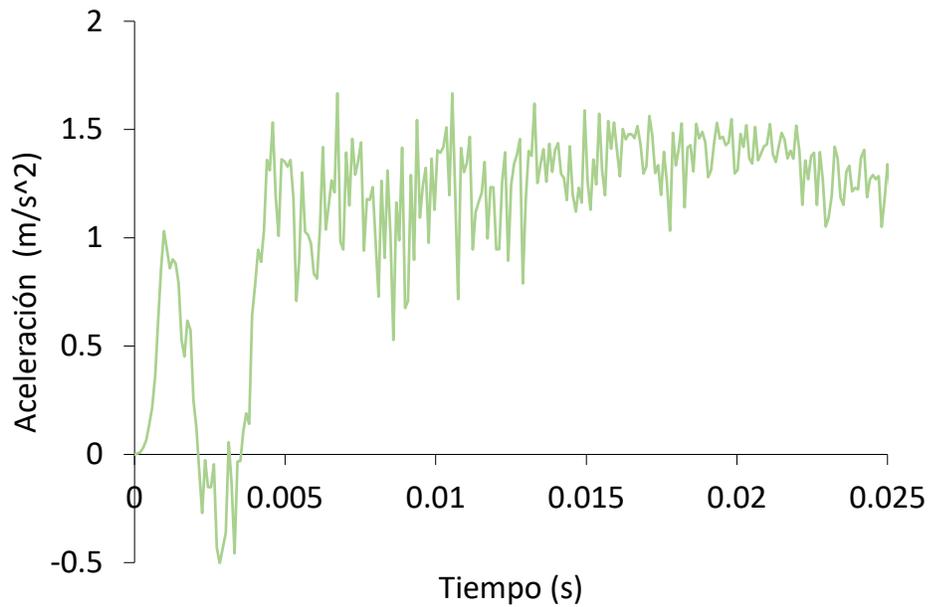


Figura 102. Gráfica tiempo-aceleración probeta B8.

Se puede observar como la deformación empezó en el área de la muesca para las probetas B7 y B8, además se generó una aceleración máxima de 15 y 16 m/s<sup>2</sup> respectivamente.

Muestras a 50% de la longitud total de la probeta

En la Figura 103 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B9 y B10, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 104, obtenida con la cámara de alta velocidad



Figura 103. Deformación de las probetas con la muesca a 50% de la longitud total.

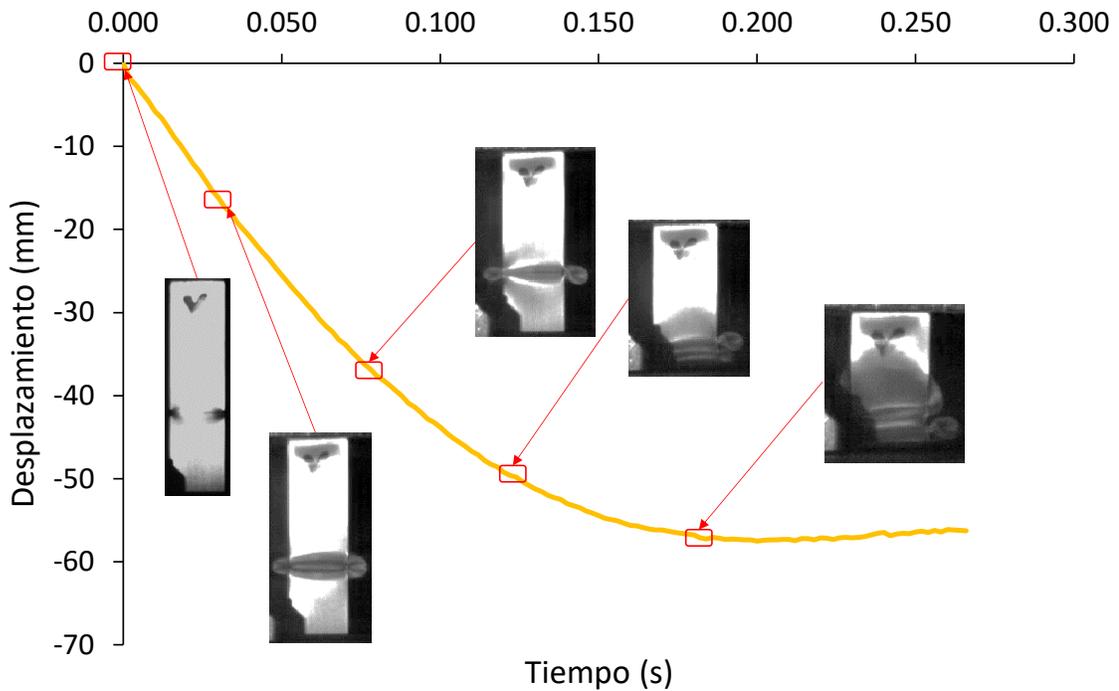


Figura 104. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 50%.

A continuación se muestran las Figuras 105 y 106 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B9 y B10 tomadas con el acelerómetro.

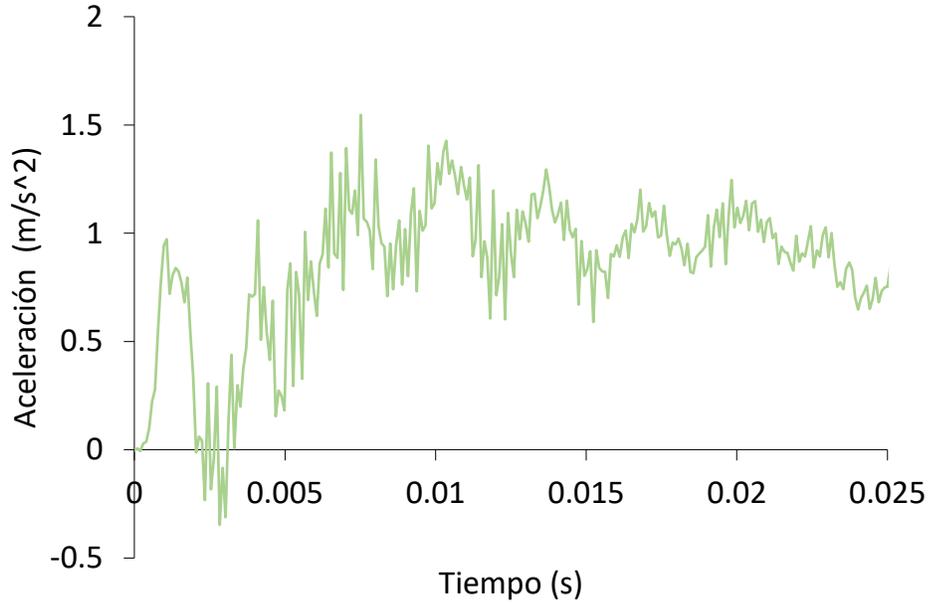


Figura 105. Gráfica tiempo-aceleración probeta B9.

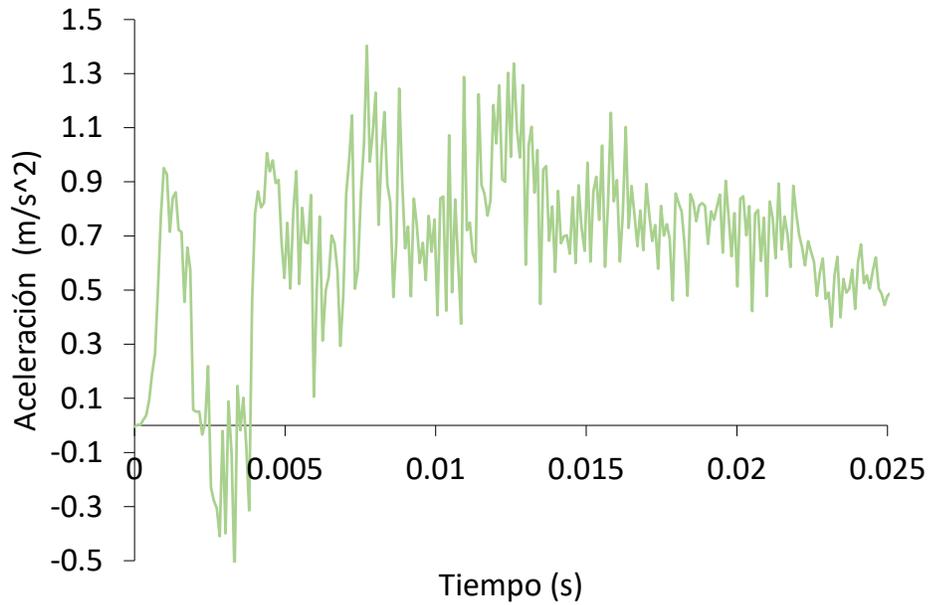


Figura 106. Gráfica tiempo-aceleración probeta B10.

Para las probetas B9 y B10 la deformación ocurrió de manera diferente, para la probeta 9 la deformación comenzó en el área de la muesca y después se propago hacia arriba y para la probeta 10 también comenzó la deformación en el área de la muesca y se propago hacia la parte de abajo, teniendo aceleraciones de 1.5 y 1.4 m/s<sup>2</sup>.

Muecas a 60% de la longitud total de la probeta

En la Figura 107 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B11 y B12, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 108, obtenida con la cámara de alta velocidad.



Figura 107. Deformación de las probetas con la muesca a 60% de la longitud total.

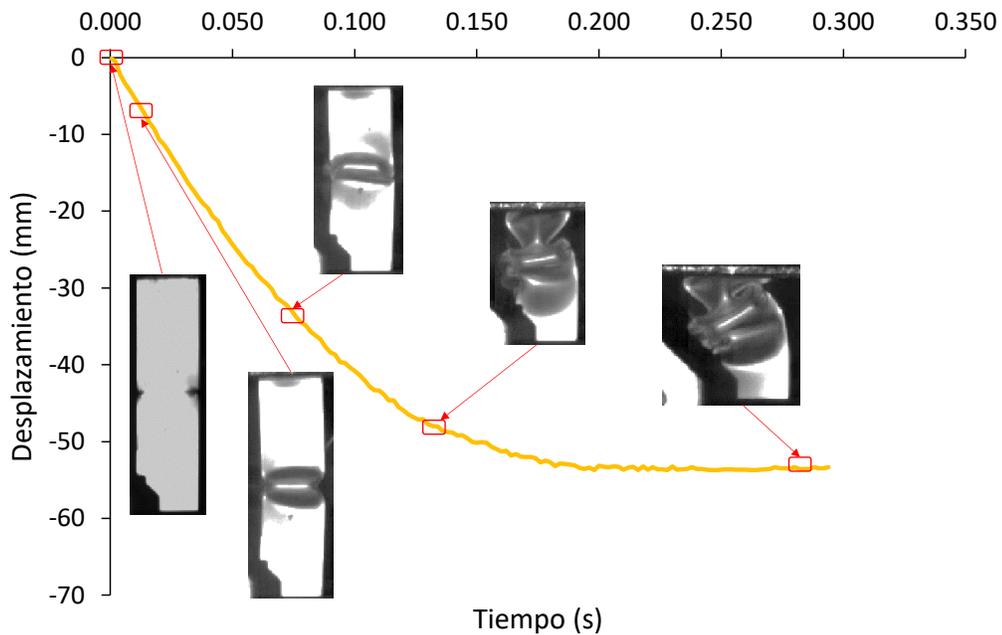


Figura 108. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 60%.

A continuación se muestran las Figuras 109 y 110 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B11 y B12 tomadas con el acelerómetro.

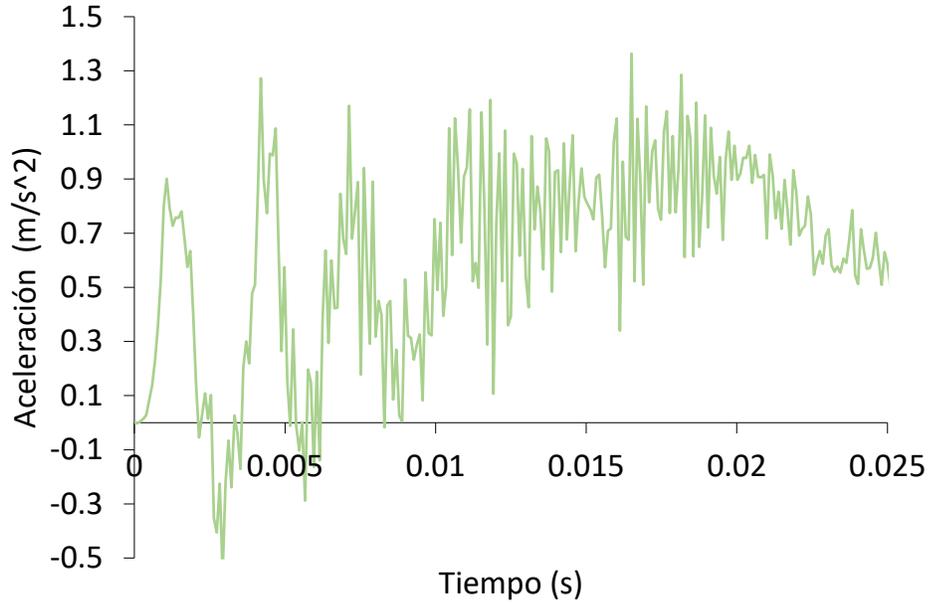


Figura 109. Gráfica tiempo-aceleración probeta B11.

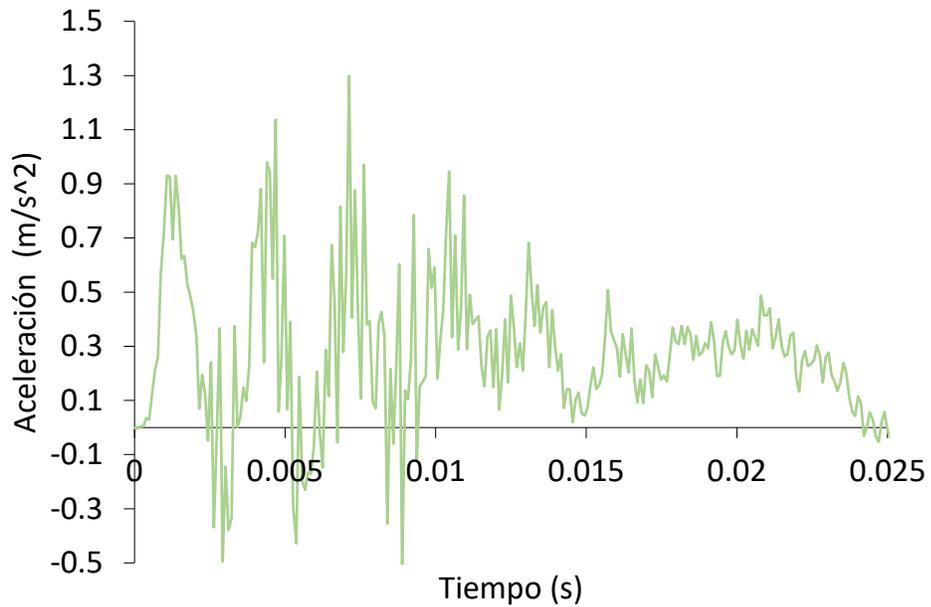


Figura 110. Gráfica tiempo-aceleración probeta B12.

En este caso, la probeta B11 tuvo una deformación menos simétrica, con una aceleración máxima de  $1.4 \text{ m/s}^2$  de y la probeta B12 se deformato de manera más uniforme, esta experimento una aceleración máxima de  $1 \text{ m/s}^2$  aproximadamente.

Muestras a 70% de la longitud total de la probeta

En la Figura 111 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B13 y B14, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 112, obtenida con la cámara de alta velocidad.



Figura 111. Deformación de las probetas con la muesca a 70% de la longitud total.

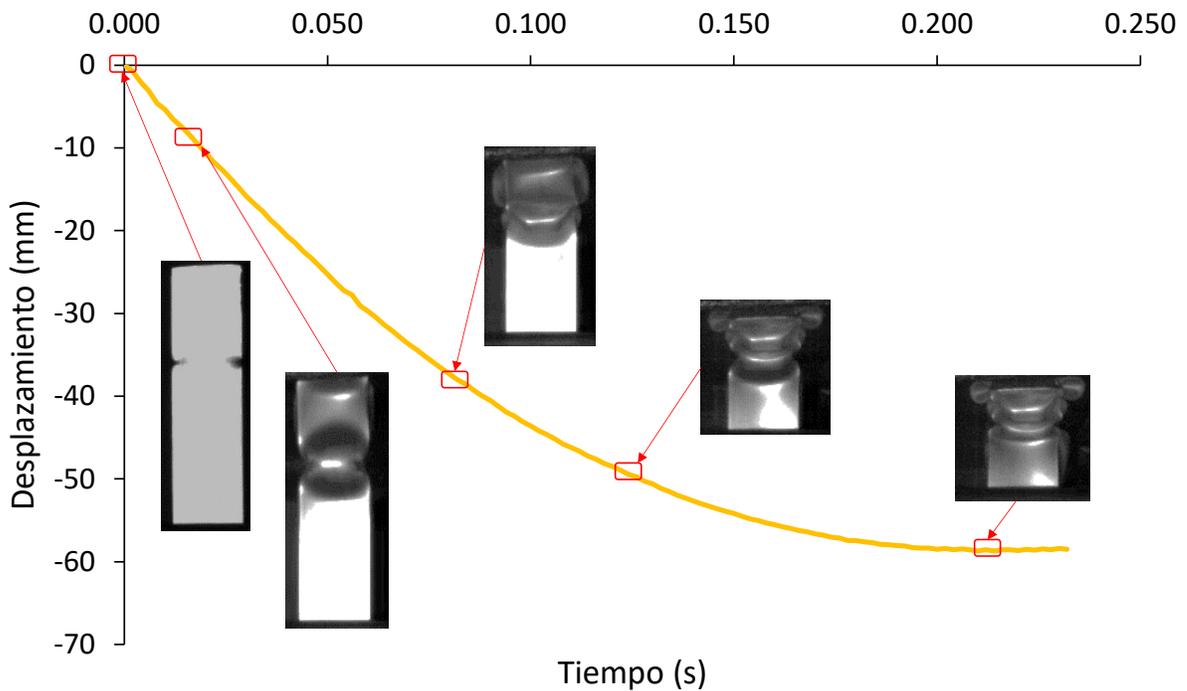


Figura 112. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 70%.

A continuación se muestran las Figuras 113 y 114 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B13 y B14 tomadas con el acelerómetro.

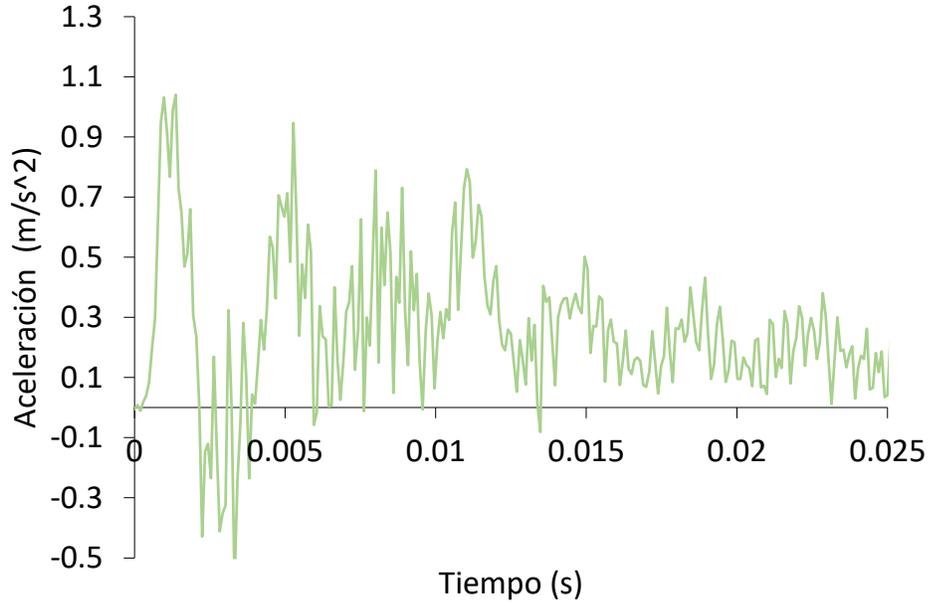


Figura 113. Gráfica tiempo-aceleración probeta B13.

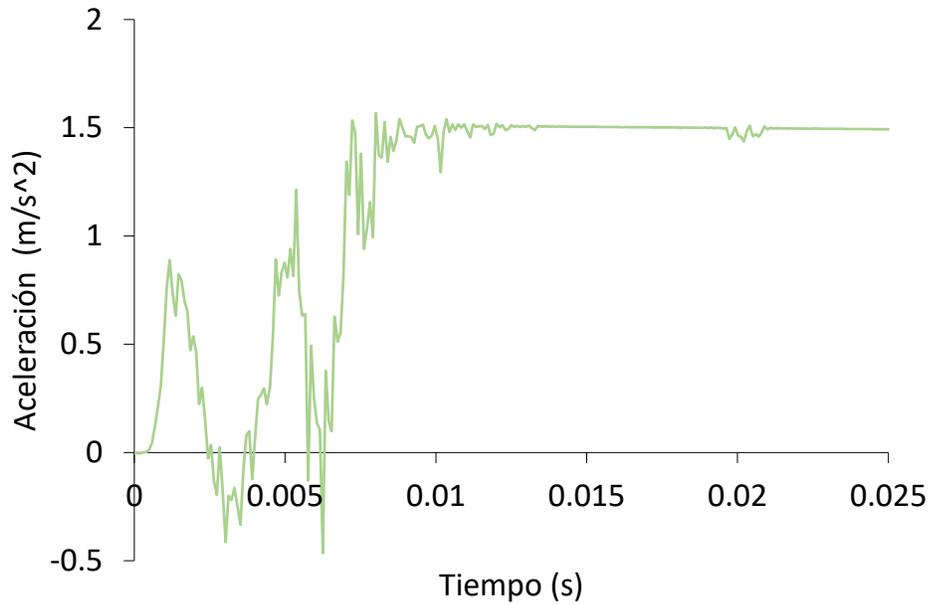


Figura 114. Gráfica tiempo-aceleración probeta B14.

Las probetas B13 y B14 presentaron una deformación más simétrica, generando pliegues, comenzando por el área de la muesca, como se observa en las imágenes, las aceleraciones máximas son de 1 y 1.6 m/s<sup>2</sup> respectivamente.

Muestras a 80% de la longitud total de la probeta

En la Figura 115 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B15 y B16, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 116, obtenida con la cámara de alta velocidad.



Figura 115. Deformación de las probetas con la muesca a 80% de la longitud total.

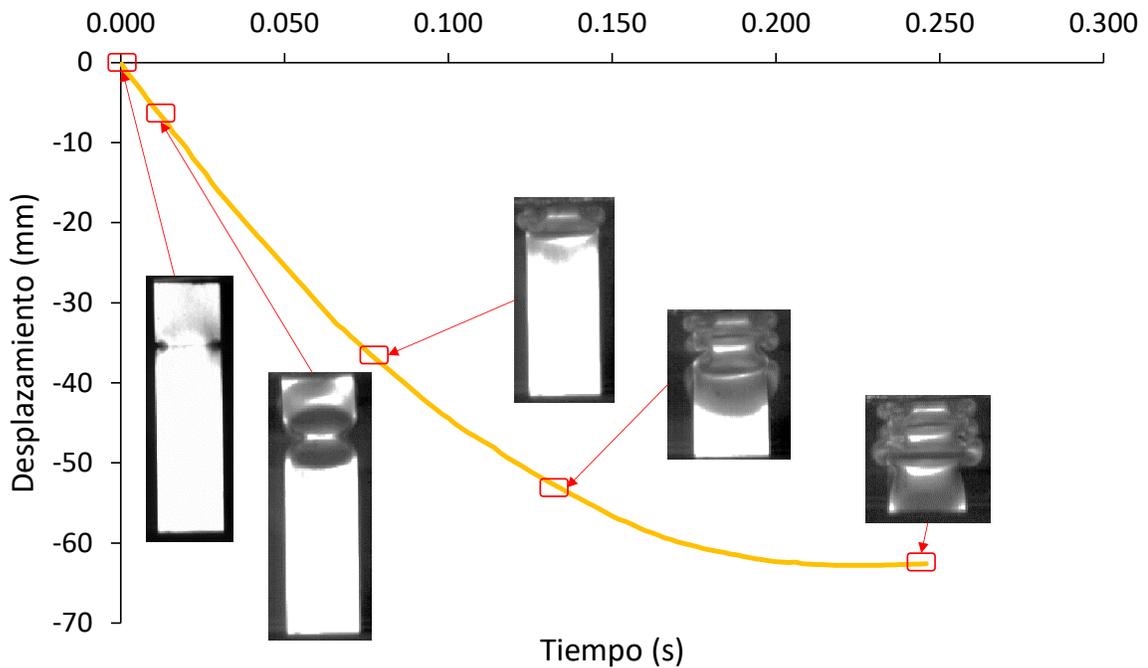


Figura 116. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 80%.

A continuación se muestran las Figuras 117 y 118 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B15 y B16 tomadas con el acelerómetro.

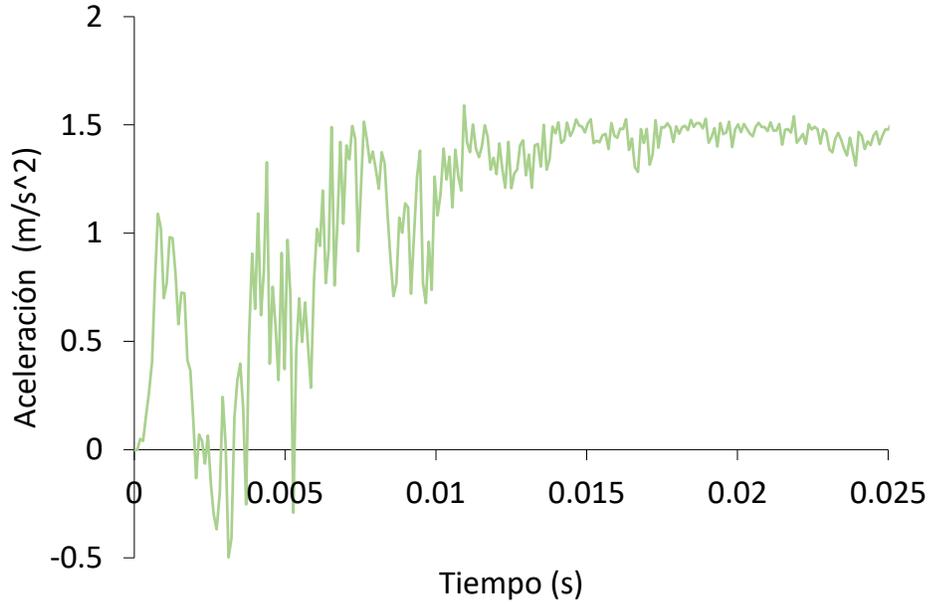


Figura 117. Gráfica tiempo-aceleración probeta B15.

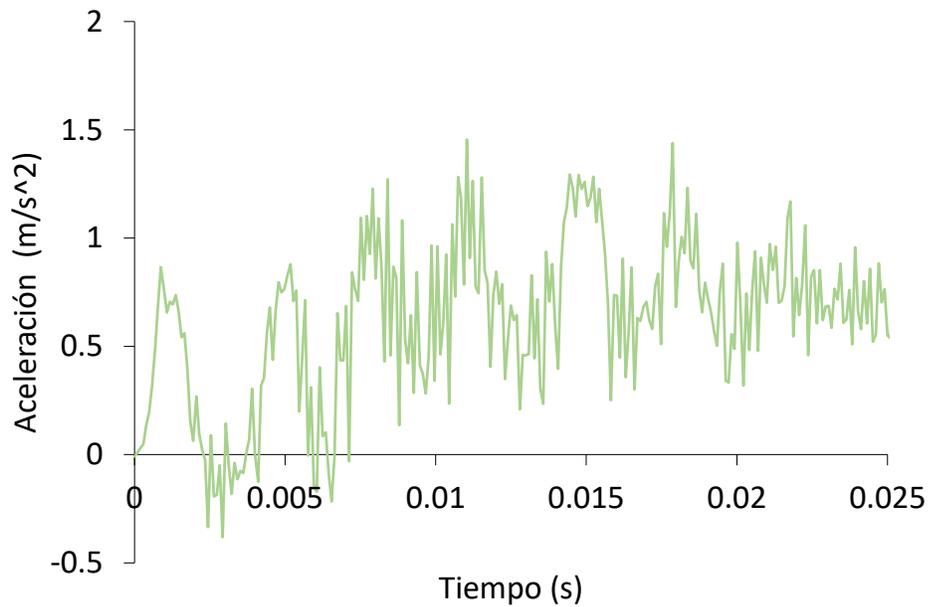


Figura 118. Gráfica tiempo-aceleración probeta B16.

En este caso hubo dos casos distintos, ya que la probeta B15 se deforma en la parte inferior y la zona cerca de la muesca no presenta grandes deformaciones, para la probeta B16 la deformación se generó en la muesca, hasta propagarse por en el extremo superior.

Muestras a 90% de la longitud total de la probeta

En la Figura 119 se puede observar la deformación que sufrieron las probetas B17 y B18, se muestra también la curva tiempo-deformación, Figura 120, obtenida con la cámara de alta velocidad.



Figura 119. Deformación de las probetas con la muesca a 90% de la longitud total.

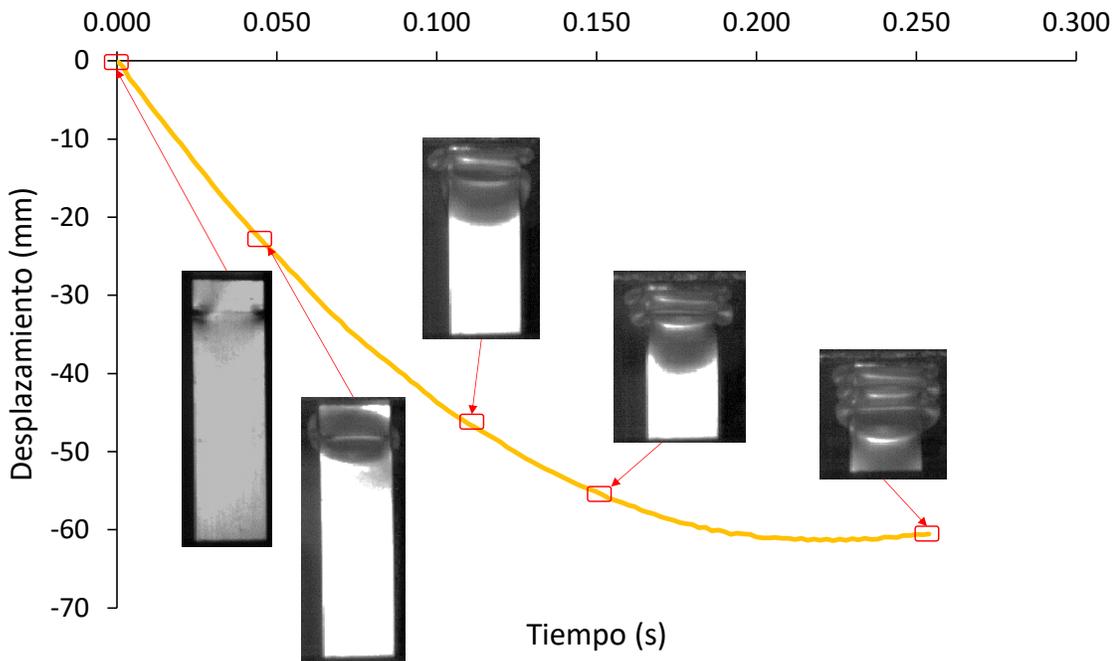


Figura 120. Gráfica tiempo-desplazamiento de la probeta con muesca al 90%.

A continuación, se muestran las Figuras 121 y 122 que representan la aceleración con respecto al tiempo de las probetas B17 y B18 tomadas con el acelerómetro.

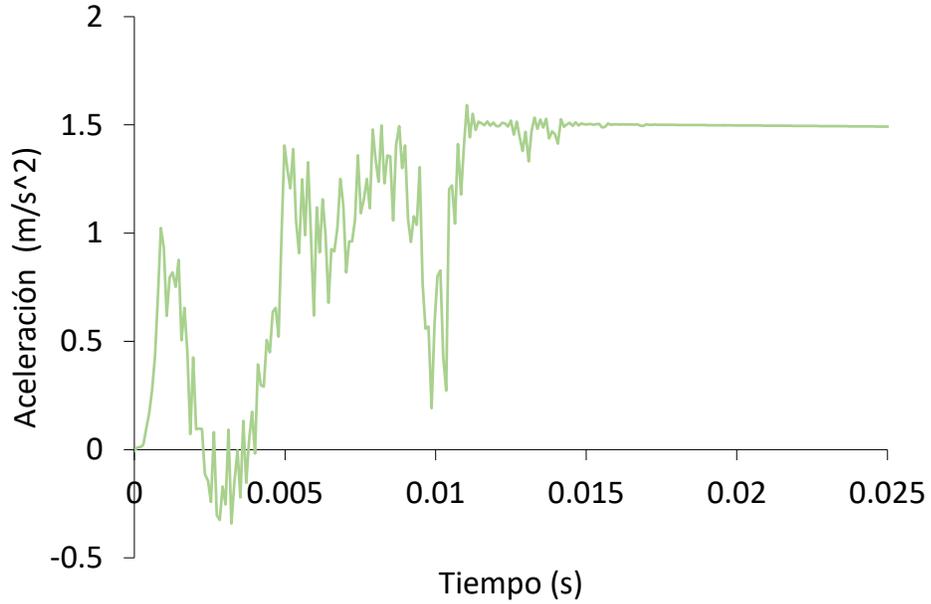


Figura 121. Gráfica tiempo-aceleración probeta B17.

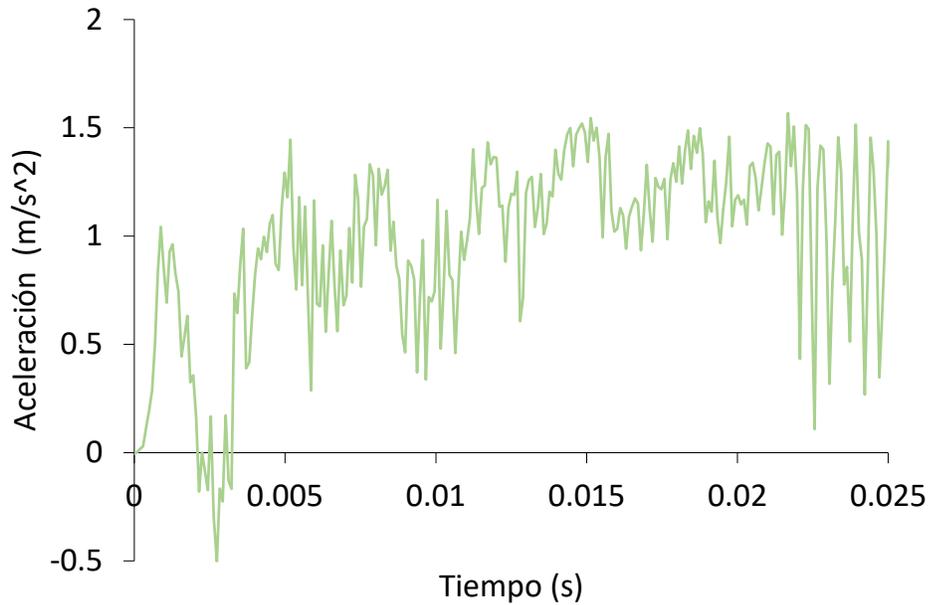


Figura 122. Gráfica tiempo-aceleración probeta B18.

Para las probetas B17 y B18 la deformación fue uniforme, se generaron 3 pliegues y experimentaron aceleraciones máximas de  $1.6 m/s^2$ .

## Conclusiones

Se ha diseñado y fabricado un banco de pruebas para impacto, que permite realizar pruebas bajo diferentes condiciones, con la finalidad de obtener resultados experimentales tales como la deformación y aceleración durante el tiempo que dura el impacto.

Se ha logrado obtener el complejo modo de deformación plástica de la probeta y al agregar un doblez en la caja de impacto se ha mejorado su desempeño dinámico. Lo anterior depende de la distancia donde se encuentre el doblez con respecto al percutor, ya que esto influye en la cantidad de energía absorbida y la fuerza pico que se puede alcanzar al momento del impacto. Se puede concluir que la mejor ubicación del doblez es  $\alpha = 0.7$ , ya que esta configuración exhibe la mayor absorción de energía y una baja fuerza pico en comparación con los diferentes valores de  $\alpha$  y la caja de impacto sin doblez.

A partir de la comparación, de la curva fuerza desplazamiento, entre los resultados experimentales publicados en la literatura y los resultados numéricos obtenidos en este trabajo, se ha podido validar el procedimiento numérico de análisis que se ha realizado para describir el comportamiento dinámico de las probetas propuestas.

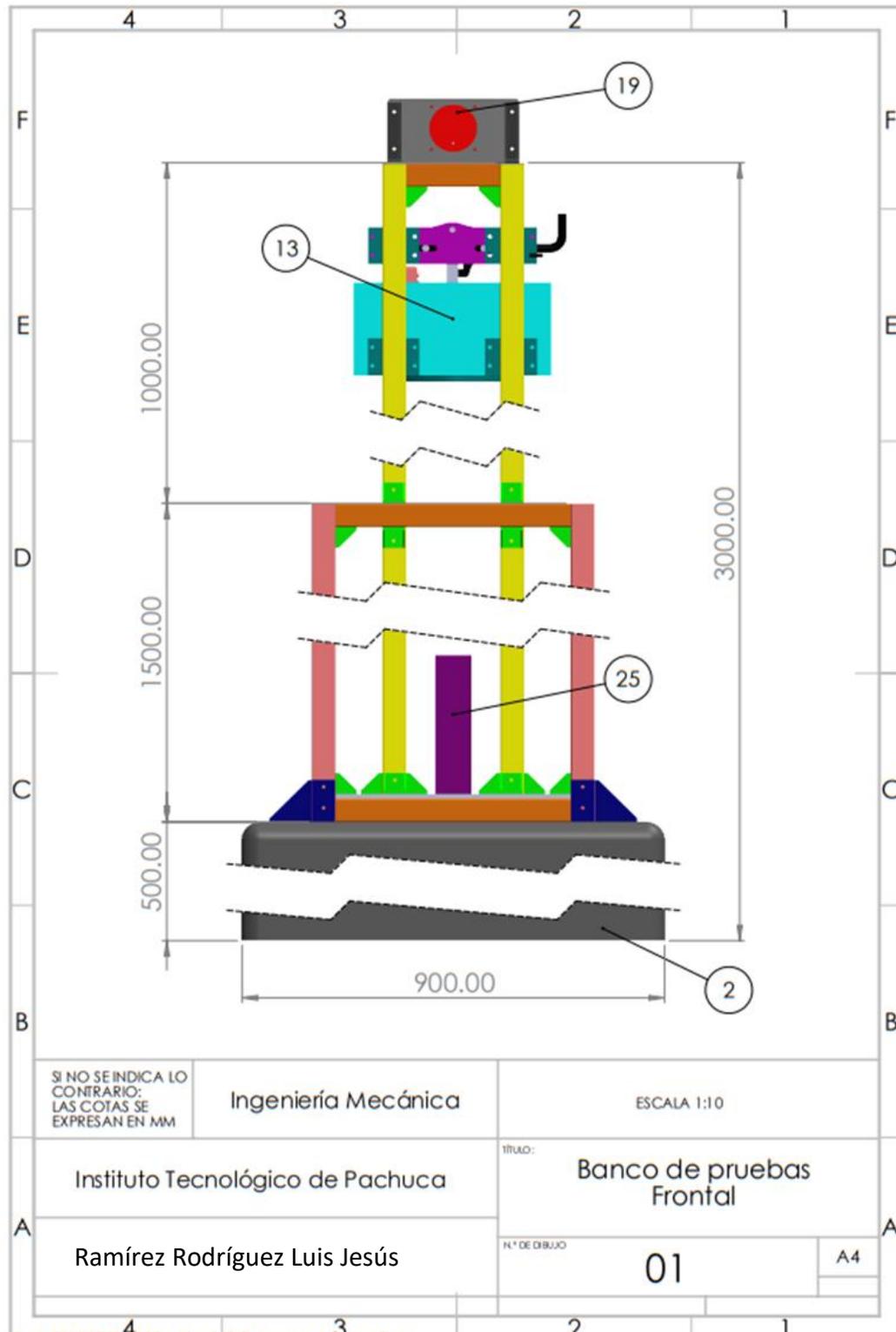
# Referencias

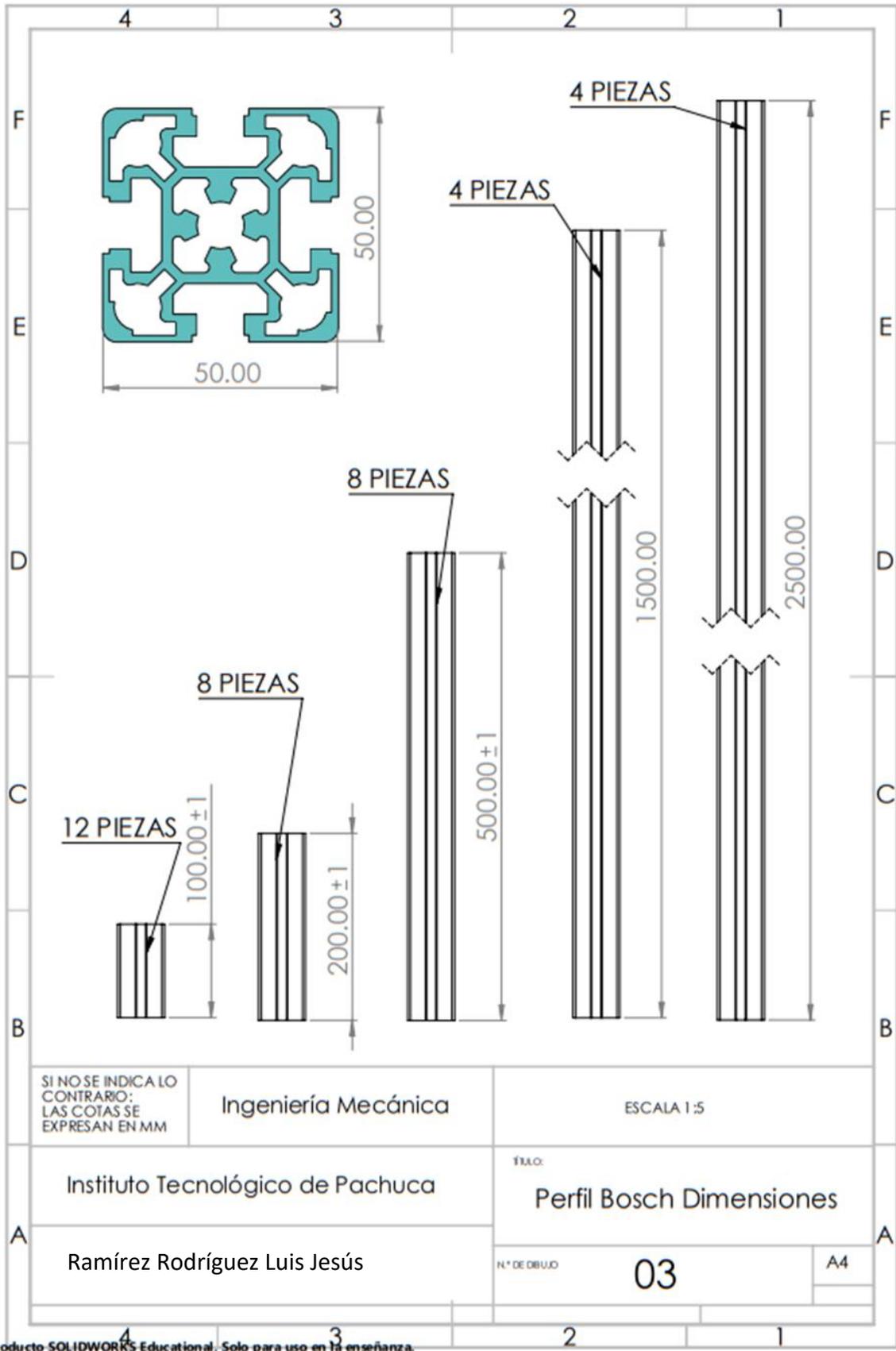
- [1] C. Kohar, «Development of high crush efficient, extrudable aluminium front rails for vehicle lightweighting,» *International Journal of Impact Engineering*, p. 95, 2016.
- [2] J. L. Campos, «Study of a Steel's Energy Absorption System,» *Materials*, pp. 6893-6908, 2015.
- [3] J. Marzbanrad, «A Numerical and experimental study on the crash behavior of the extruded aluminum crash box with elastic support,» *Latin American Journal of Solids and Structures*, pp. 1329-1348, 2014.
- [4] C. Yong-Bum, «A vehicle front frame crash design optimization using hole-type and dent-type crush initiator,» *Thin-Walled Structures*, pp. 415-428, 2006.
- [5] N. Peixinho, «Experimental Study of Impact Energy Absorption in Aluminium Square Tubes with Thermal Triggers,» *Materials Research*, pp. 323-332, 2012.
- [6] Y. Zhang, «Lightweight Design of Automotive Front Side Rail Based on Robust Optimisation,» *Thin-Walled Structures*, p. 45, 2007.
- [7] K. Vinayagar, «Crashworthiness analysis of double section bi-tubular thin-walled structures,» *Thin-Walled Structures*, p. 112, 2017.
- [8] S. Boria, «Experimental and numerical investigations of the impact behaviour of composite frontal crash structures,» *Composites Part B*, p. 79, 2015.
- [9] M. S, «A Review of Energy Absorption of Automotive Bumper Beam,» *International Journal of Applied Engineering*, pp. 238-245, 2017.
- [10] C. Fremgen, «Modeling and testing of energy absorbing lightweight materials and structures for automotive applications,» *Science and Technology of Advanced Materials*, p. 6, 2005.
- [11] M. Quanjin, «Quasi-static crushing response of square hybrid carbon/aramid tube for,» *Materials Today: Proceedings*, 2019.

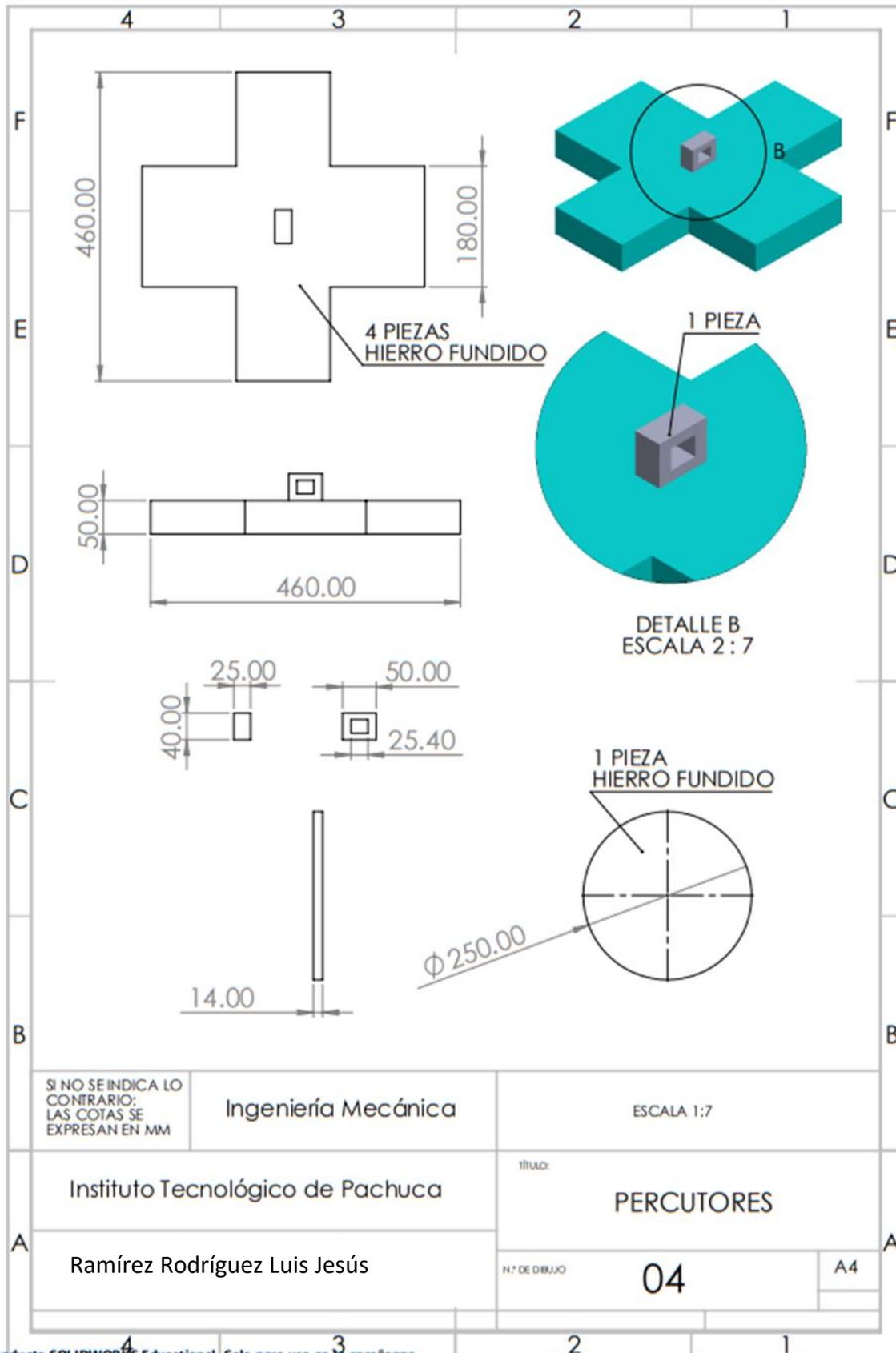
- [12] T. Dirgantara, «Numerical and Experimental Impact Analysis of Square Crash Box,» *Applied Mechanics and Materials*, vol. 393, pp. 447-452, 2013.
- [13] J. M. Gere, *Mecánica de Materiales*, EUA: Cengage Learning, 2009.
- [14] F. P. Beer, *Mecánica de Materiales*, EUA: Mc. Graw Hill, 2012.
- [15] S. Xueguan, «Sensitivity analysis and reliability based design optimization for high-strength steel tailor welded thin-walled structures under crashworthiness,» *Thin-Walled Structures*, p. 132 – 142, 2016.
- [16] P. Young, *The leapfrog method and other symplectic algorithms for integrating Newton's laws of motion*, Physics, 2014.
- [17] F. Harewood, «Comparison of the implicit and explicit finite element methods,» *Computational Materials science*, p. 481–494, 2007.
- [18] Y. Zhou, «Crashworthiness research on S-shaped frontrails made of steel–aluminum hybrid materials,» *Elsevier*, vol. 49, pp. 291-297, 2011.
- [19] B. E. Ramírez-Torres, «Obtención de la capacidad de choque en componentes automotrices,» *Sociedad Mexicana de Ingeniería Mexicana*, 2018.
- [20] R. Urquiza, «Deloitte,» Junio 2020. [En línea]. Available: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/mx/Documents/finance/2020/Perspectiva-Industria-Automotriz-DEconosignal.pdf>.

# ANEXO A

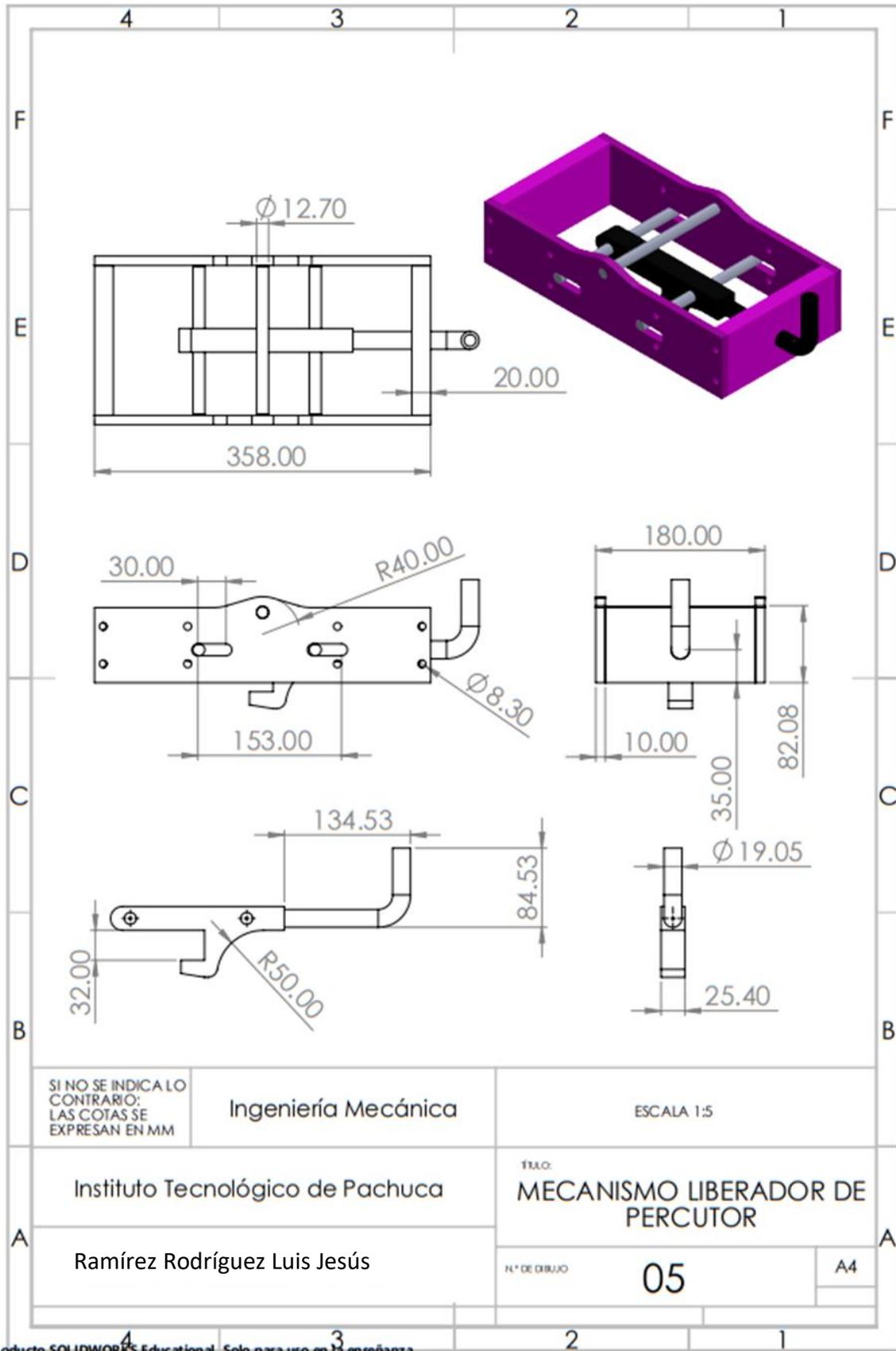
Planos del diseño del banco de pruebas.







Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

# ANEXO B

Constancia del congreso SOMIM XXVII



MEMORIAS DEL XXVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM  
22 al 24 DE SEPTIEMBRE DE 2021 PACHUCA, HIDALGO, MÉXICO

**Tema A1 Diseño:** Análisis para cargas de impacto

## Incremento de la capacidad de choque en una caja de impacto

**Luis J. Ramírez-Rodríguez<sup>a</sup>, Luis M. Palacios-Pineda<sup>a</sup>, Ignacio Ramírez-Vargas<sup>a</sup>, Mario E. Rodríguez-Castillo<sup>a</sup>.**

<sup>a</sup>Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México-Pachuca km 87.5, Pachuca, Hgo. C.P 42080, MÉXICO.  
Autor contacto. palacios@itpachuca.edu.mx

### RESUMEN

En el presente trabajo se estudia el comportamiento de uno de los componentes mecánicos encargados de absorber la mayor cantidad de energía durante un choque automovilístico, llamado caja de impacto (*crashbox*). Para validar el procedimiento numérico realizado en el presente estudio, se utilizaron resultados experimentales del comportamiento de la probeta sin muesca durante el impacto que han sido reportados en la literatura. Se estudia el comportamiento del componente cuando tiene un doblez ubicado a lo largo de la longitud de la caja de impacto. Se analizaron nueve configuraciones diferentes y para cada una de estas se obtuvo la cantidad de energía absorbida, la fuerza pico y la aceleración máxima durante el impacto. A partir de estos resultados se concluye que la configuración de  $\alpha = 0.7$  es la que mejor comportamiento dinámico presenta durante el impacto.

Palabras Clave: Caja de impacto, Capacidad de choque, Análisis explícito.