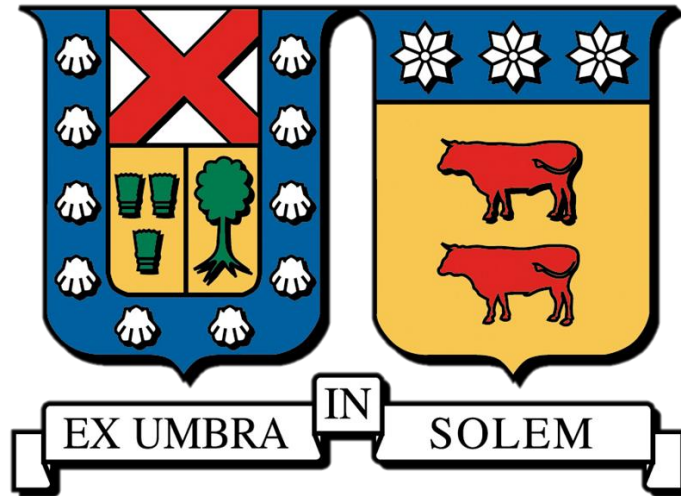


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA  
SANTIAGO-CHILE



“DESARROLLO Y VALIDACIÓN DE METODOLOGÍA NUMÉRICO-  
EXPERIMENTAL PARA ANÁLISIS DE GRANDES DEFORMACIONES EN  
FLEXIÓN”

Bastían Eduardo Huilcal Gálvez

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

Profesor guía: Dr. Danilo Estay Barrientos

Profesor Co-referente: Dr. Mauricio Campillo Canto

Enero 2026



## CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

### 1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción):  Memoria o trabajo de título  Tesis de Postgrado

Título del trabajo: **Desarrollo y validación de metodología numérico-experimental para análisis de grandes deformaciones en flexión**

Nombre del candidato(a): **Bastián Eduardo Huilcal Gálvez**

Carrera / Grado: **Ingeniería Civil Mecánica**

Campus: **San Joaquín**

Departamento: **DIMEC**

### 2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Danilo Estay Barrientos, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

### 3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

6 meses  12 meses  2 años  3 años  5 años  10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

---

---

---

### 4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: **20 de enero de 2026**

Firma: 

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: **20 de enero de 2026**

Firma: 

*Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.*

## Agradecimientos

*Quiero dedicar estas palabras con gran gratitud para aquellas personas que me impulsaron y fueron fundamentales a lo largo de mi carrera. A pesar de todas las caídas que tuviera y pensara en rendirme, fueron un motor para poder seguir adelante y demostrarme que soy capaz. En primer lugar, quiero agradecer enormemente a mi perrito Tomy, quien me acompañó a lo largo de toda la carrera, fue un apoyo fundamental, gracias por todos los paseos para poder despejarme, la felicidad que me diste me impulso en varios aspectos, a pesar de que no estes físicamente, sé que estarás feliz por mí donde estés. A mis padres por educarme de la mejor manera posible y exigirme más allá de lo que yo creía posible, su motivación hacía que adquiriera más conocimientos fue un aspecto fundamental para mí. A mi hermana Mika, con quién siempre podía contar para despejarme en su pieza con risas y burlas entre nosotros. A mi compañera de vida Catalina, todos estos años fuiste una fuente de admiración y motivación para saber que podría lograrlo, gracias por darme fuerzas aun cuando no había ganas de más, todas esas idas y vueltas a la universidad eran una rato agradable y divertido a tu lado, sin dudas lo mejor que me dejo la universidad. A mi abuela María, quién siempre apoyo mi educación y me daba la bienvenida en su hogar para cuidarme. A todos mis tíos por apoyarme constantemente y motivarme siempre a seguir y darme palabras cuando correspondía, en especial a mi tía Vannia quien, a pesar de no estar físicamente, sé que esta tremendamente orgullosa de mí. A mis amigos mecánicos con los que tuve el placer de convivir, por la buena disposición y responsabilidad para hacer trabajos.*

*Gracias a los distintos docentes que conocí a lo largo de la carrera, es admirable la cantidad de conocimiento que poseen, es una fuente de motivación para seguir buscando conocimiento constantemente, además de la buena disposición para compartirlo.*

## Resumen

Los mecanismos flexibles constituyen una alternativa innovadora a mecanismos convencionales al transmitir movimiento mediante deformación elástica, ofreciendo ventajas en precisión, durabilidad y miniaturización. Su análisis numérico requiere formulaciones de grandes deformaciones que capturen no linealidades geométricas. Este trabajo evaluó la efectividad de diferentes métodos de simulación disponibles en ANSYS para el análisis de grandes deformaciones mediante validación experimental con correlación digital de imágenes (DIC).

La metodología integró simulación numérica empleando Static Structural y Explicit Dynamics, y validación experimental mediante ensayos de flexión en tres puntos con DIC 2D. Se evaluaron tres geometrías distintivas (probetas de acero MN65 y acero de ballesta automotriz Fiat126 en configuraciones recta y curva), alcanzando deflexiones del 6-10% de la luz total.

Los resultados demostraron que ambas formulaciones predicen con precisión aceptable las deflexiones verticales (errores 3-8% para Explicit Dynamics, 19-33% para Static Structural en configuraciones óptimas;  $R^2 > 0.96$ ), siendo Explicit Dynamics consistentemente superior para todas las geometrías evaluadas. En geometrías complejas, Explicit Dynamics alcanzó el error mínimo del estudio (3.79% versus 19.21% de Static Structural). Se estableció que la representación de las condiciones de contorno es el factor dominante sobre la densidad de mallado.

La comparación entre formulaciones de grandes y pequeñas deformaciones reveló que, mientras las deflexiones verticales muestran diferencias marginales (<2% en error), los desplazamientos horizontales experimentan degradación severa con incrementos de error superiores al 100% al desactivar Large Deflection, validando experimentalmente la necesidad de formulaciones no lineales para análisis de trayectorias completas. El protocolo metodológico desarrollado, que incluye caracterización del límite de detección del sistema de medición, estudios paramétricos de optimización de configuraciones, y estrategias de comparación cuantitativa mediante extracción de datos en fibra central, proporciona bases sólidas para el diseño y análisis de mecanismo flexibles. Las recomendaciones establecidas priorizan optimización de condiciones de contorno sobre refinamiento de malla, sugieren Explicit Dynamics como formulación preferida para análisis de grandes deformaciones, y contribuyen al desarrollo de metodologías confiables para aplicaciones en mecanismos flexibles de alta precisión.

## Abstract

Compliant mechanisms offer an innovative alternative to conventional mechanisms by transmitting motion through elastic deformation instead of rigid joints, providing advantages in precision, durability, and miniaturization. Their numerical analysis requires large deformation formulations to capture geometric nonlinearities. This work evaluated the effectiveness of different simulation methods available in ANSYS for large deformation analysis through experimental validation using Digital Image Correlation (DIC).

The methodology integrated numerical simulation employing Static Structural and Explicit Dynamics, and experimental validation through three-point bending tests with 2D DIC. Three distinct geometries were evaluated: steel specimens (MN65 steel and automotive leaf spring steel Fiat126 in straight and curved configurations), reaching deflections of 6–10% of the total span.

The results demonstrated that both formulations predict vertical deflections with acceptable accuracy (errors 3–8% for Explicit Dynamics, 19–33% for Static Structural in optimal configurations;  $R^2 > 0.96$ ). Explicit Dynamics proved consistently superior for all geometries evaluated. In complex geometries, Explicit Dynamics achieved the study's minimum error (3.79% versus 19.21% for Static Structural). The representation of boundary conditions was established as the dominant factor over mesh density.

The comparison between large and small deformation formulations revealed that while vertical deflections showed marginal differences (<2% in error), horizontal displacements experienced severe degradation with error increases exceeding 100% upon deactivating the Large Deflection option, experimentally validating the necessity of nonlinear formulations for full trajectory analysis. The developed methodological protocol, which includes characterization of the measurement system's detection limit, parametric studies for configuration optimization, and quantitative comparison strategies using data extraction at the central fiber, provides solid bases for the design and analysis of compliant mechanisms. The established recommendations prioritize optimization of boundary conditions over mesh refinement, suggest Explicit Dynamics as the preferred formulation for large deformation analysis, and contribute to the development of reliable methodologies for high-precision compliant mechanism applications.

## Glosario

**ANSYS:** Software de simulación por elementos finitos ampliamente utilizado en ingeniería para análisis estructural, térmico, de fluidos y electromagnético. En este trabajo se emplea específicamente para análisis de grandes deformaciones mediante los módulos Static Structural y Explicit Dynamics.

**Mecanismos flexibles:** Mecanismo que transmite movimiento o fuerza mediante la deformación elástica del propio material en lugar de utilizar articulaciones rígidas, bisagras u otras uniones móviles tradicionales. Generalmente fabricado en una sola pieza o con ensambles mínimos.

**Correlación Digital de Imágenes (DIC):** Técnica óptica no invasiva que permite medir campos completos de desplazamiento y deformación mediante el seguimiento de patrones únicos en la superficie de especímenes a través de algoritmos de correlación de imágenes. En este trabajo se implementa en configuración 2D.

**Deflexión:** Desplazamiento lineal de un punto de una estructura desde su posición original bajo la acción de cargas aplicadas. En flexión de vigas, típicamente se refiere al desplazamiento vertical máximo en el centro de la luz.

**DIC 2D:** Configuración bidimensional de correlación digital de imágenes que emplea una única cámara para medir desplazamientos en el plano de la superficie analizada.

**Ensayo de Flexión en Tres Puntos:** Configuración experimental donde una probeta se apoya en dos puntos y se aplica carga en el punto medio, generando un estado de flexión pura en la región central.

**Error Medio Absoluto (MAE):** Métrica estadística que cuantifica la magnitud promedio de errores entre valores predichos y medidos, calculada como la media de las diferencias absolutas punto a punto. Expresada en las mismas unidades que la variable analizada.

**Explicit Dynamics:** Módulo de ANSYS que emplea formulación numérica explícita para resolver problemas dinámicos y cuasi-estáticos. Particularmente robusto para análisis de grandes deformaciones y no linealidades severas.

**Formulación de Grandes Deformaciones:** Marco matemático que considera desplazamientos y rotaciones finitas, incorporando términos no lineales en las ecuaciones de equilibrio para capturar correctamente el comportamiento estructural cuando las deformaciones exceden aproximadamente el 5-10% de la dimensión característica.

**Formulación Lagrangiana:** Descripción del movimiento de un continuo donde las variables se expresan respecto a la configuración de referencia (total Lagrangiana) o respecto a la configuración actualizada en cada incremento (actualizada Lagrangiana).

Grandes Deformaciones: Régimen de comportamiento estructural caracterizado por desplazamientos, rotaciones o deformaciones unitarias que no pueden considerarse infinitesimales, requiriendo formulaciones no lineales que actualicen la geometría durante el análisis.

Large Deflection: Opción en ANSYS que activa la formulación de grandes deformaciones, habilitando la consideración de términos no lineales geométricos en el análisis estructural.

Límite de Detección (LOD): Valor mínimo de una variable que puede medirse confiablemente con un sistema de medición dado. Convencionalmente definido como tres veces la desviación estándar del ruido ( $LOD = 3\sigma$ ).

Luz: Distancia entre apoyos en un ensayo de flexión. Parámetro fundamental que determina la relación deflexión-luz ( $\delta/L$ ) utilizada como criterio para identificar grandes deformaciones.

MAE: Ver Error Medio Absoluto.

MEMS: Sistemas Microelectromecánicos (Micro-Electro-Mechanical Systems). Dispositivos que integran componentes mecánicos y electrónicos a escala micrométrica.

Método de Elementos Finitos (FEM): Técnica numérica que discretiza un dominio continuo en elementos de geometría simple, permitiendo aproximar soluciones a problemas de ecuaciones diferenciales parciales. Base computacional de ANSYS y software similar.

No Linealidad Geométrica: Comportamiento estructural donde la relación entre cargas y desplazamientos no es lineal debido a cambios significativos en la geometría durante la deformación, incluso si el material mantiene comportamiento elástico lineal.

Path: Trayectoria unidimensional definida en ANSYS a lo largo de la cual se extraen valores de variables de campo (desplazamientos, deformaciones, esfuerzos) para análisis cuantitativo. En este trabajo se emplea típicamente a lo largo de la fibra central de las probetas.

Coefficiente de Determinación ( $R^2$ ): Métrica estadística que cuantifica la proporción de varianza en los datos experimentales que es explicada por el modelo predictivo. Valores cercanos a 1 indican excelente correlación; valores cercanos a 0 indican ausencia de correlación.

Relación Señal-Ruido (SNR): Razón entre la magnitud de la señal medida y la desviación estándar del ruido. Indicador de confiabilidad de mediciones:  $SNR > 10$  es óptimo,  $SNR 3-10$  es aceptable,  $SNR < 3$  indica mediciones dominadas por ruido.

Rigidez Geométrica: Componente de la matriz de rigidez en análisis no lineal que resulta de la cinemática no lineal y la dependencia del equilibrio respecto a la configuración actual. Responsable del comportamiento globalmente no lineal incluso en materiales lineales elásticos.

Ruido: Variabilidad aleatoria observada en mediciones en ausencia de deformación real. En DIC, resulta de la combinación de ruido electrónico del sensor, cuantización digital, fluctuaciones de iluminación y vibraciones ambientales.

SOLID186: Elemento finito hexaédrico de 20 nodos implementado en ANSYS. Elemento de segundo orden apropiado para capturar distribuciones complejas de esfuerzos y deformaciones.

SOLID187: Elemento finito tetraédrico de 10 nodos implementado en ANSYS. Elemento de segundo orden que ofrece flexibilidad para mallar geometrías complejas.

Static Structural: Módulo de ANSYS que emplea formulación numérica implícita para resolver problemas de análisis estructural estático y cuasi-estático. Método estándar para análisis lineales y no lineales moderados.

Substeps: Subdivisiones incrementales del proceso de carga en análisis no lineal. Permiten actualización progresiva de la configuración geométrica y mejoran convergencia en problemas con no linealidades severas.

Tensor de Green-Lagrange: Medida de deformación finita que incorpora términos cuadráticos en los gradientes de desplazamiento, permitiendo capturar correctamente rotaciones finitas mientras mantiene validez bajo hipótesis de elasticidad lineal.

Validación Experimental: Proceso de comparación sistemática entre predicciones numéricas y mediciones experimentales para establecer la precisión y confiabilidad de modelos computacionales.

ZEISS Correlation: Software comercial especializado en análisis de correlación digital de imágenes. Empleado en este trabajo por su capacidad de exportación directa de datos en formato CSV.

# Índice

Resumen .....	III
Abstract.....	IV
Glosario .....	V
Introducción.....	XVI
Objetivos.....	XVIII
1 Capítulo 1. Estado del Arte.....	1
1.1 Mecanismos flexibles .....	1
1.1.1 Características principales .....	1
1.1.2 Aplicaciones en ingeniería.....	1
1.2 Grandes Deformaciones .....	2
1.2.2 Importancia en mecanismo flexibles .....	2
1.3 Experimentación.....	3
1.3.1 Tipos de ensayos.....	3
1.3.2 Métodos de medición .....	4
1.3.3 Materiales para experimentación.....	7
1.4 Formulación y problemática numérica en grandes deformaciones .....	8
1.4.1 Medida de deformación para grandes desplazamientos .....	9
1.4.2 Aparición de la rigidez geométrica.....	10
1.4.3 Método de elementos finitos.....	10
1.5 Simulación en ANSYS .....	11
1.5.1 Formulación de grandes deformaciones en ANSYS .....	12
1.5.2 Modos de simulación en ANSYS .....	12
1.5.3 Tipos de elementos recomendados .....	13
1.5.4 Parámetros generales de precisión FEM no lineal.....	14
2 Capítulo 2. Metodología.....	15
2.1 Simulación numérica .....	15
2.1.1 Configuración del modelo numérico .....	16
2.1.2 Estrategias de mallado y convergencia.....	17
2.2 Metodología de validación experimental .....	17
2.2.1 Procesamiento y análisis de datos DIC .....	17

2.2.2	Calibración y caracterización sistema DIC .....	17
2.2.3	Estrategia de comparación DIC-ANSYS .....	18
2.2.4	Procesamiento computacional para validación cuantitativa.....	21
3	Capítulo 3. Diseño experimental .....	22
3.1	Acero de resorte MN65 .....	22
3.1.1	Geometría MN65.....	22
3.2	Acero de ballesta automotriz .....	23
3.2.1	Preparación del material de acero de ballesta automotriz .....	24
3.2.2	Geometría acero de ballesta automotriz .....	24
3.3	Configuración Ensayo .....	24
3.3.1	Parámetros de carga.....	25
3.3.2	Instrumentación y sistema de medición.....	27
3.3.3	Preparación DIC .....	28
3.3.4	Software de análisis DIC .....	29
3.3.5	Protocolo de Ensayo .....	30
3.3.6	Procedimiento experimental.....	30
4	Capítulo 4. Simulaciones numéricas .....	32
4.1	Desarrollo del modelo geométrico .....	32
4.1.1	Modelo MN65 .....	32
4.1.2	Modelo acero de ballesta automotriz.....	33
4.2	Estrategia iteración modelo numérico .....	36
4.2.1	Metodología optimización iterativa.....	36
4.2.2	Estudio condiciones de apoyo .....	36
4.2.3	Estudio de aplicación de cargas.....	38
4.2.4	Estrategia de mallado.....	38
5	Capítulo 5. Resultados y análisis.....	41
5.1	Resultados de Ensayos de flexión con DIC.....	41
5.1.1	Resultados criterios de grandes deformaciones.....	43
5.2	Campos obtenidos por DIC .....	45
5.2.1	Calibración y análisis de ruido. ....	46
5.2.2	Acero MN65.....	48

5.2.3	Acero Fiat126 curvo .....	53
5.3	Resultados simulaciones numéricas .....	56
5.3.1	Configuración Optima .....	56
5.3.2	Conclusiones perfiles obtenidos .....	74
5.3.3	Influencia de formulación grandes deformaciones en Static Structural .....	75
5.3.4	Conclusiones comparativas de simulaciones numéricas entre geometrías... 77	
5.3.5	Resultados comparación puntos con Path Static Structural.....	78
5.3.6	Análisis del proceso de optimización iterativa .....	81
6	Capítulo 6. Conclusiones.....	83
6.1	Conclusiones generales.....	83
6.2	Conclusiones específicas .....	83
6.3	Recomendaciones .....	86
	Bibliografía.....	89
	Anexo .....	92

## Índice de gráficos

Gráfica 1: Curvas fuerza desplazamiento ensayos MN65.....	41
Gráfica 2:Curvas fuerza desplazamiento ensayos acero Fiat126. ....	42
Gráfica 3: Error comparativo porcentual en base a el n° de frame. ....	46

## Índice de tablas

Tabla 1: Iteración de experimentación ensayo de flexión 3 puntos para acero MN65.....	26
Tabla 2: Comprobación estabilidad deflexión máxima acero MN65. ....	26
Tabla 3: Iteración experimentación ensayo de flexión 3 puntos para acero Fiat126.....	26
Tabla 4: Cumplimiento criterios de grandes deformaciones. ....	43
Tabla 5: Error comparativo y absoluto de calibración mediante DIC. ....	46
Tabla 6: Resultados análisis de ruido. ....	47
Tabla 7: Resultados configuración óptima acero MN65 Static Structural. ....	57
Tabla 8: Resultados configuración óptima acero MN65 Explicit Dynamics. ....	60
Tabla 9: Resultados configuración óptima acero Fiat126 recto Static Structural.....	63
Tabla 10: Resultados configuración óptima acero Fiat126 recto Explicit Dynamics.....	66
Tabla 11: Resultados configuración óptima acero Fiat126 curvo Static Structural.....	69
Tabla 12: Resultados configuración óptima acero Fiat126 curvo Explicit Dynamics. ....	72
Tabla 13: Comparativa activación large deflection en aceroMN65. ....	75
Tabla 14: Comparativa activación large deflection en aceroFiat126 recto.....	75
Tabla 15: Comparativa activación large deflection en aceroFiat126 curvo. ....	75
Tabla 16: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero MN65 Static Structural.....	78
Tabla 17: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero MN65 Explicit Dynamics... 78	
Tabla 18: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 recto Static Structural. ....	79
Tabla 19: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 recto Explicit Dynamics. ....	79
Tabla 20: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 curvo Static Structural. ....	79
Tabla 21: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 curvo Explicit Dynamics.....	79
Tabla 22: Iteración para aplicación de fuerza o carga para MN65 Static Structural. ....	92
Tabla 23: Iteración para tamaño de elemento para MN65 Static Structural.....	93
Tabla 24: Iteración para tipo de elemento para MN65 Static Structural. ....	94
Tabla 25: Iteración para refinamiento para MN65 Static Structural. ....	94
Tabla 26: Iteración para aplicación de otras configuraciones para MN65 Static Structural.95	
Tabla 27: Valores aplicados para la opción Force Convergence MN65 Static Structural. ...	95
Tabla 28: Valores aplicados para opción Auto Time Stepping para MN65 y ambas configuraciones de Fiat126.....	95

Tabla 29: Iteración para aplicación de fuerza o carga para Fiat126 recto Static Structural.	96
Tabla 30: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 recto Static Structural.	97
Tabla 31: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 recto Static Structural.	98
Tabla 32: Iteración refinamiento para Fiat126 recto Static Structural.	98
Tabla 33: Iteración para aplicación de otras configuraciones para Fiat126 recto Static Structural.	99
Tabla 34: Valores aplicados para la opción Force Convergence para Fiat126 recto y curvo Static Structural.	99
Tabla 35: Iteración para aplicación de fuerza o carga para Fiat126 curvo Static Structural.	100
Tabla 36: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 curvo Static Structural.	101
Tabla 37: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 curvo Static Structural.	102
Tabla 38: Iteración refinamiento para Fiat126 curvo Static Structural.	102
Tabla 39: Iteración para aplicación de otras configuraciones para Fiat126 curvo Static Structural.	103
Tabla 40: Iteración para aplicación de displacement para MN65 Explicit Dynamics.	103
Tabla 41: Iteración tamaño de elemento para MN65 Explicit Dynamics.	104
Tabla 42: Iteración tipo de elemento para MN65 Explicit Dynamics.	105
Tabla 43: Iteración aplicaciones de refinement para MN65 Explicit Dynamics.	105
Tabla 44: Iteración para aplicación de displacement para Fiat126 recto Explicit Dynamics.	106
Tabla 45: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 recto Explicit Dynamics.	107
Tabla 46: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 recto Explicit Dynamics.	108
Tabla 47: Iteración para comparación aplicaciones refinement para Fiat126 recto Explicit Dynamics.	108
Tabla 48: Iteración para aplicación de displacement para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.	109
Tabla 49: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.	110
Tabla 50: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.	111
Tabla 51: Iteración para aplicaciones refinement para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.	111

## Índice de ilustraciones

Ilustración 1: Comparación mecanismo flexibles con eslabón pasador convencional.	1
Ilustración 2: Galgas extensiométricas.	5
Ilustración 3: Funcionamiento digital image correlation.	5
Ilustración 4: Formulación grandes deformaciones vs pequeñas deformaciones en ANSYS.	12
Ilustración 5: a. Geometría solid 187	14
Ilustración 6: b. Geometría solid 186.	14

Ilustración 7: Diagrama de flujo metodológico.....	15
Ilustración 8: Análisis desplazamientos en micrómetro software DIC.....	18
Ilustración 9: Simulación con fibra central en ANSYS MN65. ....	19
Ilustración 10: Simulación con fibra central en ANSYS Fiat126 curvo. ....	19
Ilustración 11: Simulación con fibra central en ANSYS Fiat126 recto.....	20
Ilustración 12: Simulación mediante path en ANSYS desde el punto 1 hasta el punto 2 en acero MN65. ....	20
Ilustración 13: Placa original acero MN65.....	22
Ilustración 14: Probeta aceroMN65.....	23
Ilustración 15: Paquete de resortes Fiat126.....	23
Ilustración 16: Proceso de desmontaje ballesta automotriz.....	24
Ilustración 17: Probeta de ballesta automotriz Fiat126. ....	24
Ilustración 18: Setup experimental MN65. ....	25
Ilustración 19: Setup inicial DIC.....	28
Ilustración 20: Setup final DIC.....	28
Ilustración 21: Probeta acero MN65 con patrón para contraste en DIC.....	29
Ilustración 22: Dimensiones generales MN65.....	33
Ilustración 23: Vista frontal MN65.....	33
Ilustración 24: Vista lateral MN65. ....	33
Ilustración 25: Dimensiones generales acero Fiat126 recto. ....	34
Ilustración 26: Vista frontal acero Fiat126 recto. ....	34
Ilustración 27: Vista lateral acero Fiat126 recto.....	34
Ilustración 28: Dimensiones generales acero Fiat126 curva. ....	35
Ilustración 29: Vista frontal acero Fiat126 curva. ....	35
Ilustración 30: Vista lateral acero Fiat126 curva.....	35
Ilustración 31: Campos de desplazamiento en X para probeta acero MN65.....	49
Ilustración 32: Campos de desplazamiento en Y para probeta acero MN65.....	49
Ilustración 33: Campos de deformaciones en X para probeta acero MN65.....	50
Ilustración 34: Campos de deformaciones en Y para probeta acero MN65. ....	50
Ilustración 35: Campos de desplazamiento en X para probeta Fiat126 recto. ....	52
Ilustración 36: Campos de desplazamiento en Y para probeta Fiat126 recto.....	52
Ilustración 37: Campos de deformación en X para probeta Fiat126.....	53
Ilustración 38: Campos de deformación en Y para probeta Fiat126. ....	53
Ilustración 39: Campos de desplazamiento en x para probeta Fiat126 curvo. ....	54
Ilustración 40: Campos de desplazamiento en y para probeta Fiat126 curvo. ....	55
Ilustración 41: Campos de deformación en x para probeta Fiat126 curvo.....	55
Ilustración 42: Campos de deformación en y para probeta Fiat126 curvo.....	56
Ilustración 43: Resultado simulación ANSYS MN65 Static Structural con representación de carga y soporte.....	57

Ilustración 44: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para MN65 Static Structural.....	57
Ilustración 45: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para MN65 Static Structural.....	58
Ilustración 46: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para MN65 Static Structural. ....	58
Ilustración 47: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para MN65 Static Structural. ....	58
Ilustración 48: Resultado simulación ANSYS MN65 Explicit Dynamics con representación de carga y soporte.....	59
Ilustración 49: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.....	60
Ilustración 50: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.....	60
Ilustración 51: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.....	60
Ilustración 52: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.....	61
Ilustración 53: Resultado simulación ANSYS Fiat126 recto Static Structural con representación de carga y soporte.....	63
Ilustración 54: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.....	63
Ilustración 55: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.....	64
Ilustración 56: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.....	64
Ilustración 57: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.....	64
Ilustración 58: Resultado simulación ANSYS Fiat126 recto Explicit Dynamics con representación de carga y soporte.....	66
Ilustración 59: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.....	66
Ilustración 60: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.....	67
Ilustración 61: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.....	67
Ilustración 62: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.....	67
Ilustración 63: Resultado simulación ANSYS Fiat126 curvo Static Structural con representación de carga y soporte.....	69

Ilustración 64: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural. ....	69
Ilustración 65: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural. ....	70
Ilustración 66: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural. ....	70
Ilustración 67: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural. ....	70
Ilustración 68: Resultado simulación ANSYS Fiat126 curvo Explicit Dynamics con representación de carga y soporte. ....	72
Ilustración 69: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics. ....	72
Ilustración 70: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics. ....	73
Ilustración 71: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics. ....	73
Ilustración 72: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics. ....	73

## Introducción

Los mecanismos flexibles son estructuras que, a diferencia de los mecanismos convencionales, están formados generalmente por una o dos piezas y cumplen su función mediante la deformación elástica del propio material. Esta característica fundamental—la ausencia de articulaciones móviles tradicionales como bisagras o pasadores—les confiere ventajas significativas sobre sistemas articulados convencionales: eliminación de holguras y tolerancias entre componentes, ausencia de necesidad de lubricación, reducción drástica de partes móviles y requerimientos de mantenimiento, minimización de fallos por desgaste o fricción, y capacidad para alcanzar precisión de posicionamiento excepcional.

En la actualidad, este tipo de mecanismos tiene una amplia gama de aplicaciones en sectores diversos de la ingeniería y la medicina. Se utilizan tanto en el ámbito médico, específicamente en instrumentos quirúrgicos de alta precisión y dispositivos implantables, como en dispositivos MEMS (sistemas microelectromecánicos) que requieren actuadores y sensores a escala micrométrica. En biomedicina, facilitan el desarrollo de prótesis adaptativas y dispositivos de asistencia que demandan fiabilidad absoluta. En el ámbito ingenieril, encuentran aplicación en herramientas de medición de ultra-precisión, sistemas de posicionamiento nanométrico, mecanismos de sujeción flexibles, y diseños de actuadores para superficies de control aeroespacial. Esta diversidad de aplicaciones, particularmente aquellas que operan en escalas micro y nanométricas donde los mecanismos convencionales resultan inviables, ha consolidado a los mecanismos flexibles como componentes fundamentales en tecnologías de frontera.

Debido a esta criticidad funcional en aplicaciones exigentes, es necesario diseñarlos y analizarlos cuidadosamente para asegurar que cumplan con la función asignada manteniendo integridad estructural y precisión cinemática. Una de las formas más utilizadas para evaluar su comportamiento es a través de simulaciones computacionales mediante el Método de Elementos Finitos (FEM), herramienta que permite predecir deflexiones, distribuciones de esfuerzo, y trayectorias de movimiento sin necesidad de construir prototipos físicos costosos. Sin embargo, como estos mecanismos trabajan inherentemente dentro del rango de grandes deformaciones—experimentando típicamente deflexiones del 6-10% de su dimensión característica, valores que superan ampliamente los umbrales donde las aproximaciones lineales son válidas—las simulaciones se vuelven significativamente más complejas y difíciles de predecir con precisión.

Este régimen de grandes deformaciones introduce no linealidades geométricas que invalidan las suposiciones simplificadoras de la teoría clásica: los desplazamientos no son pequeños comparados con las dimensiones estructurales, las rotaciones alcanzan magnitudes finitas que no pueden despreciarse, y la configuración geométrica evoluciona sustancialmente durante la operación, requiriendo actualización incremental en el análisis. Estas características demandan formulaciones matemáticas avanzadas que capturen correctamente

la rigidez dependiente de la configuración, los efectos de membrana que emergen durante deflexiones amplias, y la cinemática no lineal asociada con rotaciones y desplazamientos finitos.

La literatura técnica reporta que diferentes formulaciones numéricas disponibles en software comercial—específicamente métodos implícitos versus explícitos, formulaciones Lagrangianas totales versus actualizadas—producen resultados divergentes para problemas nominalmente idénticos. Persiste incertidumbre sobre criterios objetivos para la selección de formulación apropiada, configuración óptima de parámetros numéricos (densidad de mallado, tipo de elemento, representación de condiciones de contorno, tolerancias de convergencia), y estrategias confiables de validación experimental que permitan discriminar entre alternativas computacionales.

Por esta razón, en esta memoria se estudian diferentes parámetros de modelación numérica en ANSYS—plataforma computacional ampliamente adoptada en contextos académicos e industriales—con el objetivo de comparar la factibilidad y precisión de las formulaciones Static Structural y Explicit Dynamics al simular este tipo de mecanismos. El trabajo implementa una estrategia que integra simulación numérica sistemática, experimentación controlada mediante ensayos de flexión en tres puntos con correlación digital de imágenes (DIC), y validación cuantitativa mediante métricas estadísticas establecidas. Se evalúan tres geometrías representativas que abarcan escalas variadas (100-300 mm) y condiciones de curvatura inicial diferentes, permitiendo establecer recomendaciones fundamentadas sobre configuraciones óptimas específicas para cada combinación de características geométricas y formulación numérica.

Los resultados obtenidos proporcionan evidencia cuantitativa sobre la superioridad consistente de Explicit Dynamics para predicción de deflexiones verticales, identifican la representación de condiciones de contorno como factor dominante sobre densidad de mallado en la precisión final, y caracterizan las limitaciones del sistema DIC 2D que condicionan la validez de comparaciones en variables de pequeña magnitud. El protocolo metodológico desarrollado establece bases replicables para análisis futuros de mecanismo flexibles y contribuye al desarrollo de prácticas de simulación confiables para aplicaciones en mecanismos flexibles de alta precisión.

## Objetivos

Evaluar la efectividad de los distintos métodos de simulación numérica disponibles en ANSYS para el análisis de grandes deformaciones en elementos, con el fin de establecer bases metodológicas sólidas para su aplicación en el diseño y análisis de mecanismos flexibles.

Para cumplir el objetivo general presentado, se consideran los siguientes objetivos específicos:

1. Comparar las diferentes formulaciones de elementos finitos disponibles en ANSYS para el análisis de grandes deformaciones, identificando sus ventajas y limitaciones.
2. Simular la deformación de un cuerpo utilizando distintos parámetros de modelación.
3. Analizar experimentalmente la respuesta deformacional del cuerpo, empleando los parámetros definidos en la etapa de simulación.
4. Validar la precisión y confiabilidad del modelo numérico mediante la comparación de los resultados obtenidos por simulación con los datos experimentales.

# 1 Capítulo 1. Estado del Arte

## 1.1 Mecanismos flexibles

Un mecanismo flexible es un sistema que transmite movimiento o fuerza mediante la deformación elástica del propio cuerpo en lugar de utilizar articulaciones rígidas, bisagras u otro tipo de uniones móviles tradicionales. Es por esto que estos dispositivos suelen fabricarse en una sola pieza o bien con ensamblajes mínimos.<sup>1</sup>

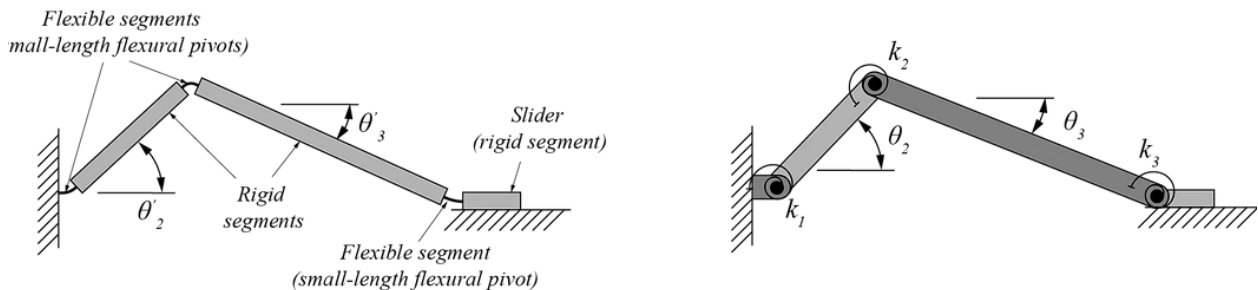


Ilustración 1: Comparación mecanismo flexibles con eslabón pasador convencional.

### 1.1.1 Características principales

Los mecanismos flexibles operan inherentemente en el régimen de grandes deformaciones, ya que requieren deflexiones significativas para cumplir su función. Estas características únicas les proporcionan ventajas significativas sobre los mecanismos convencionales. La eliminación de tolerancias y holguras entre piezas, junto con la ausencia de necesidad de lubricación, resulta en una reducción significativa de partes móviles y requerimientos de mantenimiento. Esta simplificación estructural minimiza los fallos ocasionados por desgaste o fricción, mientras que permite alcanzar una alta precisión de posicionamiento. Adicionalmente, su capacidad para operar en escalas micro y nanométricas los convierte en elementos fundamentales para aplicaciones que demandan extrema precisión dimensional.<sup>2</sup>

### 1.1.2 Aplicaciones en ingeniería

Estos mecanismos encuentran aplicación en diversas áreas de la ingeniería moderna que demandan precisión, pequeñas dimensiones y durabilidad:<sup>3</sup>

- MEMS (Sistemas microelectromecánicos): Actuadores y sensores en escala micrométrica
- Dispositivos biomédicos: Prótesis e instrumentos quirúrgicos
- Instrumentos de medición: Sistemas de posicionamiento de alta precisión
- Aplicaciones aeroespaciales: Actuadores para superficies de control
- Microscopía: Sistemas de posicionamiento nanométrico

## 1.2 Grandes Deformaciones

Las grandes deformaciones se caracterizan por la presencia de desplazamientos y rotaciones finitas que no pueden despreciarse en el análisis. A diferencia de la teoría de pequeñas deformaciones, donde se asume linealidad, las grandes deformaciones requieren considerar efectos no lineales geométricos. <sup>4</sup>

### 1.2.1.1 Definición y criterios

Las grandes deformaciones se caracterizan por la presencia de desplazamientos y rotaciones finitas que no pueden despreciarse en el análisis. A diferencia de la teoría de pequeñas deformaciones, donde se asume linealidad, las grandes deformaciones requieren considerar efectos no lineales geométricos.

La literatura establece múltiples criterios cuantitativos para identificar cuándo es obligatorio considerar formulaciones de grandes deformaciones. Estos criterios, aunque provenientes de contextos teóricos ligeramente diferentes, convergen en establecer umbrales alrededor del 5-10% de deflexión relativa o deformación unitaria:

Criterio de deflexión relativa: Si la deflexión  $\delta$  supera el 10% de la luz  $L$ , debe considerarse no linealidad geométrica:  $\frac{\delta}{L} > 0.10$  <sup>5</sup>

Criterio de rotación máxima: Cuando la pendiente de la viga alcanza valores donde  $\frac{3\delta}{L} > 0.1$ , la aproximación de pequeños ángulos ( $\sin \theta \approx \theta$ ) deja de ser válida. <sup>6</sup>

Criterio de deformación geométrica: La deformación de Green-Lagrange  $\epsilon_{geo}$  incluye términos cuadráticos que se vuelven significativos cuando  $\frac{1}{2}\theta^2 > 0.01$ , donde  $\theta$  representa la rotación local. <sup>6</sup>

Criterio de desplazamiento horizontal: El acortamiento longitudinal asociado con la curvatura se vuelve significativo cuando  $(\frac{7}{2} \times \frac{\delta^2}{L}) \div h > 0.1$ , donde  $h$  es el espesor de la viga. Este criterio captura efectos de membrana que emergen durante la flexión. <sup>7</sup>

Criterio de deformación unitaria por curvatura: Para vigas delgadas, cuando el cambio de longitud debido a curvatura  $\frac{\Delta L}{L} \approx \frac{6Dt}{L_0^2} > 0.05$  (donde  $D$  es la deflexión máxima,  $t$  el espesor, y  $L_0$  la luz), los efectos geométricos no lineales dominan. <sup>8</sup>

### 1.2.2 Importancia en mecanismo flexibles

Los mecanismos flexibles operan necesariamente en este régimen, ya que su funcionalidad depende de la capacidad de experimentar deflexiones considerables manteniendo el comportamiento elástico. Por tanto, su análisis requiere obligatoriamente formulaciones de grandes deformaciones para obtener resultados precisos. <sup>9</sup>

## 1.3 Experimentación

La caracterización mecánica de elementos sujetos a grandes deformaciones requiere ensayos capaces de reproducir con fidelidad los desplazamientos, rotaciones y cambios de geometría que se producen durante la flexión o deformación global del componente. No todos los ensayos estándar están diseñados para capturar este comportamiento, ya que muchos de ellos fueron concebidos para pequeñas deformaciones o configuraciones donde la cinemática permanece prácticamente lineal.<sup>10</sup>

Por ello, la elección del ensayo adecuado se vuelve un aspecto crítico. La geometría inicial de la probeta, su curvatura, espesor y rigidez influyen directamente en la idoneidad de cada tipo de ensayo.<sup>10</sup>

### 1.3.1 Tipos de ensayos

Existen diversas metodologías para evaluar el comportamiento mecánico de elementos sometidos a grandes deformaciones. Cada una presenta particularidades que afectan la capacidad para medir correctamente la respuesta no lineal, y su elección depende tanto de la geometría de la probeta como de la magnitud de las deformaciones esperadas.

A continuación, se describen los ensayos más utilizados, junto con los aspectos que determinan su utilidad para estudiar mecanismos altamente deformables.

#### 1.3.1.1 Ensayo de tracción

El ensayo de tracción es el método estándar para determinar propiedades mecánicas básicas, como el módulo de Young o el límite elástico. Presenta gran estabilidad, repetibilidad y control de la carga.<sup>11</sup>

Sin embargo, su capacidad para generar grandes deformaciones globales es limitada. La probeta se deforma de manera relativamente uniforme y no experimenta rotaciones considerables. Por esta razón, aunque útil para obtener parámetros del material, no representa adecuadamente los estados de deformación propios de mecanismos flexibles o láminas delgadas sometidas a flexión.<sup>12</sup>

#### 1.3.1.2 Ensayo de compresión

Adecuado para estudiar el comportamiento de materiales o estructuras bajo esfuerzos de aplastamiento. Su aplicación en grandes deformaciones está condicionada por:

- la aparición prematura de pandeo en láminas delgadas.<sup>13</sup>
- la tendencia a generar inestabilidades locales.<sup>13</sup>
- la dificultad de evitar desalineamientos.<sup>6</sup>

Debido a esto, su uso en elementos flexibles es limitado, especialmente cuando se busca estudiar flexiones amplias o rotaciones globales.

### 1.3.1.3 Ensayo de flexión de tres puntos

Este ensayo es ampliamente utilizado para estudiar láminas delgadas y componentes flexibles, ya que permite generar grandes desplazamientos y rotaciones con condiciones de apoyo controladas. A diferencia de los ensayos anteriores, concentra la deformación en una zona específica y permite medir directamente la respuesta flexional.<sup>14</sup>

Sin embargo, bajo grandes deformaciones aparecen fenómenos que deben considerarse:

- el punto de contacto entre la probeta y los rodillos se desplaza,
- la luz efectiva cambia durante la carga,
- la probeta puede experimentar desplazamientos laterales,
- la respuesta global es altamente sensible a pequeñas variaciones geométricas.<sup>7</sup>

Estas características lo hacen adecuado para mecanismos flexibles, pero exigen una metodología robusta para su modelación numérica y su correlación con datos experimentales.

### 1.3.1.4 Ensayo en voladizo

El ensayo en voladizo permite inducir grandes deformaciones con una condición de apoyo fija y unilateral. Es especialmente útil en probetas muy flexibles o de dimensiones reducidas. Al no requerir múltiples puntos de contacto, evita algunos problemas típicos del ensayo de tres puntos.<sup>1</sup>

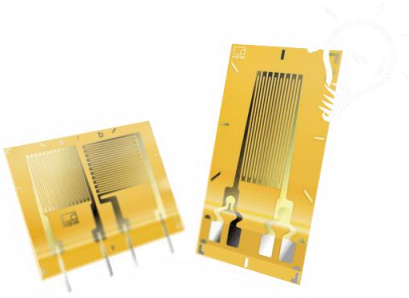
Su limitación radica en que introduce:

- una carga asimétrica,
- posibles momentos de torsión no deseados,
- sensibilidad a la rigidez de la sujeción.<sup>9</sup>

Es un ensayo adecuado cuando la geometría o el tamaño de la probeta impiden utilizar configuraciones más tradicionales.

## 1.3.2 Métodos de medición

La validación experimental de simulaciones de grandes deformaciones requiere técnicas de medición precisas y confiables. Los métodos tradicionales incluyen el uso de galgas extensiométricas para medir deformaciones locales, transductores de desplazamiento lineal variable (LVDT) para registrar deflexiones, y celdas de carga para medir fuerzas de reacción.<sup>15</sup> Los ensayos mecánicos convencionales como flexión en tres puntos, flexión en cuatro puntos y ensayos de voladizo con carga puntual proporcionan configuraciones controladas para la validación de modelos numéricos.

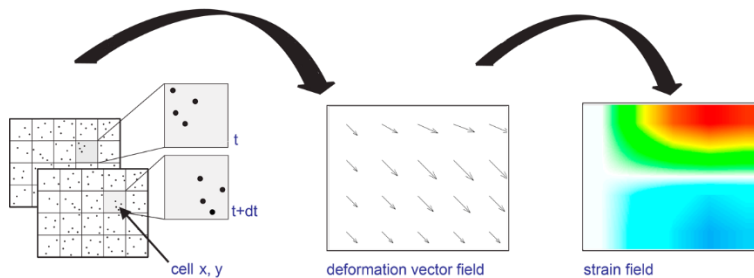


*Ilustración 2: Galgas extensiométricas.*

Sin embargo, para problemas de grandes deformaciones donde los campos de deformación pueden ser complejos y no uniformes, las técnicas ópticas ofrecen ventajas significativas. Entre estas, la correlación digital de imágenes ha emergido como la técnica más versátil para la medición de campos completos de desplazamiento y deformación, especialmente en aplicaciones que involucran deformaciones considerables donde los métodos puntuales resultan insuficientes.<sup>16</sup>

### 1.3.2.1 Correlación digital de imágenes (DIC)

La Correlación Digital de Imágenes representa una técnica óptica no invasiva que permite la medición de campos completos de desplazamiento y deformación mediante el seguimiento de patrones únicos de motas en superficies de especímenes a través de algoritmos de correlación de imágenes. Esta técnica habilita la medición sin contacto de deformaciones tridimensionales y proporciona información detallada sobre el comportamiento del material durante todo el proceso de carga.<sup>17</sup>



*Ilustración 3: Funcionamiento digital image correlation.*

La configuración estéreo 3D-DIC utiliza triangulación estéreo con dos o más cámaras sincronizadas para reconstruir coordenadas superficiales tridimensionales. La precisión del sistema depende de múltiples factores incluyendo la calidad del patrón de motas aplicado a la superficie del espécimen, las condiciones de iluminación, y la calibración del sistema de cámaras. Típicamente se requiere una separación de cámaras de 1/10 a 1/5 de la distancia de trabajo para obtener precisión óptima, con desviaciones de calibración típicas de 0.02-0.03 píxeles.<sup>18</sup>

Las especificaciones técnicas del sistema DIC incluyen precisión sub-píxel capaz de alcanzar precisión de 0.01-0.1 píxel bajo condiciones favorables, con precisión de deformación confiable para deformaciones superiores al 0.3% con tolerancia de error del 15%.<sup>26</sup> Los sistemas modernos pueden alcanzar resoluciones de hasta 4 millones de píxeles con velocidades de grabación de decenas de miles de cuadros por segundo, permitiendo el análisis desde microescala (0.2 mm<sup>2</sup>) hasta estructuras de gran escala (superiores a 18 m<sup>2</sup>).<sup>19</sup>

#### 1.3.2.2 Fuentes de incertidumbre en DIC.

Como toda técnica de medición experimental, DIC está sujeta a múltiples fuentes de error que afectan la precisión y confiabilidad de los resultados obtenidos. La comprensión de estas fuentes de incertidumbre es fundamental para interpretar correctamente las mediciones y establecer límites de aplicabilidad del método.<sup>20</sup>

Una de estas incertidumbres corresponde a el ruido, el cual se define como la variabilidad aleatoria observada en las mediciones de desplazamiento y deformación en ausencia de deformación real del espécimen. Este ruido establece el límite inferior de detección del sistema y determina qué magnitudes de desplazamiento pueden medirse confiablemente. El ruido total resulta de la combinación de múltiples fuentes que pueden clasificarse en tres categorías principales: electrónicas (ruido del sensor y cuantización digital), ópticas (fluctuaciones de iluminación y calidad del patrón), y ambientales (vibraciones y variaciones térmicas).<sup>21</sup>

El ruido del sensor de imagen introduce variaciones típicas de 0.01-0.05 píxeles en la correlación sub-píxel, mientras que la discretización de intensidades luminosas en niveles digitales (típicamente 8-bit) contribuye errores de cuantización del orden de 0.005-0.01 píxeles. La calidad del patrón aplicado sobre el espécimen constituye un factor crítico: patrones con contraste insuficiente o características no isotrópicas pueden amplificar el ruido en factores de 5-10×. Adicionalmente, las vibraciones ambientales transmitidas desde la estructura de soporte y las fluctuaciones de iluminación introducen variabilidad temporal que se manifiesta como ruido aparente en las mediciones.<sup>22</sup>

La cuantificación del ruido se realiza mediante análisis estadístico de mediciones en condiciones estáticas, donde cualquier variabilidad observada corresponde exclusivamente a ruido del sistema. El límite de detección (LOD) se define convencionalmente como tres veces la desviación estándar del ruido ( $LOD = 3\sigma_{\text{ruido}}$ ), proporcionando aproximadamente 99.7% de confianza según distribución normal.<sup>19</sup>

Para determinar si una variable es apropiada para validación cuantitativa, se emplea la relación señal/ruido ( $SNR = \text{Magnitud}_{\text{señal}} / \sigma_{\text{ruido}}$ ). Variables con  $SNR > 10$  proporcionan mediciones altamente confiables con errores inferiores al 10%, mientras que valores de SNR entre 5-10 son aceptables para validación con precisión moderada. Sin

embargo, variables con  $SNR < 3$  son indistinguibles del ruido y no deben emplearse para comparaciones cuantitativas rigurosas.<sup>20</sup>

### 1.3.3 Materiales para experimentación

La selección del material es un aspecto fundamental para la validación experimental de modelos numéricos sometidos a grandes deformaciones. Los materiales deben ser capaces de soportar desplazamientos significativos manteniéndose en el régimen elástico, presentar propiedades mecánicas bien caracterizadas y poseer una geometría y espesor adecuados para reproducir un comportamiento estable durante los ensayos.

#### 1.3.3.1 Polímeros y materiales elastoméricos

Los polímeros (como ABS, PLA, PMMA) y elastómeros (como silicona, caucho natural o TPU) presentan elevada flexibilidad, lo que facilita la generación de grandes deformaciones sin riesgo de daño prematuro. Su bajo módulo elástico permite la obtención de desplazamientos significativos incluso bajo cargas moderadas.<sup>23</sup>

Sin embargo:<sup>24</sup>

- Respuesta mecánica es altamente no lineal,
- Presentan fenómenos viscoelásticos, relajación y creep,
- Propiedades dependen de la temperatura y velocidad de carga,
- Repetibilidad entre ensayos no siempre es consistente.

Por estas razones, aunque útiles para estudios cualitativos, no son ideales para validar modelos numéricos lineales como los utilizados en esta investigación.

#### 1.3.3.2 Aleaciones de aluminio

Las láminas de aluminio, como las series 5000 o 6000, son utilizadas frecuentemente en estudios experimentales por su baja densidad, facilidad de mecanizado y costo reducido. Permiten obtener deformaciones moderadas manteniéndose en un régimen cercano al elástico.<sup>25 26</sup>

Limitaciones relevantes:<sup>27</sup>

- Límite elástico es relativamente bajo,
- Transición a plasticidad ocurre con deformaciones pequeñas,
- Respuesta está fuertemente influenciada por la anisotropía laminar del laminado.

Esto reduce su utilidad cuando se requieren grandes deflexiones en régimen estrictamente elástico, como en la validación de modelos constitutivos lineales.

### 1.3.3.3 Aceros estructurales convencionales

Aceros laminados como A36 o SAE 1010 son fáciles de obtener y poseen comportamiento elástico relativamente estable.<sup>28</sup>

Sin embargo:<sup>29</sup>

- Límite elástico es insuficiente para permitir grandes deflexiones elásticas,
- Presentan endurecimiento por deformación incluso bajo sollicitaciones moderadas,
- La transición entre comportamientos elástico-plástico es abrupta y afecta la repetibilidad.

Por lo anterior, son adecuados para estudios de carga límite o plasticidad, pero no para validar simulaciones enfocadas en flexión elástica con grandes desplazamientos.

### 1.3.3.4 Acero de resorte

Los aceros de resorte representan la elección óptima para estudios que requieren grandes deformaciones en régimen estrictamente elástico. Estos materiales son diseñados específicamente para aplicaciones donde se esperan deflexiones amplias, manteniendo una relación lineal entre carga y desplazamiento.<sup>30</sup>

Sus principales atributos son:<sup>31</sup>

- Alto límite elástico, que permite deformaciones amplias sin incurrir en plasticidad,
- Excelente resistencia a la fatiga, lo que asegura repetibilidad entre ensayos,
- Comportamiento mecánico estable, prácticamente lineal en el rango de interés,
- Composición química y tratamiento térmico optimizados para maximizar la elasticidad,
- Disponibilidad comercial en láminas delgadas, lo que facilita la fabricación de probetas.

Estas características permiten que el material tolere deformaciones significativas manteniendo un comportamiento reversible y estable, condición especialmente relevante en este trabajo, donde la validación numérica exige material lineal para aislar los efectos puramente geométricos de la no linealidad.

## 1.4 Formulación y problemática numérica en grandes deformaciones

El análisis de estructuras sometidas a grandes deformaciones exige un tratamiento matemático que incorpore explícitamente los cambios de geometría que ocurren durante la carga. A diferencia de los problemas lineales donde la relación entre cargas, desplazamientos y deformaciones puede aproximarse mediante una geometría fija, en grandes deformaciones

la configuración del cuerpo evoluciona y debe ser actualizada en cada incremento de carga. Esto impacta directamente la formulación, la matriz de rigidez y el método numérico utilizado para resolver el problema. <sup>4</sup>

El análisis de estructuras sometidas a grandes deformaciones se fundamenta en la ecuación fuerte de equilibrio del continuo, que en su forma general se expresa como: <sup>32</sup>

$$\nabla \times \sigma + b = \rho \times \ddot{u} \quad (1)$$

Donde:

- $\nabla$ : Operador vectorial diferencial utilizado para expresar derivadas espaciales.
- $\sigma$ : tensor de tensiones de Cauchy,
- $b$ : fuerzas de cuerpo por unidad de volumen,
- $\rho$ : densidad del material,
- $\ddot{u}$ : aceleración en la configuración actual.

En problemas cuasiestáticos como los ensayos de flexión considerados en este estudio el término inercial suele ser despreciado, conduciendo a: <sup>33</sup>

$$\nabla \times \sigma + b = 0 \quad (2)$$

Esta ecuación diferencial gobierna el equilibrio mecánico, pero no es suficiente por sí sola para resolver problemas con grandes desplazamientos. En particular, el tensor de tensiones  $\sigma$  debe vincularse con una medida de deformación adecuada a la cinemática no lineal.

#### 1.4.1 Medida de deformación para grandes desplazamientos

Para describir correctamente la deformación cuando existen rotaciones amplias, se utiliza la medida de Green–Lagrange, definida como: <sup>32</sup>

$$E = \frac{1}{2} (F^T F - I) \quad (3)$$

Donde:

- $F = \frac{\partial x}{\partial X}$ : gradiente de deformación,
- $X$ : posición actual del punto,
- $X$ : posición en la configuración inicial.

Esta medida incorpora términos cuadráticos en los desplazamientos, por lo que permite capturar rotaciones finitas manteniendo validez bajo la hipótesis de elasticidad lineal. La tensión conjugada termodinámicamente consistente con la ecuación (3), es el tensor de tensiones de segundo Piola–Kirchhoff,  $S$ .

La relación constitutiva elástica lineal entre (3) y el tensor de segundo Piola-Kirchhoff: <sup>4</sup>

$$\mathbf{S} = \mathbf{C} : \mathbf{E} \quad (4)$$

Donde  $\mathbf{C}$  es el tensor de rigidez material.

El vínculo con el tensor de Cauchy  $\boldsymbol{\sigma}$  que aparece en la ecuación de equilibrio es: <sup>32</sup>

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{1}{J} \mathbf{F} \mathbf{S} \mathbf{F}^T \quad (5)$$

siendo  $J = \det(\mathbf{F})$  el cambio de volumen local.

Esta relación constituye el puente central entre la ecuación de equilibrio en configuración actual y la formulación en configuración inicial.

#### 1.4.2 Aparición de la rigidez geométrica

Al linearizar la ecuación de equilibrio no lineal para un incremento de desplazamiento  $\delta \mathbf{u}$ , aparece naturalmente la **rigidez geométrica**, resultado del término cuadrático en  $\mathbf{F}$  y de la dependencia del equilibrio respecto de la configuración actual.<sup>34</sup>

La linealización conduce a:

$$\mathbf{K}_{\text{mat}} \delta \mathbf{u} + \mathbf{K}_{\text{geo}} \delta \mathbf{u} = \delta \mathbf{F} \quad (6)$$

donde:

- $\mathbf{K}_{\text{mat}}$  proviene de la relación constitutiva,
- $\mathbf{K}_{\text{geo}}$  proviene de los términos asociados a la cinemática no lineal y a  $\mathbf{F}$ .

Esto explica por qué incluso un material lineal elástico presenta respuesta globalmente no lineal cuando existen rotaciones y desplazamientos grandes.

#### 1.4.3 Método de elementos finitos

La ecuación fuerte de equilibrio, junto con la relación constitutiva y la cinemática no lineal, genera un sistema de ecuaciones diferenciales sin solución analítica para geometrías reales. El Método de Elementos Finitos (FEM) permite discretizar el dominio y aproximar: <sup>33 35</sup>

- Desplazamientos,
- Deformaciones,
- Tensiones,
- Rigidez total.

La discretización transforma el problema continuo en:

$$R(u) = F_{\text{ext}} - F_{\text{int}}(u) = 0 \quad (7)$$

Que se resuelve iterativamente mediante un esquema tipo Newton–Raphson.

#### 1.4.3.1 Formulaciones posibles

Existen tres formulaciones principales para resolver problemas no lineales en mecánica del continuo:

##### a) Formulación Total Lagrangiana (TL) <sup>32</sup>

Todas las magnitudes se expresan respecto de la configuración inicial.

Adecuada cuando las deformaciones son grandes, pero la rotación es moderada.

##### b) Formulación Actualizada Lagrangiana (UL) <sup>4 36</sup>

Las ecuaciones se plantean en la configuración actualizada en cada incremento.

Es la formulación más adecuada para rotaciones grandes y contacto, ya que el sistema se reconfigura paso a paso.

##### c) Formulación Euleriana <sup>36</sup>

Las magnitudes se expresan respecto del espacio actual.

Se utiliza en dinámica de fluidos, no es adecuada para sólidos sometidos a flexión.

## 1.5 Simulación en ANSYS

La elección de ANSYS como herramienta de simulación se sustenta tanto en criterios prácticos como técnicos. Desde la perspectiva operativa, ANSYS es ampliamente accesible en entornos académicos mediante licencias educativas, cuenta con una interfaz consolidada y posee un uso extendido en la literatura; en el área de *mecanismo flexibles* más de dos tercios de los trabajos revisados lo emplean, lo que respalda su fiabilidad para el estudio de deformaciones elásticas y flexión.

No obstante, su principal ventaja radica en su capacidad para abordar el tipo de formulación descrita en el apartado anterior. Los problemas de grandes deformaciones requieren métodos numéricos capaces de representar cambios en la geometría, rigidez dependiente de la configuración y condiciones de borde sensibles al desplazamiento, como ocurre en ensayos de flexión. En este contexto, ANSYS implementa el Método de los Elementos Finitos (FEM), que discretiza el dominio continuo en elementos tridimensionales y permite resolver el equilibrio mediante aproximaciones numéricas en incrementos sucesivos. Este enfoque basado en elementos discretos facilita incorporar contacto, no linealidad geométrica y actualizaciones progresivas de la configuración, aspectos esenciales para reproducir adecuadamente los fenómenos estudiados. <sup>37</sup>

### 1.5.1 Formulación de grandes deformaciones en ANSYS

ANSYS modela el comportamiento mecánico bajo grandes desplazamientos mediante una formulación específica para deformación finita, que actualiza la configuración del sólido en cada incremento de carga. En este marco, el software emplea medidas de deformación adecuadas a rotaciones y estiramientos finitos, de manera coherente con el planteamiento teórico previamente expuesto. Cuando las deformaciones son pequeñas, la formulación se aproxima naturalmente al modelo lineal clásico, mientras que en grandes deformaciones mantiene los términos no lineales necesarios para capturar la evolución geométrica y el comportamiento real del sistema.<sup>37</sup>

Large strain formulation	Small strain formulation
$E_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial X} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial X} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial X} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial X} \right)^2 \right]$	$E_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial X}$
$E_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial Y} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial Y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial Y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial Y} \right)^2 \right]$	$E_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial Y}$
$E_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial Z} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial Z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial Z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial Z} \right)^2 \right]$	$E_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial Z}$
$E_{xy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial Y} + \frac{\partial u_y}{\partial X} \right) + \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_x}{\partial X} \frac{\partial u_x}{\partial Y} + \frac{\partial u_y}{\partial X} \frac{\partial u_y}{\partial Y} + \frac{\partial u_z}{\partial X} \frac{\partial u_z}{\partial Y} \right]$	$E_{xy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial Y} + \frac{\partial u_y}{\partial X} \right)$
$E_{xz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial X} \right) + \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_x}{\partial X} \frac{\partial u_x}{\partial Z} + \frac{\partial u_y}{\partial X} \frac{\partial u_y}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial X} \frac{\partial u_z}{\partial Z} \right]$	$E_{xz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial X} \right)$
$E_{yz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial Y} \right) + \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_x}{\partial Y} \frac{\partial u_x}{\partial Z} + \frac{\partial u_y}{\partial Y} \frac{\partial u_y}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial Y} \frac{\partial u_z}{\partial Z} \right]$	$E_{yz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial Z} + \frac{\partial u_z}{\partial Y} \right)$

Ilustración 4: Formulación grandes deformaciones vs pequeñas deformaciones en ANSYS.

### 1.5.2 Modos de simulación en ANSYS

La selección del método de análisis apropiado constituye un aspecto crítico en la simulación de grandes deformaciones, ya que diferentes formulaciones numéricas presentan ventajas y limitaciones específicas según las características del problema a resolver. ANSYS ofrece múltiples enfoques para abordar análisis no lineales, cada uno optimizado para diferentes tipos de aplicaciones y condiciones de carga.<sup>38</sup>

En el contexto de mecanismo flexibles, donde las grandes deformaciones son inherentes al funcionamiento del sistema, es fundamental evaluar las capacidades de diferentes módulos de simulación para identificar la formulación más apropiada. Los dos enfoques principales disponibles en ANSYS para este tipo de análisis difieren fundamentalmente en su aproximación matemática y estrategia de solución, lo que resulta en diferentes capacidades para manejar no linealidades severas y distintos requerimientos computacionales.<sup>39</sup>

La evaluación sistemática de estos métodos permite establecer criterios objetivos para la selección del enfoque más apropiado según las características específicas del problema, considerando tanto la precisión requerida como la eficiencia computacional necesaria para aplicaciones prácticas de diseño.

#### 1.5.2.1 Static Structural

Static Structural es la herramienta que mejor compatibiliza la simulación de mecanismo flexibles, ya que se busca la deformación del cuerpo mediante una fuerza aplicada. Además, cuenta con la opción "Large Deflection", que habilita la consideración de los términos no lineales en la formulación "large strain".<sup>40</sup>

#### 1.5.2.2 Explicit Dynamics

Esta herramienta se utiliza comúnmente para eventos que ocurren en períodos cortos de tiempo, pero también puede aplicarse en análisis cuasi-estáticos para grandes deformaciones.<sup>41</sup>

Ventajas para grandes deformaciones:<sup>4</sup>

- Manejo robusto de no linealidades severas.
- Estabilidad numérica superior en deformaciones extremas.
- Capacidad para manejar distorsión severa de elementos.
- No presenta problemas de convergencia típicos de métodos implícitos.

#### 1.5.3 Tipos de elementos recomendados

Para análisis de grandes deformaciones, ANSYS recomienda elementos sólidos que ofrecen buena precisión sin utilizar excesivos recursos computacionales:<sup>42</sup>

- SOLID185: Elemento hexaédrico de 8 nodos, apropiado para geometrías simples.
- SOLID186: Elemento hexaédrico de 20 nodos, mayor precisión para distribuciones complejas de esfuerzos.
- SOLID187: Elemento tetraédrico de 10 nodos, ideal para geometrías complejas.

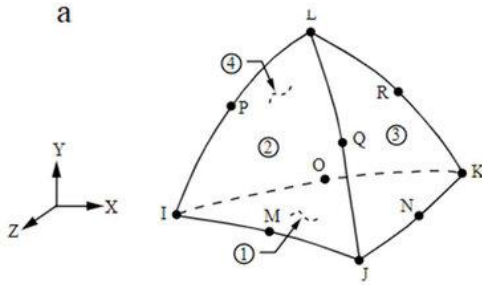


Ilustración 5: a. Geometría solid 187

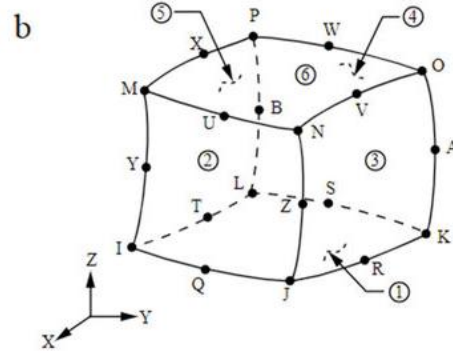


Ilustración 6: b. Geometría solid 186.

#### 1.5.4 Parámetros generales de precisión FEM no lineal

La precisión de simulaciones de elementos finitos en régimen no lineal depende de parámetros intrínsecos al método numérico, independientes del tipo específico de ensayo simulado, entre ellos se encuentran:

- Discretización espacial: comúnmente conocido como mallado, se refiere al tamaño de elemento el cual determina la capacidad del modelo para capturar gradientes de tensión y deformación. La literatura recomienda realizar estudios de convergencia variando el tamaño hasta alcanzar independencia de malla.<sup>33</sup>
- Refinamiento adaptativo: Herramientas como "Refinement" en ANSYS subdividen elementos en zonas críticas. Sin embargo, en grandes deformaciones puede introducir errores de interpolación o distorsión excesiva. Su efectividad debe validarse caso por caso.<sup>43</sup>
- Parámetros de control no lineal: Opciones como tolerancias de convergencia, control de subpasos, y estabilización numérica son universales y deben optimizarse en cualquier simulación de grandes deformaciones, independientemente del tipo de carga o condiciones de contorno específicas.<sup>44</sup>

## 2 Capítulo 2. Metodología

La metodología desarrollada en este trabajo busca establecer un protocolo sistemático para la evaluación de diferentes métodos de simulación numérica en el análisis de grandes deformaciones, utilizando como caso de estudio la flexión de elementos estructurales delgados. El enfoque metodológico se basa en la comparación rigurosa entre resultados experimentales y simulaciones numéricas, estableciendo criterios cuantitativos que permitan evaluar la efectividad de diferentes configuraciones de análisis.

La estrategia metodológica integra tres componentes fundamentales: simulación numérica mediante diferentes formulaciones disponibles en ANSYS, experimentación controlada utilizando técnicas de correlación digital de imágenes, y validación cuantitativa mediante métricas de comparación establecidas. Esta integración permite una evaluación comprehensiva que considera tanto la precisión de los resultados como la practicidad de implementación de cada método evaluado.

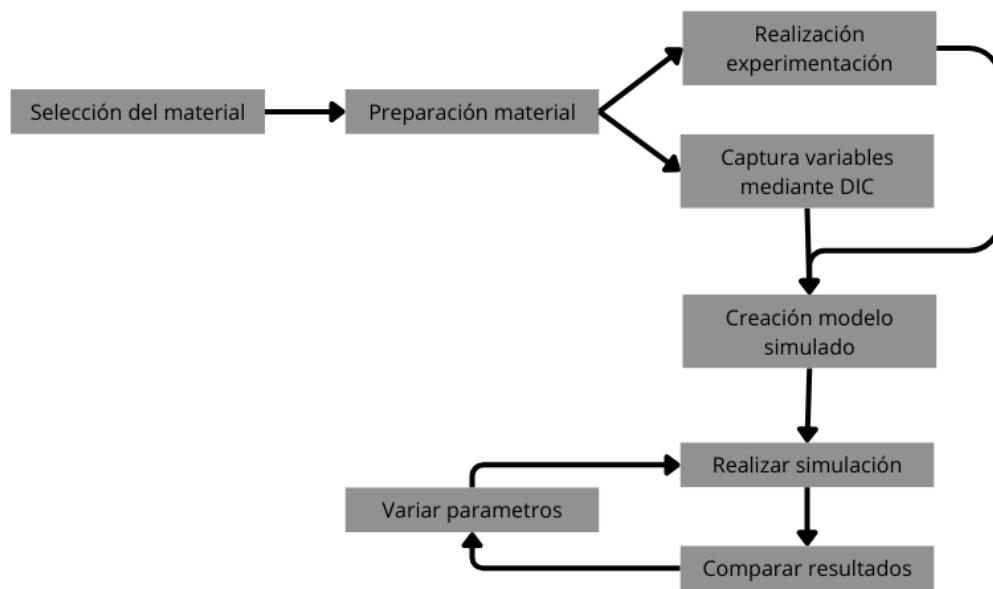


Ilustración 7: Diagrama de flujo metodológico.

### 2.1 Simulación numérica

La evaluación de métodos de simulación se centra en la comparación entre las dos principales formulaciones disponibles en ANSYS para análisis de grandes deformaciones: Static Structural y Explicit Dynamics. Esta selección se basa en las diferentes aproximaciones teóricas que emplean cada una, donde Static Structural utiliza formulaciones implícitas

apropiadas para análisis cuasi-estáticos, mientras que Explicit Dynamics emplea formulaciones explícitas que pueden manejar no linealidades severas con mayor estabilidad numérica.

La comparación incluye la evaluación de diferentes configuraciones dentro de cada formulación, considerando parámetros como el tipo de elemento finito, estrategias de mallado, criterios de convergencia, y configuraciones específicas para grandes deformaciones. Esta evaluación sistemática permite identificar las configuraciones óptimas para cada tipo de análisis y establecer recomendaciones específicas según las características del problema.

### 2.1.1 Configuración del modelo numérico

El modelo numérico fue configurado para reproducir de manera fiel las condiciones experimentales, incorporando la geometría exacta de las probetas, las propiedades mecánicas de los materiales evaluados y las condiciones de carga y restricción correspondientes al ensayo de flexión en tres puntos. La configuración geométrica considera las dimensiones específicas de cada serie experimental: probetas de acero MN65 ( $100 \times 24,7 \times 2,3 \text{ mm}^3$ ) y probetas de acero de ballesta automotriz Fiat 126 ( $300 \times 45,3 \times 4,35 \text{ mm}^3$ ), asegurando una correspondencia directa entre el modelo numérico y los ensayos realizados.

Debido a que las condiciones de fabricación y procesamiento de los materiales podían alterar sus propiedades mecánicas respecto a valores reportados en la literatura, se consideró necesario verificar experimentalmente el módulo de elasticidad. Para ello, se priorizó la realización de ensayos de tracción, dado que estos permiten una determinación más precisa del módulo elástico mediante la medición directa de deformaciones utilizando extensómetro, en contraste con el ensayo de flexión, donde el módulo se obtiene de manera indirecta a partir de la respuesta global carga-deflexión.

Sin embargo, en el caso del acero MN65, las reducidas dimensiones de las probetas imposibilitaron la realización del ensayo de tracción conforme a normativa y a las limitaciones del equipamiento disponible. En consecuencia, para este material se adoptó el módulo de elasticidad obtenido a partir del ensayo de flexión en tres puntos, resultando un valor de  $E = 150,8 \text{ GPa}$ , con un coeficiente de Poisson de  $\nu = 0,30$ . Si bien este método presenta una menor precisión relativa, el valor obtenido fue consistente con la respuesta experimental observada y permitió una adecuada correlación entre simulación y experimento.

Para el acero de ballesta automotriz Fiat 126, fue posible determinar experimentalmente el módulo de elasticidad mediante ensayo de tracción, obteniéndose un valor de  $E = 182 \text{ GPa}$ , con un coeficiente de Poisson de  $\nu = 0,33$ , el cual fue utilizado directamente en el modelo numérico.

La utilización de materiales con geometrías y escalas significativamente diferentes permitió evaluar la robustez de la metodología de modelación propuesta bajo distintas relaciones de

aspecto y condiciones estructurales, proporcionando una validación más amplia de los métodos de simulación analizados.

### 2.1.2 Estrategias de mallado y convergencia

La metodología incluye estudios sistemáticos de convergencia de malla para establecer la densidad de elementos apropiada que garantice resultados independientes del mallado sin costo computacional excesivo. Se evalúan diferentes tipos de elementos disponibles en ANSYS, incluyendo SOLID186, y SOLID187, determinando su idoneidad para problemas de grandes deformaciones mediante análisis comparativos.

Los criterios de convergencia se establecen considerando las características específicas de análisis no lineales, donde los criterios estándar pueden requerir ajustes para problemas de grandes deformaciones. Se evalúan diferentes configuraciones de tolerancias de fuerza, desplazamiento, y energía, estableciendo configuraciones óptimas que balanceen precisión y eficiencia computacional.

## 2.2 Metodología de validación experimental

El protocolo experimental se diseña para proporcionar datos de alta calidad que permitan una validación rigurosa de los modelos numéricos. El protocolo establece procedimientos estandarizados para la preparación de probetas, configuración del ensayo, aplicación de cargas, y captura de datos, asegurando reproducibilidad y minimización de fuentes de error experimental.

La implementación de correlación digital de imágenes permite la obtención de campos completos de desplazamiento y deformación, proporcionando información detallada que supera las limitaciones de técnicas de medición puntual. Esta información de campo completo es fundamental para la validación de simulaciones numéricas que predicen distribuciones espaciales de variables mecánicas.

### 2.2.1 Procesamiento y análisis de datos DIC

El procesamiento de datos DIC se realiza mediante ZEISS Correlation 2025,<sup>46</sup> software que permite la extracción sistemática de campos de desplazamiento y deformación en formato de datos estructurados. La metodología establece protocolos específicos para la selección de regiones de interés, configuración de parámetros de correlación, y extracción de datos cuantitativos en puntos específicos que correspondan con nodos del modelo de elementos finitos.

### 2.2.2 Calibración y caracterización sistema DIC

Previo a la implementación del sistema DIC en los ensayos de validación, se desarrolló un protocolo de caracterización para evaluar dos aspectos críticos: la precisión del sistema en rangos de desplazamiento conocidos y la cuantificación del ruido inherente al método.

La calibración consistió en aplicar desplazamientos conocidos progresivos mientras se registraban las mediciones del sistema DIC, permitiendo cuantificar el error relativo en función de la magnitud del desplazamiento. Los resultados de esta caracterización (presentados en el Capítulo 5) evidenciaron limitaciones significativas en el rango de pequeños desplazamientos, lo que determinó el enfoque en zonas de máxima deformación para las comparaciones cuantitativas.



*Ilustración 8: Análisis desplazamientos en micrómetro software DIC.*

Adicionalmente a la calibración con desplazamientos conocidos, se cuantificó el ruido inherente al sistema de medición mediante análisis de frames estáticos, es decir, antes de que se empezara a aplicar la carga de punzón sobre la placa.

### 2.2.3 Estrategia de comparación DIC-ANSYS

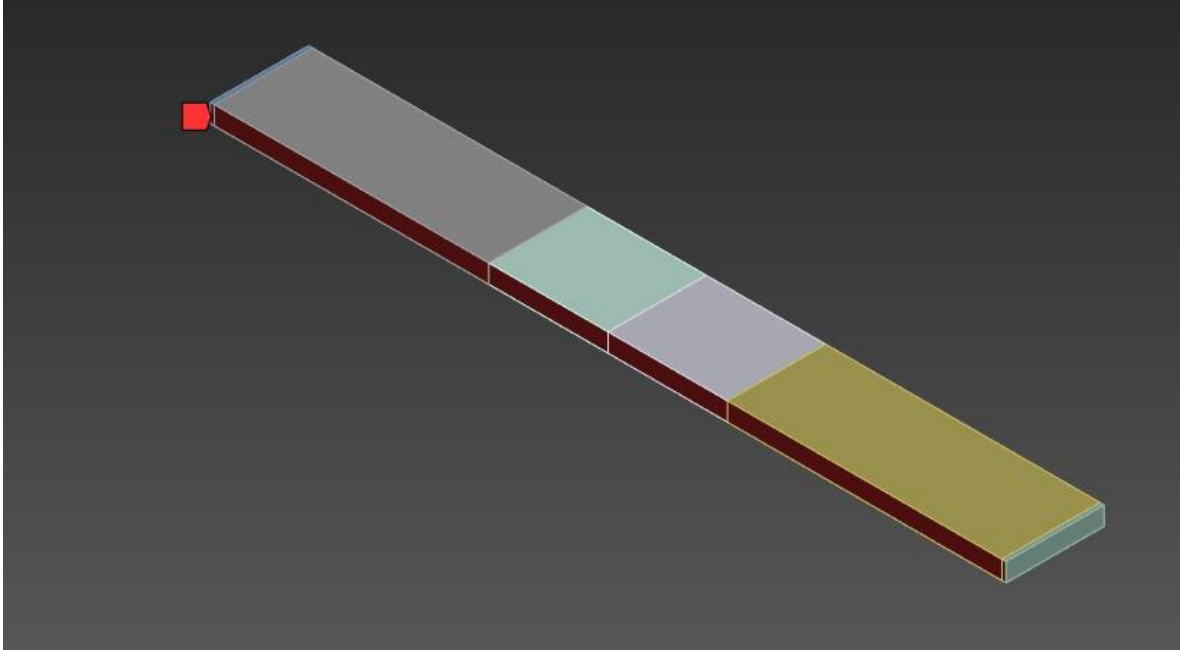
Para establecer una comparación cuantitativa rigurosa entre los resultados experimentales obtenidos mediante DIC y los numéricos obtenidos en ANSYS, se implementó una estrategia de extracción de datos que permitiera minimizar las limitaciones asociadas a la comparación directa de campos completos 2D, las cuales presentan desafíos debido a diferencias en la discretización espacial (píxeles en DIC versus nodos en FEA), efectos de borde que pueden sesgar las comparaciones globales y la dificultad para cuantificar errores locales.

Como solución, se optó por extraer los datos a lo largo de la fibra central de cada probeta (línea media), adaptando las coordenadas según la geometría específica de cada material:

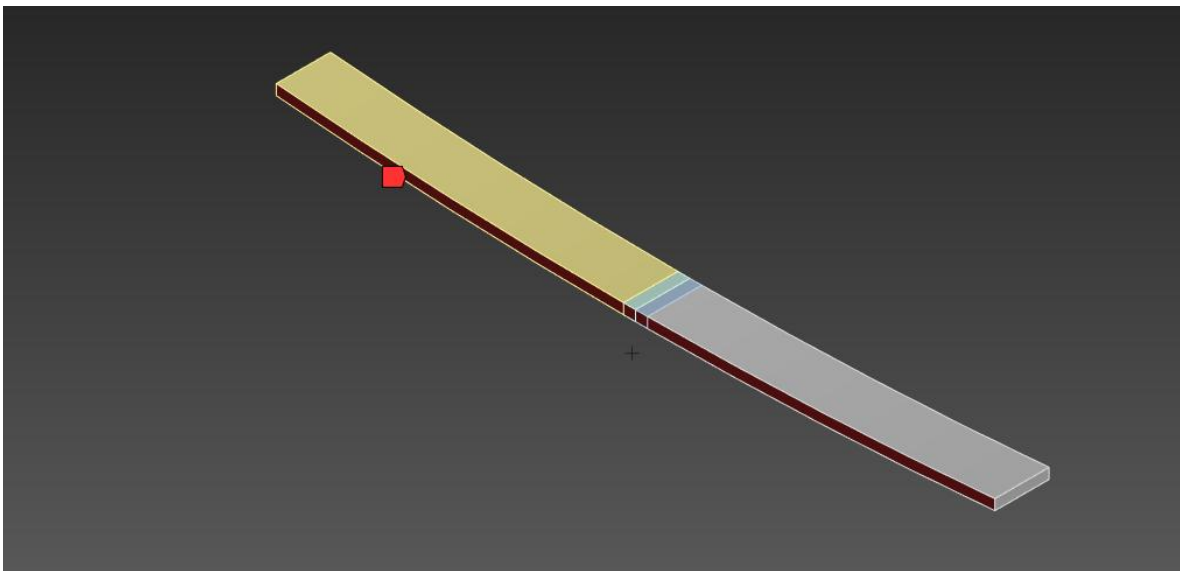
- Probetas MN65:  $x=[0, 100]$  mm,  $y=[0, 2.3]$  mm,  $z = 12.35$  mm, correspondiente al centro del ancho de 24.7 mm.
- Probetas acero de ballesta:  $x=[0, 300]$  mm,  $y=[0, 4.35]$  mm,  $z = 22.65$  mm, correspondiente al centro del ancho de 45.3 mm.

Esta estrategia unificada permite realizar comparaciones directas punto a punto para ambas geometrías, elimina la influencia de variaciones transversales, y coincide con la ubicación de

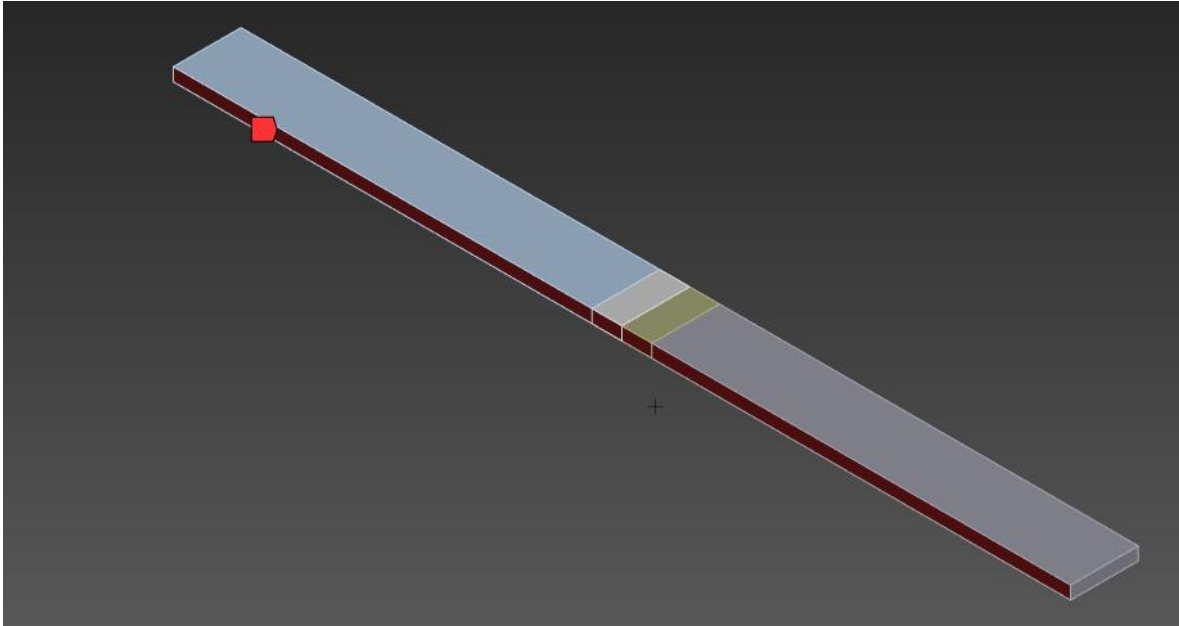
la máxima deflexión teórica en cada caso. De este modo, se logra una comparación cuantitativa consistente entre ambos materiales, se valida la hipótesis de Euler-Bernoulli en diferentes escalas, se identifican zonas de divergencia específicas para cada geometría, y se facilita el cálculo directo de métricas de error bajo condiciones comparables.



*Ilustración 9: Simulación con fibra central en ANSYS MN65.*



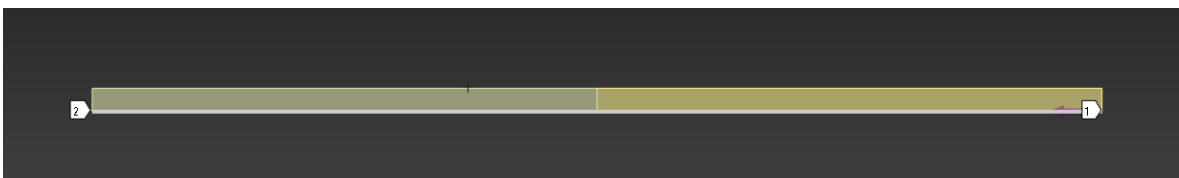
*Ilustración 10: Simulación con fibra central en ANSYS Fiat126 curvo.*



*Ilustración 11: Simulación con fibra central en ANSYS Fiat126 recto.*

### 2.2.3.1 Refinamiento mediante comparación 1D.

Para incrementar la precisión de la comparación espacial, se implementó un refinamiento metodológico que consiste en la creación de un path 1D en ANSYS a lo largo de la línea central de la placa, permitiendo extraer valores de deflexión con mayor resolución y precisión numérica, complementado con la generación de una línea interpolada 1D en DIC a partir de una secuencia de puntos seleccionados a lo largo de la placa mediante interpolación para crear una representación continua comparable con el path de ANSYS. Este enfoque se fundamenta en la geometría alargada de la placa donde las variaciones a lo largo del eje Y son despreciables frente a las del eje X, y en la mayor precisión obtenida al seleccionar puntos en zonas con patrón de pintura más contrastado, mejorando así la calidad de la correlación DIC. La reducción dimensional resultante simplifica la comparación sin pérdida significativa de información relevante, permitiendo una comparación punto a punto más precisa y eliminando ruido asociado a variaciones transversales mínimas.



*Ilustración 12: Simulación mediante path en ANSYS desde el punto 1 hasta el punto 2 en acero MN65.*

### 2.2.3.2 Comparación temporal de deflexiones máximas.

Complementariamente a la validación espacial, se desarrolló una metodología para la comparación temporal de las deflexiones en el punto de máxima deformación (centro de la

luz), permitiendo evaluar la concordancia dinámica entre DIC, ANSYS y la máquina de ensayos a lo largo de todo el proceso de carga.

El protocolo implementado incluye: (1) normalización temporal de todas las series al tiempo total del ensayo, (2) extrapolación al origen para garantizar condiciones iniciales consistentes, (3) optimización de factores de escala temporal mediante maximización de correlación cruzada, y (4) interpolación en malla temporal común para comparación directa.

Las métricas de validación calculadas automáticamente incluyen error medio absoluto (MAE), coeficientes de correlación de Pearson, y diferencias porcentuales en deflexiones máximas y promedio, proporcionando una evaluación cuantitativa rigurosa de la concordancia entre métodos.

#### 2.2.4 Procesamiento computacional para validación cuantitativa

Para realizar la comparación cuantitativa entre resultados experimentales (DIC) y numéricos (ANSYS), se desarrolló un script en Python que implementa un protocolo de procesamiento automatizado. La metodología incluye:

- Carga y unificación de datos desde archivos CSV de DIC y ANSYS
- Diagnóstico automático de inconsistencias en signos, escala y orientación espacial
- Corrección automatizada mediante inversión de signos y factores de escala cuando es necesario
- Cálculo de métricas de validación ( $R^2$ , MAE, error porcentual)
- Generación de gráficos comparativos y tablas resumen

Las librerías utilizadas fueron Pandas para manipulación de datos, NumPy para cálculos numéricos, SciPy para interpolación, y Matplotlib para visualización. Este enfoque permitió estandarizar la validación entre múltiples configuraciones asegurando consistencia en los resultados.

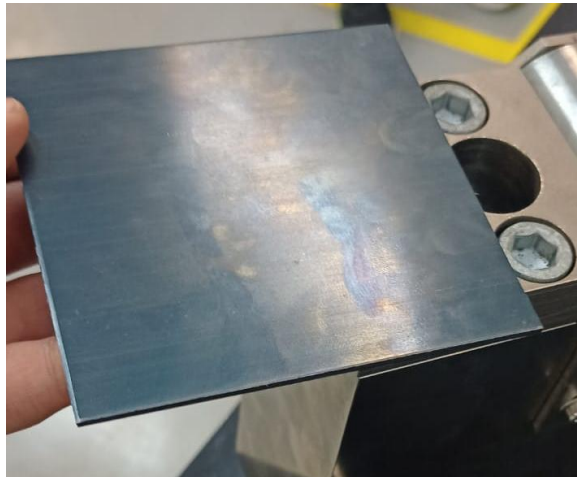
### 3 Capítulo 3. Diseño experimental

La necesidad de poder comprobar la veracidad de las simulaciones requiere realizar ensayos experimentales con materiales que puedan concebir grandes deformaciones en su régimen elástico, para esto se realizó utilizando dos tipos de acero con características mecánicas complementarias, permitiendo evaluar la metodología propuesta en diferentes condiciones de material y geometría. Esta estrategia dual proporciona una validación más robusta del protocolo desarrollado y permite establecer la generalidad de los métodos de simulación evaluados.

#### 3.1 Acero de resorte MN65

Para la validación experimental de simulaciones de grandes deformaciones se seleccionó acero de resorte MN65, material que presenta características mecánicas especialmente apropiadas para este tipo de análisis. La elección de este acero se fundamenta en su capacidad para experimentar grandes deformaciones elásticas sin incursionar en el régimen plástico, característica esencial para mantener la validez de las comparaciones con modelos numéricos lineales.

El acero MN65 corresponde a un acero al carbono con contenido de manganeso que le confiere propiedades mecánicas superiores, incluyendo un alto límite elástico y excelente resistencia a la fatiga. Estas propiedades permiten que el material soporte deflexiones considerables manteniendo un comportamiento elástico lineal, requisito fundamental para la validación de simulaciones que emplean modelos constitutivos lineales.



*Ilustración 13: Placa original acero MN65.*

##### 3.1.1 Geometría MN65

Las dimensiones iniciales del material disponible correspondían a una placa de aproximadamente  $100 \times 100 \times 2.3 \text{ mm}^3$ . Para optimizar las condiciones experimentales y aumentar las deformaciones alcanzables dentro del rango elástico, se procedió a seccionar el

material en probetas de menor longitud. Esta reducción dimensional permite alcanzar mayores deflexiones relativas con las mismas cargas aplicadas, facilitando la observación y medición de efectos de grandes deformaciones.

Las probetas finales obtenidas presentan dimensiones de  $100 \times 24.7 \times 2.3$  mm<sup>3</sup> aproximadamente. Esta geometría proporciona una relación longitud-espesor que favorece la ocurrencia de grandes deflexiones bajo cargas moderadas, mientras mantiene la estabilidad estructural necesaria para ensayos controlados. La uniformidad en las dimensiones de las probetas asegura la reproducibilidad de los resultados y facilita la comparación con los modelos numéricos correspondientes.



*Ilustración 14: Probeta aceroMN65.*

### 3.2 Acero de ballesta automotriz

Como segunda fase experimental, se incorporaron probetas fabricadas a partir de ballestas automotrices usadas (paquete de resortes Fiat 126 baja suspensión). Esta selección se fundamenta en la necesidad de validar la metodología propuesta en un material con características mecánicas diferentes al MN65, específicamente diseñado para aplicaciones de resorte en condiciones de servicio severas.

Las ballestas automotrices están fabricadas típicamente en aceros al carbono de medio a alto contenido (generalmente AISI 5160 o equivalentes), con tratamientos térmicos específicos que les confieren alta resistencia a la fatiga y capacidad de soportar grandes deflexiones bajo cargas cíclicas. Estas características las convierten en un material ideal para validar simulaciones de grandes deformaciones en condiciones más exigentes que las del acero MN65.



*Ilustración 15: Paquete de resortes Fiat126.*

### 3.2.1 Preparación del material de acero de ballesta automotriz

Para poder trabajar el material y obtener probetas para ensayos de este, se desarmó por completo el paquete de resortes para obtener las láminas individuales, de estas láminas se seleccionaron las que poseían mayor rectitud y uniformidad. Ya seleccionadas se recortaron las placas con una longitud aproximada de 300mm, que resultaron en 3 probetas.



*Ilustración 16: Proceso de desmontaje ballesta automotriz.*

### 3.2.2 Geometría acero de ballesta automotriz

Las probetas de ballesta presentarán dimensiones aproximadas de  $300 \times 45.3 \times 4.35 \text{ mm}^3$ , pero con distinta curvatura siendo una probeta casi recta obtenida de segmentos intermedios con curvatura residual mínima y otra probeta con una curvatura más pronunciada, esta diferencia permite evaluar geometrías más diversas y como estas influyen en el simulado.



*Ilustración 17: Probeta de ballesta automotriz Fiat126.*

## 3.3 Configuración Ensayo

Se seleccionó la configuración de flexión en tres puntos como método experimental para generar las grandes deformaciones requeridas para la validación. Esta elección se basó fundamentalmente en la disponibilidad del equipamiento necesario dentro del laboratorio de la universidad, considerando que otras configuraciones experimentales resultaban significativamente más complejas de implementar con los recursos disponibles.

La flexión en tres puntos presenta ventajas adicionales para el análisis de grandes deformaciones, incluyendo condiciones de carga y restricción bien definidas que facilitan la modelación numérica correspondiente. La simplicidad de la configuración permite un control preciso de las variables experimentales y reduce las fuentes de incertidumbre en las mediciones, aspectos cruciales para una validación confiable de los modelos numéricos.



*Ilustración 18: Setup experimental MN65.*

### 3.3.1 Parámetros de carga

Para establecer los límites de carga apropiados para los ensayos de flexión, se realizaron campañas de pruebas preliminares independientes para cada material evaluado: acero MN65 y acero de ballesta automotriz. Estos ensayos exploratorios permitieron determinar las cargas máximas aplicables sin causar deformación permanente en las probetas, estableciendo límites superiores específicos para cada material según sus características mecánicas y dimensiones geométricas.

N°	Probeta	Espesor (mm)	Ancho (mm)	S0 (mm)	F máx (kgf)	$\delta$ max(mm)	Propósito
1	P1	2	25	50	30	1,7	Verificación límite elástico
2	P1	2	25	50	39	2.3	Verificación límite elástico
3	P1	2	25	50	45	2.6	Verificación límite elástico

4	P1	2	25	50	201	14.9	Determinación plasticidad.
5	P2	2	25	50	160	9.7	Determinación plasticidad.
6	P3	2	25	50	140	7.7	Confirmación inicio plasticidad.
7	P4	2	25	50	120	6.3	Caracterización segura.

Tabla 1: Iteración de experimentación ensayo de flexión 3 puntos para acero MN65.

N°	Probeta	Espesor (mm)	Ancho (mm)	S0 (mm <sup>2</sup> )	F máx (kgf)	δ max(mm)
1	P4	2.326	24.66	57.36	120	6.2
2	P4	2.326	24.66	57.36	120	6.4
3	P4	2.326	24.66	57.36	120	6.2
4	P4	2.326	24.66	57.36	120	6.2

Tabla 2: Comprobación estabilidad deflexión máxima acero MN65.

En el caso del acero MN65, los ensayos preliminares se realizaron con probetas de dimensiones  $100 \times 2.3 \times 24.7 \text{ mm}^3$ , determinándose una carga máxima de 120 kgf que garantiza el comportamiento completamente elástico del material. Esta carga asegura que las deformaciones ocurran dentro del rango elástico lineal, condición necesaria para la validación de simulaciones que emplean modelos constitutivos lineales.

N°	Probeta	Espesor (mm)	Ancho (mm)	S0 (mm <sup>2</sup> )	F máx (kgf)	δ max(mm)	Propósito
1	P1	4.352	45.29	197.08	318	40	Determinación plasticidad.
2	P1	4.352	45.29	197.08	300	35.8	Determinación plasticidad.
3	P2	4.352	45.28	197.08	240	26.6	Verificación limite elástico
4	P2	4.352	45.28	197.08	200	23.2	Verificación limite elástico
5	P3	4.352	45.28	197.08	200	28.6	Verificación limite elástico
6	P2	4.352	45.28	197.08	270	31.4	Verificación limite elástico
7	P2	4.352	45.28	197.08	270	31.3	Caracterización segura.
8	P3	4.352	45.28	197.08	270	30.2	Comprobación caracterización segura probeta distinta.

Tabla 3: Iteración experimentación ensayo de flexión 3 puntos para acero Fiat126.

Para el acero de ballesta automotriz, se presentó una condición particular debido a las variaciones en la curvatura inicial de las probetas provenientes de diferentes posiciones dentro del paquete de ballestas original. A diferencia de las probetas rectas de MN65, las probetas de acero de ballesta presentaban curvaturas iniciales variables, lo que motivó una investigación específica sobre el efecto de esta variable en el comportamiento a flexión.

Se realizaron ensayos con probetas que exhibían diferentes grados de curvatura inicial, desde prácticamente rectas hasta con curvatura acentuada, aplicando el mismo protocolo de carga incremental y monitoreo de deflexión. Los resultados mostraron que, de manera contraintuitiva, la curvatura inicial no produjo diferencias significativas en el patrón de flexión ni en las deflexiones máximas registradas bajo las mismas condiciones de carga.

Esta ausencia de influencia significativa de la curvatura inicial permitió tratar el conjunto de probetas de acero de ballesta como un grupo homogéneo para los fines de este estudio, estableciendo una carga máxima única de 300 kgf aplicable a todas las probetas independientemente de su curvatura inicial.

La metodología para ambos materiales incluyó la aplicación de carga incremental con monitoreo continuo de deflexión, verificación de reversibilidad mediante ciclos de carga-descarga, y análisis de deformación residual después de cada ciclo. Para validar la repetibilidad del sistema, se realizaron múltiples pruebas con las cargas establecidas para cada material, confirmando la consistencia de los datos obtenidos y descartando posibles errores experimentales.

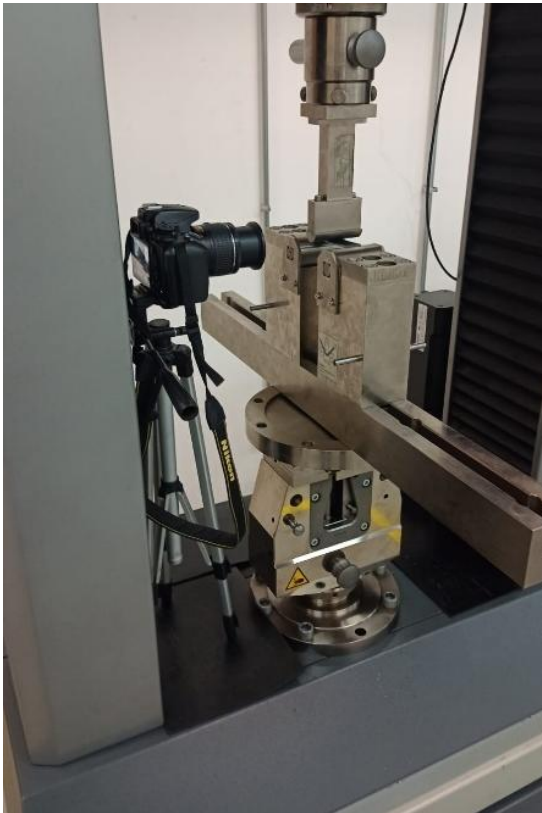
Esta determinación experimental de límites de carga específicos para cada material aseguró que los ensayos definitivos se realizaran dentro del rango elástico correspondiente, proporcionando datos confiables para la validación de las simulaciones numéricas y permitiendo una comparación significativa entre los dos sistemas materiales evaluados en este estudio.

### 3.3.2 Instrumentación y sistema de medición

El sistema de medición se diseñó para implementar correlación digital de imágenes en configuración bidimensional, aprovechando que la naturaleza del ensayo de flexión no involucra deformaciones significativas en la dirección perpendicular al plano de flexión. Esta simplificación permite obtener información completa del campo de deformaciones utilizando un sistema de captura más simple y accesible.

Inicialmente se consideró el uso de una cámara fotográfica convencional para la captura de imágenes. Sin embargo, las limitaciones de espacio físico en el setup experimental junto con las del trípode necesario para la estabilidad causaban distorsión en las imágenes obtenidas, comprometiendo la calidad de los datos para el análisis DIC. Para solucionar esta limitación, se optó por utilizar un teléfono celular como dispositivo de captura, el cual proporciona

mayor flexibilidad de posicionamiento y calidad de imagen suficiente para el análisis requerido.



*Ilustración 19: Setup inicial DIC.*



*Ilustración 20: Setup final DIC.*

El posicionamiento del dispositivo de captura se estableció de manera perpendicular al plano de deformación de la probeta, asegurando que la captura de imágenes ocurra en condiciones óptimas para el análisis bidimensional. Esta configuración minimiza las distorsiones perspectivas y facilita el procesamiento posterior de las imágenes para la obtención de campos de deformación.

### 3.3.3 Preparación DIC

La implementación exitosa de correlación digital de imágenes requiere la creación de un patrón de referencia en la superficie de la probeta que permita el seguimiento de puntos materiales durante la deformación. Para esto, la superficie de la probeta fue recubierta con cinta adhesiva blanca mate, proporcionando una base uniforme que facilita la aplicación del patrón y mejora el contraste de las imágenes capturadas.

Sobre esta base blanca se aplicó un patrón aleatorio utilizando marcador negro, creando puntos y formas irregulares de tamaños variables distribuidos aleatoriamente sobre toda la superficie visible de la probeta. Este patrón aleatorio es fundamental para el algoritmo de

correlación digital, ya que proporciona características únicas en cada región de la imagen que pueden ser seguidas durante el proceso de deformación.



*Ilustración 21: Probeta acero MN65 con patrón para contraste en DIC.*

El diseño del patrón consideró la necesidad de tener suficiente densidad de características para permitir una resolución espacial adecuada en el análisis DIC, mientras se mantiene un contraste suficiente para facilitar el procesamiento automatizado de las imágenes. La variabilidad en el tamaño de las características del patrón permite capturar tanto deformaciones locales como el comportamiento global de la probeta.

Para asegurar la calidad de las imágenes capturadas durante el ensayo, se implementó un sistema de iluminación artificial utilizando una lámpara portátil. Esta iluminación adicional garantiza condiciones de iluminación uniformes y suficientes para obtener imágenes con el contraste y definición necesarios para el análisis DIC.

La iluminación controlada es particularmente importante en este tipo de análisis, ya que variaciones en las condiciones de luz durante el ensayo pueden introducir errores en la correlación de imágenes y afectar la precisión de los resultados. El uso de iluminación artificial permite mantener condiciones constantes independientemente de las variaciones de luz ambiente del laboratorio.

#### 3.3.4 Software de análisis DIC

La selección del software para el procesamiento de correlación digital de imágenes requirió una evaluación de múltiples alternativas considerando tanto la precisión de los resultados como la capacidad de exportación de datos para análisis posterior. Inicialmente se evaluó NCORR, un software de código abierto ampliamente utilizado en investigación académica para análisis DIC bidimensional.

Los ensayos preliminares con NCORR demostraron un funcionamiento satisfactorio en términos de precisión, obteniendo valores de deflexión máxima que concordaban estrechamente con los registros de desplazamiento proporcionados por la máquina de ensayos multiaxial. Esta concordancia inicial validó la implementación del sistema DIC y confirmó la viabilidad del enfoque experimental planteado.

Sin embargo, durante la fase de extracción de datos se identificaron limitaciones significativas en NCORR que comprometían la eficiencia del análisis posterior. El software no proporciona funcionalidades nativas para la exportación directa de datos en formatos estándar como CSV o TXT, dificultando considerablemente el procesamiento y análisis

cuantitativo de los resultados. Se exploraron alternativas utilizando NCORR\_post y programación directa para la extracción de datos, pero se encontraron problemas de incompatibilidad de versiones y dificultades en el dimensionamiento correcto de las regiones de interés (ROI), resultando en datos inconsistentes para el análisis cuantitativo.

Ante estas limitaciones, se decidió migrar a ZEISS Correlation 2025, software comercial especializado en análisis de correlación digital de imágenes. La evaluación de este software demostró resultados de deflexión máxima igualmente precisos y concordantes con los registros de la máquina de ensayos, validando la consistencia entre ambos enfoques de análisis.

La ventaja principal de ZEISS Correlation 2025 radica en su capacidad de exportación directa de datos en formato CSV para cualquier fotograma del ensayo, permitiendo la extracción tanto de campos de desplazamiento como de deformación en las direcciones X e Y. Esta funcionalidad facilita significativamente el análisis cuantitativo posterior y la comparación detallada con los resultados de simulaciones numéricas, aspectos fundamentales para cumplir los objetivos de validación planteados en este trabajo.

### 3.3.5 Protocolo de Ensayo

La velocidad de aplicación de carga se estableció en un valor bajo para maximizar la cantidad de frames capturados durante el proceso de deformación. Esta estrategia permite obtener una mayor resolución temporal en la evolución de las deformaciones, facilitando el análisis detallado del comportamiento no lineal y proporcionando más puntos de comparación con las simulaciones numéricas.

La aplicación lenta de la carga también minimiza los efectos dinámicos en el ensayo, asegurando que las condiciones correspondan efectivamente a un análisis cuasi-estático como el que se implementa en las simulaciones numéricas. Esta correspondencia es fundamental para la validez de las comparaciones entre resultados experimentales y numéricos.

### 3.3.6 Procedimiento experimental

El protocolo de ensayo establece una secuencia controlada que inicia con la verificación del posicionamiento correcto de la probeta en los soportes de flexión y la alineación adecuada del sistema de aplicación de carga. Posteriormente se verifica el funcionamiento del sistema de captura de imágenes y se establece la referencia inicial para el análisis DIC.

Durante el ensayo, se mantiene un registro continuo de la fuerza aplicada y se capturan imágenes a intervalos regulares que permiten documentar completamente la evolución de las deformaciones desde el estado inicial hasta la carga máxima establecida. El proceso de descarga también se documenta para verificar la reversibilidad de las deformaciones y confirmar que el comportamiento se mantiene dentro del rango elástico del material.

La documentación sistemática de todos los parámetros del ensayo, incluyendo condiciones ambientales, configuración del equipo y cualquier observación relevante, asegura la reproducibilidad de los experimentos y facilita la interpretación posterior de los resultados obtenidos.

## 4 Capítulo 4. Simulaciones numéricas

Simular el comportamiento de flexión en grandes deformaciones de las probetas de ambos materiales evaluados: acero MN65 y acero de ballesta automotriz. El análisis se realizó utilizando ANSYS Workbench 2024 R2, aprovechando sus capacidades para el manejo de no linealidades geométricas características de los mecanismo flexibles.

La metodología de simulación se estructuró en etapas progresivas, iniciando con modelos simplificados bajo la hipótesis de pequeñas deformaciones y evolucionando hacia formulaciones no lineales más complejas. Esta aproximación permitió identificar claramente la influencia de la no linealidad geométrica en los resultados para ambas escalas geométricas y establecer los parámetros críticos para la simulación precisa de grandes deflexiones en diferentes condiciones de material y geometría.

### 4.1 Desarrollo del modelo geométrico

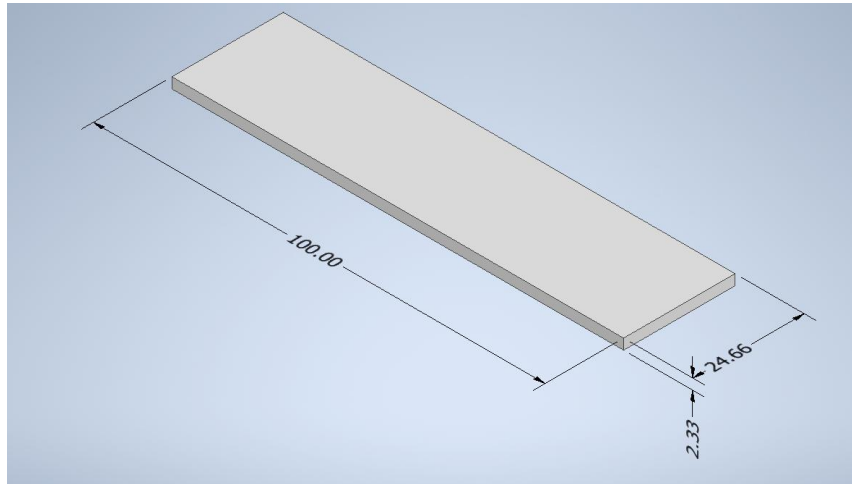
La geometría de las probetas se modeló directamente en Autodesk Inventor, para luego ser exportadas en formato STEP y así ser capaces de ser cargadas en ANSYS, replicando las dimensiones exactas obtenidas de las mediciones experimentales para cada material.

La decisión de utilizar modelos tridimensionales completos para ambas geometrías, en lugar de simplificaciones bidimensionales o de elementos tipo shell, se fundamentó en la necesidad de capturar con precisión los efectos de distribución de esfuerzos a través del espesor, particularmente importantes en el régimen de grandes deformaciones donde los efectos de membrana pueden ser significativos. Esta consideración es especialmente relevante dada la diferencia significativa en las dimensiones transversales entre ambos materiales.

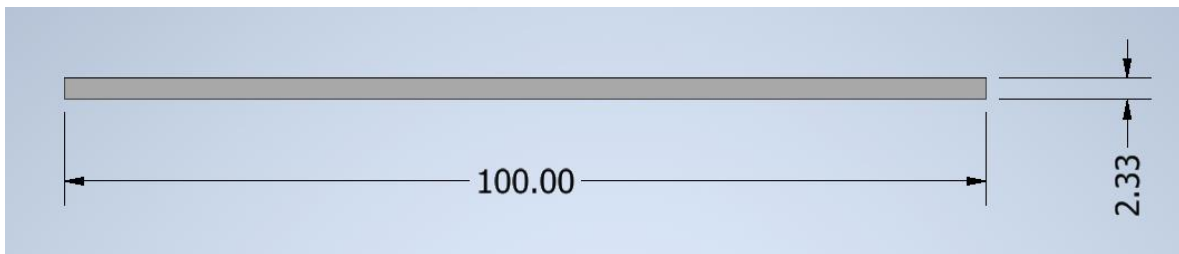
Se implementaron simplificaciones geométricas menores para facilitar el mallado y reducir singularidades numéricas en ambos modelos. Los bordes se mantuvieron perfectamente rectos y las superficies idealmente planas, omitiendo imperfecciones superficiales o variaciones dimensionales menores observadas en las probetas físicas. Estas simplificaciones se consideraron aceptables dado que las variaciones dimensionales medidas fueron inferiores al 1% del valor nominal para ambos materiales.

#### 4.1.1 Modelo MN65

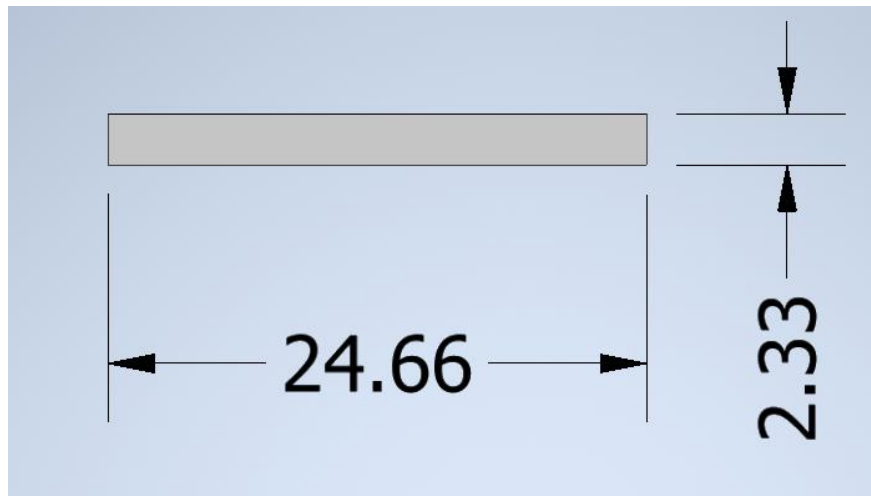
El modelo tridimensional se construyó como un sólido prismático rectangular con dimensiones de 100 mm de longitud, 24.7 mm de ancho y 2.3 mm de espesor.



*Ilustración 22: Dimensiones generales MN65.*



*Ilustración 23: Vista frontal MN65.*



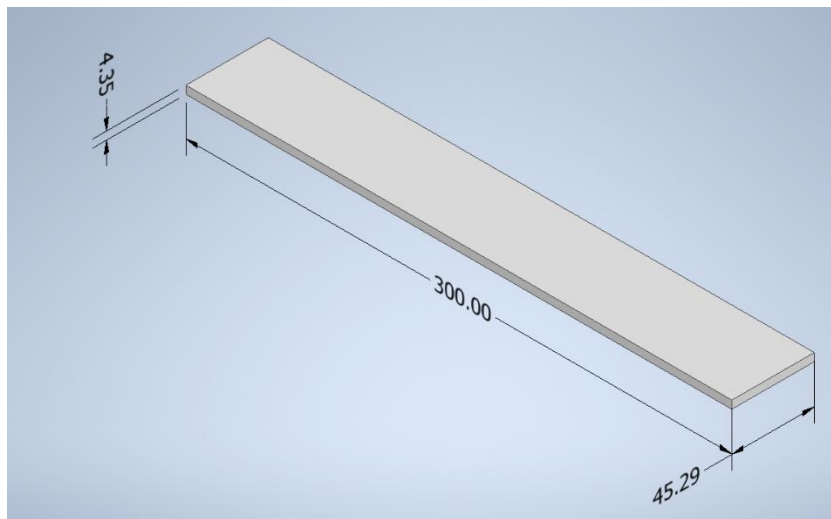
*Ilustración 24: Vista lateral MN65.*

#### 4.1.2 Modelo acero de ballesta automotriz

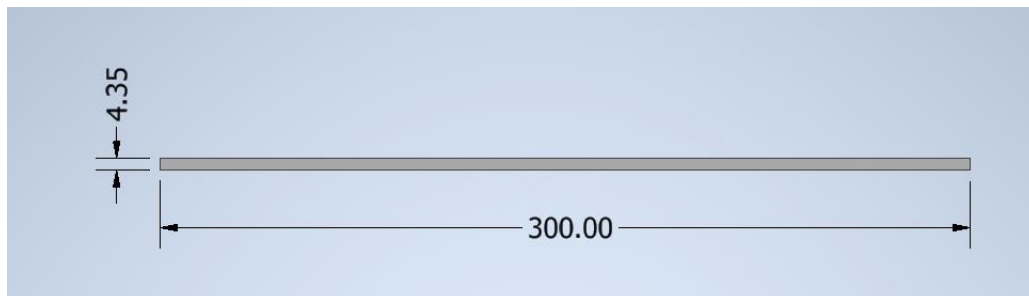
Se desarrolló un modelo base con dimensiones de 300 mm de longitud, 45.3 mm de ancho y 4.35 mm de espesor aproximado, correspondientes a las probetas obtenidas del sistema de suspensión Fiat 126 con diferencias ínfimas en cuanto al ancho de las probetas. Dado que se

trabajó con dos probetas con diferente curvatura inicial, se implementaron dos variantes del modelo:

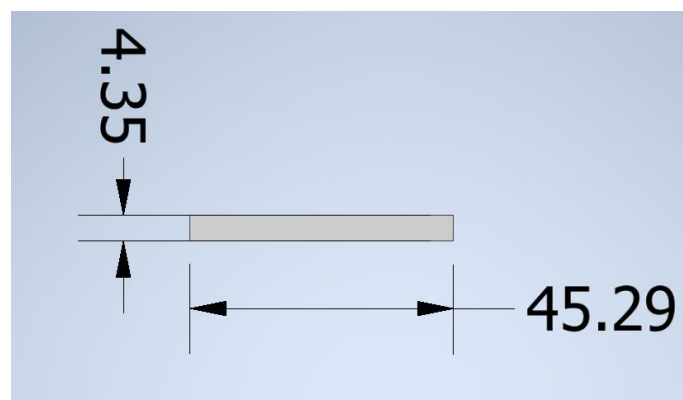
- Probeta casi recta: Modelada como geometría recta debido a que su curvatura residual mínima (inferior al 0.5% de la longitud) no justificaba la complejidad adicional del modelado curvado, considerando que los efectos en los resultados de flexión serían despreciables según estudios preliminares.



*Ilustración 25: Dimensiones generales acero Fiat126 recto.*

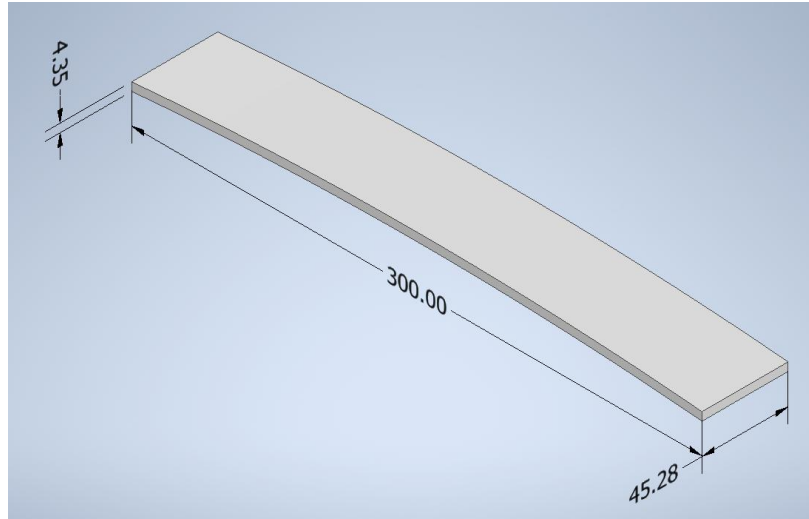


*Ilustración 26: Vista frontal acero Fiat126 recto.*

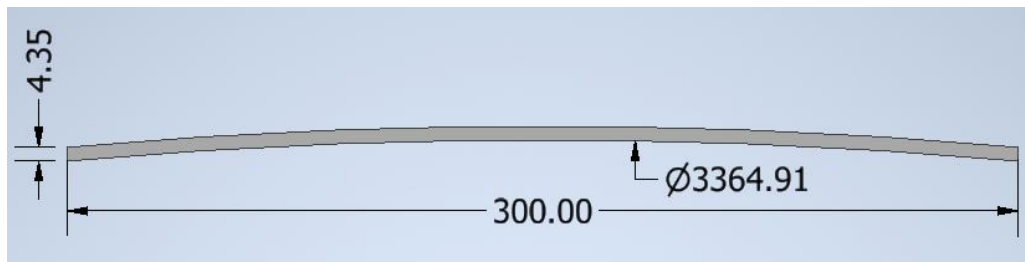


*Ilustración 27: Vista lateral acero Fiat126 recto.*

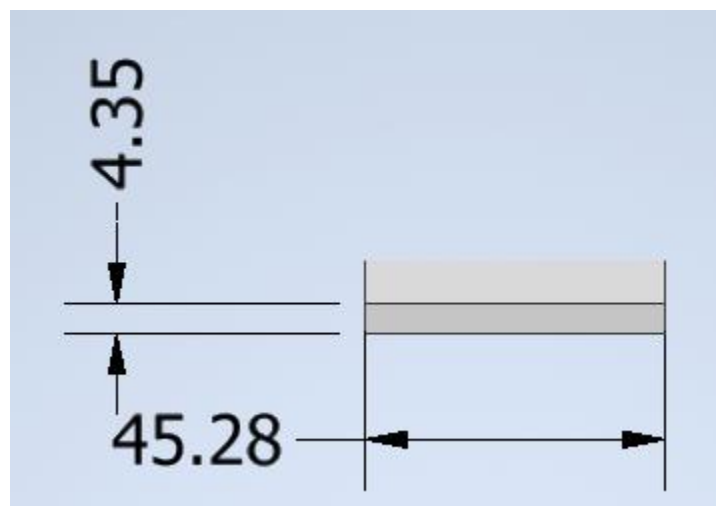
- Probeta curva: Modelada con la curvatura característica medida experimentalmente, replicando fielmente la geometría de la probeta física.



*Ilustración 28: Dimensiones generales acero Fiat126 curva.*



*Ilustración 29: Vista frontal acero Fiat126 curva.*



*Ilustración 30: Vista lateral acero Fiat126 curva.*

## 4.2 Estrategia iteración modelo numérico

La configuración óptima de un modelo de elementos finitos para grandes deformaciones no puede establecerse a priori mediante criterios teóricos únicamente, requiriendo un proceso iterativo sistemático que explore el espacio de parámetros de simulación. A diferencia de los análisis lineales donde las recomendaciones estándar suelen ser suficientes, las no linealidades geométricas introducen interacciones complejas entre parámetros que pueden resultar en comportamientos contraintuitivos: mallas más finas no garantizan mayor precisión, y configuraciones que funcionan para una geometría pueden ser subóptimas para otra.

### 4.2.1 Metodología optimización iterativa

La estrategia de optimización desarrollada en este trabajo sigue una secuencia jerárquica donde cada parámetro se optimiza manteniendo fijos los anteriores, reconociendo que el orden de exploración influye en la configuración final obtenida. Esta aproximación, aunque no garantiza alcanzar el óptimo global del espacio multidimensional de parámetros, proporciona un balance práctico entre exhaustividad y costo computacional, donde finalmente la secuencia implementada fue la siguiente:

1. Condiciones de contorno tipo apoyo.
2. Representación de carga.
3. Tamaño de elemento.
4. Tipo de elemento.
5. Refinamiento adaptativo.
6. Parámetros de convergencia

Para determinar la configuración seleccionada se selecciona aquella que minimiza el error porcentual en la deflexión vertical ( $dY$ ), ya que es la variable de mayor enfoque para este ensayo, validado mediante coeficiente de determinación superior a 0.95

### 4.2.2 Estudio condiciones de apoyo

La representación de los apoyos experimentales constituye un aspecto particularmente relevante debido a que, en los ensayos de flexión, el punto de contacto entre la probeta y los rodillos de apoyo ( $R = 25$  mm) no permanece fijo durante el ensayo, sino que se desplaza a medida que aumenta la deformación. Este efecto cinemático influye de manera directa en la luz efectiva y, por consiguiente, en la rigidez global medida, por lo que su correcta incorporación en el modelo numérico es esencial.

Modelar directamente los rodillos en ANSYS al igual que con la carga introducía dificultades como penetración numérica, sensibilidad a parámetros de fricción o bloqueo de movimiento. Por ello, se optó por representar los apoyos mediante líneas equivalentes, ubicadas en la posición real del contacto probeta–apoyo obtenida a partir del análisis experimental.

Como se mencionó anteriormente el punto de contacto probeta-apoyo cambiaba, en los ensayos se observó que, en la etapa inicial, el contacto ocurría en el borde inferior de la probeta; sin embargo, al aumentar la curvatura, dicho punto migraba hacia el centro. Para determinar con precisión esta ubicación variable, se empleó el siguiente procedimiento:

1. Trazado de la tangente en el punto de contacto experimental entre la superficie de la placa y el rodillo.
2. Cálculo del ángulo  $\alpha$  entre dicha tangente y la horizontal.
3. Proyección del ángulo sobre el rodillo, repitiendo  $\alpha$  desde el centro del rodillo hacia la vertical, obteniendo así el punto de contacto teórico mediante:

$$x_{\text{contacto}} = R \sin(\alpha) \quad (8)$$

Este método fue suficiente para las probetas **MN65**, cuyas deformaciones laterales eran menores y el contacto seguía una trayectoria principalmente vertical.

Pero en las probetas Fiat126, que presentaron deformaciones laterales significativas, se observó que los bordes tendían a moverse hacia el centro durante la flexión. En estos casos, el punto de contacto no coincidía con la proyección geométrica anterior debido al desplazamiento horizontal del borde.

Para corregir este efecto, se incorporó el desplazamiento lateral  $\Delta x$  obtenido mediante el análisis DIC:

$$x_{\text{contacto}} = R \sin(\alpha) - \Delta x \quad (9)$$

donde:

- $R \sin(\alpha)$ : proyección geométrica inicial,
- $\Delta x$ : desplazamiento horizontal del borde medido en DIC,

Esta corrección permitió identificar con precisión el punto real de contacto incluso en configuraciones donde la geometría deformada modificaba sustancialmente la posición del borde.

Una vez determinado el punto de contacto para cada caso:

- Se ubicó una línea de apoyo en la posición calculada,
- Se restringieron únicamente los grados de libertad necesarios para reproducir el apoyo real,
- Se garantizó que el modelo numérico replicara la evolución cinemática observada experimentalmente.

Esta metodología permitió incorporar fielmente los desplazamientos del punto de contacto sin recurrir al modelado explícito del rodillo, evitando problemas numéricos asociados al contacto y manteniendo consistencia entre probetas.

### 4.2.3 Estudio de aplicación de cargas

La correcta representación de la carga aplicada en el modelo numérico constituye un aspecto crítico, especialmente debido al carácter no lineal del ensayo de flexión y al desplazamiento del punto de contacto entre el punzón y la probeta observado experimentalmente. En los ensayos físicos se utilizó un punzón cilíndrico de radio  $R = 15$  mm; sin embargo, modelar su geometría completa en ANSYS introducía dificultades adicionales, tales como penetración numérica, bloqueo de contacto o sensibilidad excesiva al coeficiente de fricción. Para evitar estas restricciones y mantener consistencia entre probetas, se optó por representar el punzón mediante una línea de aplicación de carga, cuya ubicación y extensión se ajustaron de forma controlada.

Se realizó un estudio paramétrico variando el área o línea de aplicación en torno al eje longitudinal de la probeta. Las configuraciones evaluadas abarcaron desde:

- Aplicación puntual idealizada mediante un Edge.
- Áreas pequeñas distribuidas sobre la superficie.
- Hasta superficies de contacto más amplias.

Cada configuración fue comparada con los resultados experimentales, evaluando su impacto en el error relativo del desplazamiento y forma deformada. Según el comportamiento observado (aumento o disminución del error), se seleccionó la opción más consistente con la realidad experimental. Este procedimiento permitió determinar la extensión óptima de la zona de aplicación que mejor representa el efecto mecánico del punzón físico sin introducir complejidades adicionales de contacto.

### 4.2.4 Estrategia de mallado

La discretización espacial de las probetas constituyó un componente fundamental del proceso de simulación, especialmente considerando que los modelos presentan grandes deformaciones y curvaturas variables durante el ensayo. Por ello se adoptó una estrategia de mallado basada en los métodos automáticos de ANSYS, priorizando estabilidad numérica y consistencia geométrica por sobre la generación manual de mallas estructuradas.

#### 4.2.4.1 Método de generación de malla y tipos de elementos

Dado que la geometría de las probetas presenta curvatura inicial y se deforma significativamente durante la carga, se seleccionaron exclusivamente elementos sólidos de orden cuadrático, es decir, SOLID186 mediante el método Sweep y SOLID187 mediante el método Tetrahedons.

La elección de ambos elementos se fundamenta en criterios teóricos de análisis por elementos finitos: los elementos de segundo orden, al poseer un mayor número de nodos internos, permiten representar campos de desplazamiento curvos mediante funciones de interpolación de mayor riqueza. Esto resulta particularmente relevante en problemas de grandes deformaciones, donde la curvatura de la probeta y la trayectoria de los desplazamientos evolucionan durante la carga. En consecuencia, SOLID186 y SOLID187 ofrecen una mejor aproximación de los campos cinemáticos y del estado tensional en comparación con elementos lineales.

El elemento SOLID186 permite obtener una malla estructurada en zonas regulares, garantizando continuidad y precisión en la dirección principal de flexión. Por su parte, SOLID187 ofrece la flexibilidad geométrica necesaria para captar de forma estable las deformaciones en configuraciones con curvatura inicial, evitando distorsión prematura de los elementos durante el proceso de carga. Ambos elementos aseguran un comportamiento numérico robusto, compatible con la formulación de grandes deformaciones, y permiten mantener la calidad de malla durante todo el rango de desplazamientos evaluado.

#### 4.2.4.2 Determinación densidad de malla óptima

La estrategia para establecer la densidad de malla apropiada se basó en estudios de convergencia sistemáticos que exploraron un rango amplio de tamaños de elemento, reconociendo que en análisis no lineales de grandes deformaciones la relación entre refinamiento de malla y precisión de resultados puede presentar comportamiento no monótono. Esta observación contrasta con análisis lineales donde el refinamiento progresivo de malla conduce invariablemente a convergencia hacia la solución exacta.

El punto de partida para los estudios de convergencia fue el tamaño de elemento por defecto sugerido automáticamente por ANSYS, calculado mediante algoritmos que consideran las dimensiones globales de la geometría. Para las probetas MN65, este tamaño por defecto resultó en aproximadamente 2.58 mm, mientras que para las probetas Fiat126 se obtuvo un valor cercano a 7-8 mm. Estos valores proporcionaron un punto de referencia inicial que equilibra razonablemente precisión y eficiencia computacional según criterios generales del software.

La estrategia de exploración adoptada inicialmente siguió la intuición convencional de que mallados progresivamente más finos deberían producir resultados más precisos, evaluando tamaños de elemento en secuencia decreciente desde el valor por defecto. Para MN65 se exploraron valores de 5, 4, 3, 2, 1, 0.7 y 0.5mm. Para Fiat126 se consideraron tamaños de 8, 7, 6, 5, 4, 3, 2, y 1 mm. Los análisis preliminares con esta secuencia revelaron que, contrario a expectativas iniciales, la precisión de resultados no mejoraba consistentemente con el refinamiento progresivo. En algunos casos, tamaños de elemento intermedios producían errores menores que mallados significativamente más finos, fenómeno atribuible a múltiples factores: distorsión excesiva de elementos muy pequeños durante grandes deflexiones, degradación del condicionamiento numérico de la matriz de rigidez con mallados muy

refinados, y posible sobreajuste a singularidades numéricas artificiales introducidas por representaciones idealizadas de condiciones de contorno.

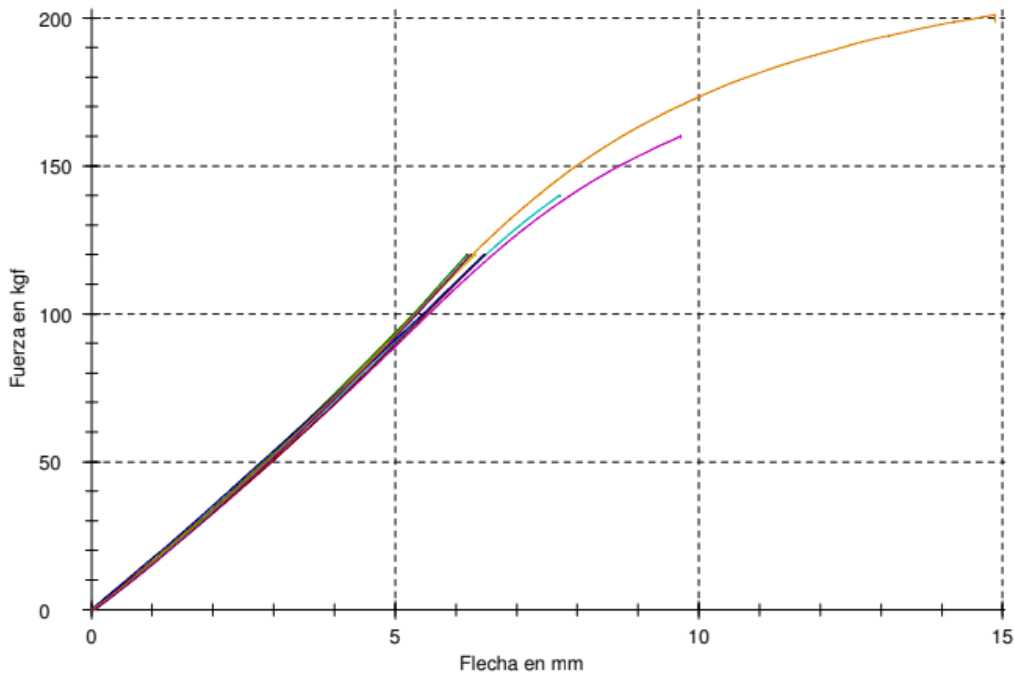
La exploración tanto en tamaños más grandes como más pequeños que el predeterminado permitió identificar puntos óptimos específicos para cada combinación de geometría, formulación (Static Structural versus Explicit Dynamics), y tipo de elemento. Estos óptimos no coincidieron necesariamente con los extremos del rango explorado ni con el valor por defecto, sino que emergieron como resultado del balance complejo entre capacidad de captura de gradientes de deformación, estabilidad de elementos durante grandes deflexiones, condicionamiento numérico del sistema de ecuaciones, y representación adecuada de condiciones de contorno.

## 5 Capítulo 5. Resultados y análisis

### 5.1 Resultados de Ensayos de flexión con DIC

La validación del comportamiento elástico lineal constituyó el primer paso fundamental para establecer las condiciones de ensayo apropiadas para ambos materiales evaluados. Esta caracterización aseguró que las deformaciones ocurrieran completamente dentro del rango elástico, condición necesaria para la validez de las comparaciones con modelos numéricos que emplean formulaciones constitutivas lineales.

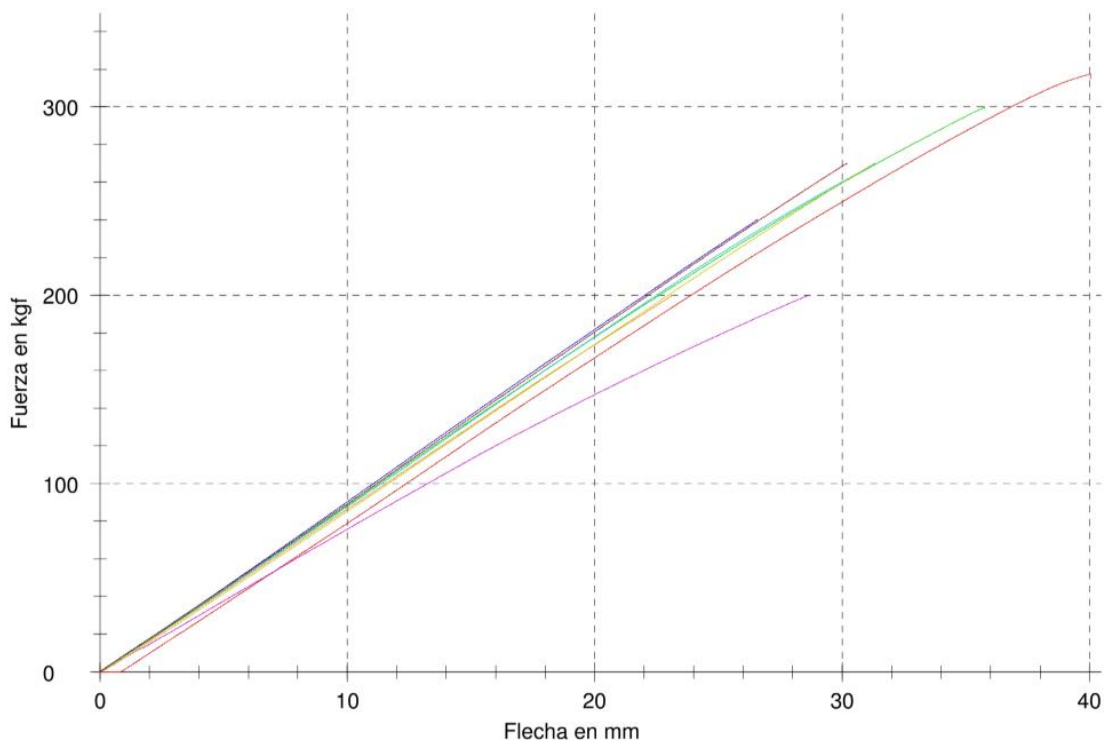
Los ensayos preliminares realizados confirmaron el comportamiento elástico lineal del acero MN65 en el rango de cargas establecido para el estudio. La gráfica 1 presenta las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas en los ensayos de caracterización.



Gráfica 1: Curvas fuerza desplazamiento ensayos MN65.

La verificación del límite elástico mediante ensayos de carga y descarga con fuerzas de 30, 39 y 45 kgf demostró recuperación completa de las deformaciones, confirmando la ausencia de plasticidad en este rango. Los ensayos de reproducibilidad realizados con carga constante de 120 kgf mostraron excelente consistencia, con deflexiones máximas variando entre 6.2 y 6.4 mm, representando un coeficiente de variación inferior al 3%.

La caracterización del acero de ballesta requirió la determinación experimental de límites de carga apropiados para las probetas de geometría significativamente mayor ( $300 \times 45.3 \times 4.35$  mm<sup>3</sup>). Los ensayos preliminares permitieron establecer el rango de trabajo que garantiza deformaciones completamente reversibles.



Gráfica 2: Curvas fuerza desplazamiento ensayos acero Fiat126.

Como se observa en la gráfica 2, las curvas fuerza-desplazamiento del acero de ballesta presentan mayor variabilidad comparadas con los resultados del MN65. Esta dispersión se atribuye fundamentalmente a la heterogeneidad geométrica inherente al material de origen ya que las probetas fueron extraídas de diferentes segmentos de las láminas del sistema de suspensión Fiat 126, cada una con curvatura residual específica correspondiente a su ubicación original en el paquete de resortes.

Factores que influyen en la variabilidad:

- Curvatura residual variable: Cada segmento de lámina conserva la curvatura preformada correspondiente a su posición en el paquete original.
- Historia de deformación: Diferentes niveles de trabajo previo según la ubicación en el sistema de suspensión.
- Heterogeneidad microestructural: Posibles variaciones en propiedades mecánicas a lo largo de la longitud de las láminas originales.

A pesar de esta variabilidad, el análisis de regresión lineal confirma comportamiento elástico consistente hasta 270 kgf para todos los ensayos válidos ( $R^2 > 0.98$ ), evidenciando linealidad clara que representa el régimen elástico del material.

Se excluyó del análisis un ensayo correspondiente a una probeta que había sido previamente utilizada para determinar la capacidad máxima de deformación del material (ensayo llevado

hasta plasticidad). Posteriormente, esta misma probeta fue sometida a un segundo ensayo para evaluar su comportamiento tras deformación plástica. Como era esperado, este segundo ensayo no mostró el comportamiento lineal característico del material virgen, debido a la presencia de deformaciones residuales y cambios microestructurales inducidos por el primer ensayo. Por tanto, este resultado se descarta del análisis de caracterización elástica.

La diferencia en escala geométrica entre ambos materiales permitió generar campos de deformación con características distintas, proporcionando una evaluación más comprehensiva de la metodología de validación propuesta.

### 5.1.1 Resultados criterios de grandes deformaciones

Criterio	Umbral / Referencia	MN65	Fiat126 (Recta)	Fiat126 (Curva)
$\delta/L$	$> 0,10$	0,069 X	0,1058 ✓	0,1093 ✓
$\theta \approx 3 \cdot (\delta/L)$	$> 0,10-0,20$ rad	0,207 rad (10,9°) ✓	0,317 rad ✓	0,328 rad ✓
$\varepsilon_{geom} \approx \frac{1}{2}\theta^2$	$> 0,01$	0,021 ✓	0,05 ✓	0,054 ✓
$\Delta L/L \approx 6\delta t/L^2$	$> 0,05$ (5%)	0,011 X	0,0096 X	0,01 X
$\Delta u_{est} / h = 3,5 \cdot \delta^2 / (L \cdot h)$	$> 0,10$	0,648 ✓	2,58 ✓	2,752 ✓

Tabla 4: Cumplimiento criterios de grandes deformaciones.

La Tabla 4 presenta la evaluación sistemática de cinco criterios teóricos para determinar si los ensayos experimentales operaron efectivamente en el régimen de grandes deformaciones. El análisis revela un comportamiento diferenciado según la escala geométrica y la configuración de las probetas evaluadas.

La probeta MN65 presenta un comportamiento característico de zona de transición entre pequeñas y grandes deformaciones. El criterio fundamental de deflexión relativa ( $\delta/L = 0,069$ ) no alcanza el umbral establecido de 0,10, situándose en una región intermedia donde los efectos no lineales comienzan a manifestarse, pero no dominan completamente la respuesta estructural.

Sin embargo, el criterio de rotación máxima ( $\theta = 0,207 \text{ rad} \approx 10,9^\circ$ ) sí cumple satisfactoriamente con el rango establecido (0,10–0,20 rad), indicando que las rotaciones finitas son suficientemente grandes para invalidar la aproximación de pequeños ángulos (sin  $\theta \approx \theta$ ). La deformación geométrica ( $\epsilon_{\text{geom}} = 2,1\%$ ) supera ampliamente el umbral del 1%, confirmando que los términos cuadráticos en el tensor de Green-Lagrange son significativos.

El criterio de acortamiento longitudinal ( $\Delta L/L \approx 1,1\%$ ) no cumple con el umbral del 5%, lo cual es consistente con la deflexión relativa moderada. Este resultado explica por qué en la Sección 5.3.3 se observó que la desactivación de *Large Deflection* afecta severamente los desplazamientos horizontales (incremento del 40% en error) pero tiene impacto marginal en deflexiones verticales.

Finalmente, el criterio de estiramiento de fibra neutra ( $\Delta u_{\text{est}}/h = 0,648$ ) supera ampliamente el umbral de 0,10, indicando que los efectos de membrana asociados con la flexión son significativos a pesar de la deflexión relativa moderada.

Ambas configuraciones de las probetas Fiat126 (recta y curva) cumplen todos los criterios evaluables de manera contundente, confirmando operación en régimen de grandes deformaciones:

- Deflexión relativa:  $\delta/L = 0,1058$  (recta) y  $0,1093$  (curva), superando el umbral de 0,10 en ambos casos.
- Rotación máxima:  $0,317 \text{ rad}$  (recta) y  $0,328 \text{ rad}$  (curva), equivalentes a  $18,2^\circ$  y  $18,8^\circ$  respectivamente, excediendo significativamente el rango establecido.
- Deformación geométrica:  $5\%$  (recta) y  $5,4\%$  (curva), cinco veces superiores al umbral mínimo del 1%.
- Estiramiento de fibra neutra:  $2,58$  (recta) y  $2,752$  (curva), valores que superan por un factor de  $25\times$  el criterio de 0,10, evidenciando efectos de membrana extremadamente pronunciados.

El único criterio no satisfecho en las tres geometrías es el acortamiento longitudinal relativo ( $\Delta L/L$ ), con valores entre 0,96–1,1%, significativamente inferiores al umbral del 5%. Esta discrepancia específica se atribuye a que este criterio particular fue formulado originalmente para vigas muy delgadas con relaciones  $t/L$  extremadamente pequeñas, condición que no se cumple completamente en las geometrías evaluadas donde los espesores son relativamente sustanciales (2,3–4,35 mm).

Los resultados validan experimentalmente la necesidad de emplear formulaciones de grandes deformaciones para todas las geometrías evaluadas. Aunque la probeta MN65 opera en zona de transición según el criterio  $\delta/L$ , el cumplimiento simultáneo de tres criterios adicionales (rotación, deformación geométrica, estiramiento) confirma que los efectos no lineales son suficientemente significativos para requerir tratamiento mediante *Large Deflection* en ANSYS.

Esta conclusión es particularmente relevante para el diseño de *mecanismos flexibles*, donde incluso deformaciones aparentemente "moderadas" ( $\delta/L \approx 7\%$ ) generan cinemática no lineal que no puede capturarse mediante formulaciones linealizadas, especialmente cuando se requiere predicción precisa de trayectorias completas o desplazamientos horizontales asociados con el acortamiento de la fibra neutra durante la flexión.

## 5.2 Campos obtenidos por DIC

La implementación de correlación digital de imágenes permitió la obtención de campos completos de desplazamiento y deformación para ambos materiales, proporcionando información detallada del comportamiento mecánico durante todo el proceso de carga.

Los campos de desplazamiento obtenidos mediante DIC muestran la evolución espacial y temporal de las deformaciones durante el ensayo de flexión. Los desplazamientos verticales ( $dY$ ) presentan la distribución esperada para flexión en tres puntos, con máximos en el centro de la probeta y transición suave hacia los apoyos. Los desplazamientos horizontales ( $dX$ ) muestran magnitudes significativamente menores, consistentes con la naturaleza del ensayo implementado.

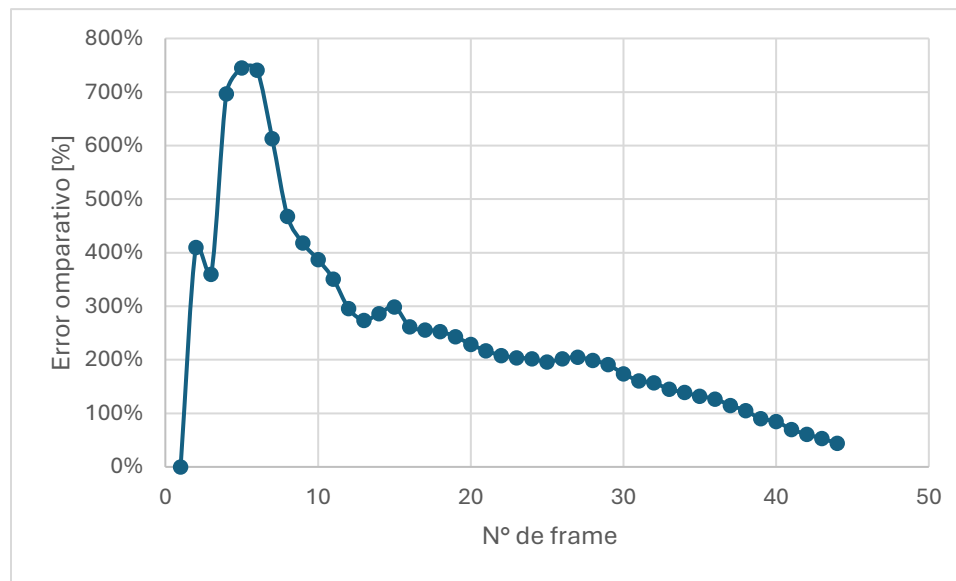
Los campos de deformación revelan la distribución de deformaciones a través de la probeta, con concentraciones máximas en las fibras superiores e inferiores del centro de la probeta, comportamiento consistente con la teoría de flexión de vigas.

La estrategia de extracción de datos a lo largo de la fibra central proporcionó perfiles detallados de desplazamiento que facilitan la comparación directa con resultados numéricos. Esta aproximación elimina efectos de borde y se concentra en la región de máxima deformación teórica.

## 5.2.1 Calibración y análisis de ruido.

### 5.2.1.1 Calibración

Ya obtenidos los campos de desplazamiento y deformación mediante DIC, también se obtuvo los campos pertenecientes al micrómetro de banco analizado, los cuales se compararon el desplazamiento real visualizado en el micrómetro que es digital con una resolución de 0.001 mm, los resultados de esta comparativa se presentan a continuación:



Gráfica 3: Error comparativo porcentual en base a el n° de frame.

Error comparativo promedio [%]	329%
Error absoluto promedio [mm]	0.053

Tabla 5: Error comparativo y absoluto de calibración mediante DIC.

Al analizar la ilustración 32 se puede apreciar como el error es muy alto cuando se trata de desplazamientos pequeños, pero a medida que estos van creciendo se va disminuyendo linealmente donde se finaliza con un error del 44%, siguiendo este modelo se verifica que a mayor valor de desplazamiento la precisión del método DIC también aumenta.

### 5.2.1.2 Análisis de ruido

El análisis de ruido se realizó mediante la extracción de frames pertenecientes al acero Fiat126, específicamente 7, en tomas de preparación donde la máquina multiensayo no se encontraba funcionando. Para este ensayo se obtuvieron los siguientes valores de los datos:

Geometría	Variable	Valor máximo	LOR	SNR	Confiabilidad
MN65	dx	0.69 mm	0.096 mm	69:1	Óptimo
	dy	6.22 mm	0.022 mm	18:1	Óptimo
	$\epsilon_x$	3.33%	2.298 %	0.036:1	Invalido
	$\epsilon_y$		2.317 %		
	dx	31.6 mm	0.116 mm	351:1	Óptimo

Fiat126 Recto	dy	3.5	0.026 mm	90:1	Óptimo
	$\epsilon_x$	32.00%	2.771 %	0.34:1	Invalido
	$\epsilon_y$		2.794%		
Fiat126 Curvo	dx	30.3 mm	0.116 mm	336:1	Óptimo
	dy	3.8 mm	0.026 mm	97:1	Óptimo
	$\epsilon_x$	97%	2.771 %	1:1	Invalido
	$\epsilon_y$		2.794%		

Tabla 6: Resultados análisis de ruido.

El ruido detectado presenta distribución aproximadamente normal (Gaussiana) centrada en cero, comportamiento característico de ruido electrónico y de cuantización. El análisis sistemático revela patrones consistentes en la magnitud del ruido según el tipo de variable medida. Es importante destacar que esta evaluación corresponde a los valores máximos de cada variable, representando así el escenario más favorable en términos de relación señal-ruido.

- Desplazamiento vertical (dY) - Los valores de SNR extremadamente altos (69:1 a 351:1) confirman la excelente confiabilidad de esta variable. Las deflexiones máximas medidas (6.22-31.6 mm) superan ampliamente el ruido del sistema ( $\sigma = 0.09$  mm), resultando en incertidumbres relativas inferiores al 1.5%. En el rango completo de valores medidos, esta variable mantiene confiabilidad óptima, siendo ideal para validación cuantitativa de simulaciones numéricas.
- Desplazamiento horizontal (dX) - Los SNR observados (18:1 a 97:1) se sitúan en el rango óptimo, aunque presentan mayor dispersión entre geometrías. Considerando que estos valores corresponden a los máximos registrados, es esperable que regiones con desplazamientos menores presenten SNR reducidos. No obstante, la clasificación como "óptimo" indica que incluso en el peor escenario plausible dentro del campo medido, la confiabilidad se mantiene adecuada para análisis cuantitativos.
- Deformaciones ( $\epsilon$ ) - Se evidencia una situación crítica con SNR extremadamente bajos (0.036:1 a 1:1), donde el ruido ( $\sigma = 0.93\%$ ) domina completamente la señal medida. El hecho de que incluso los valores máximos de deformación presenten SNR inválidos refuerza la conclusión de que estas mediciones no son confiables en ningún punto del campo analizado.

La consistencia de estos patrones a través de las tres geometrías analizadas refuerza la conclusión de que las limitaciones observadas son inherentes al sistema de medición DIC 2D. Para el propósito de validación con valores máximos, las variables clasificadas como óptimas (dY y dX) proporcionan datos confiables, mientras que las deformaciones requieren metodologías alternativas o sistemas de mayor sensibilidad para su caracterización precisa, incluso en los puntos de mayor magnitud.

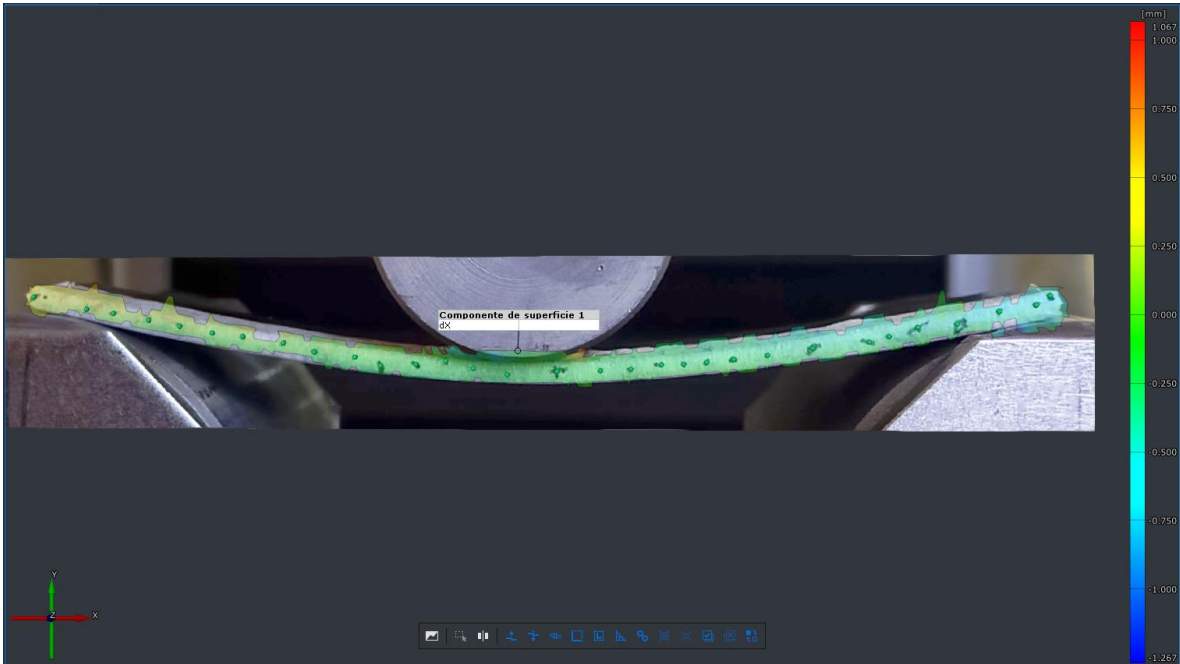
### 5.2.2 Acero MN65.

La configuración perpendicular de la cámara respecto al plano de la probeta se logró satisfactoriamente para esta geometría, eliminando efectos de proyección que podrían sesgar las mediciones bidimensionales. La ausencia de visibilidad de superficies laterales o superiores en los frames capturados confirma que las rotaciones finitas, aunque presentes (relación  $\delta/L \approx 6\%$ ), no son suficientemente pronunciadas como para comprometer la hipótesis fundamental del DIC 2D.

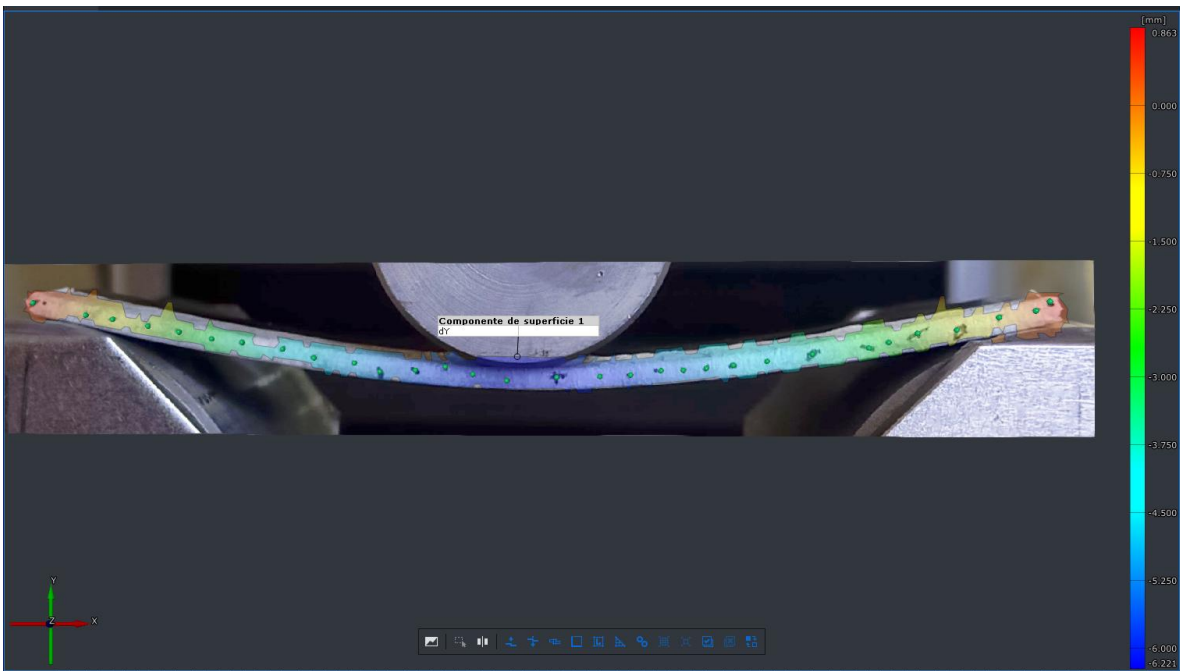
El patrón de motas aplicado muestra distribución homogénea y contraste adecuado en toda la superficie visible. La densidad de características (aproximadamente 3-5 motas por  $\text{mm}^2$ ) proporciona información suficiente para el algoritmo de correlación sin introducir ambigüedades en el seguimiento de puntos materiales. Las características del patrón presentan tamaños variables entre 0.3-2.0 mm, rango apropiado para la escala de deformaciones esperada.

Los campos de desplazamiento vertical (dY) obtenidos muestran la distribución parabólica característica de flexión en tres puntos, con máximos en el centro de la probeta alcanzando valores del orden de 6.3 mm. La transición suave desde el centro hacia los apoyos confirma ausencia de discontinuidades numéricas y captura adecuada del comportamiento continuo del material. Los campos de desplazamiento horizontal (dX) presentan magnitudes significativamente menores ( $<0.6$  mm), aproximándose al límite de detección del sistema, pero aún distinguibles del ruido de fondo caracterizado en la Sección 5.2.1.2.

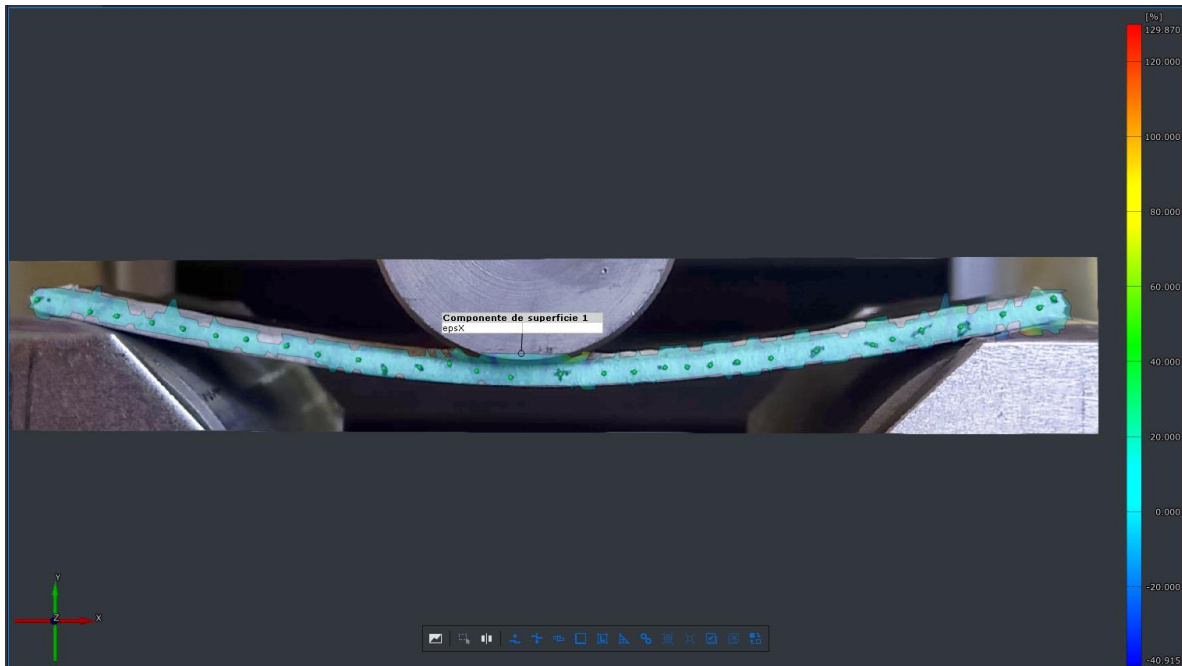
La disposición de puntos seleccionados para comparación con ANSYS se distribuye uniformemente a lo largo de la fibra central entre  $x = 0$  y  $x = 100$  mm, con separación aproximada de 3 mm. Esta densidad de puntos proporciona 31 ubicaciones de comparación, suficientes para caracterizar el perfil completo de deflexión sin introducir redundancia excesiva en el análisis estadístico posterior.



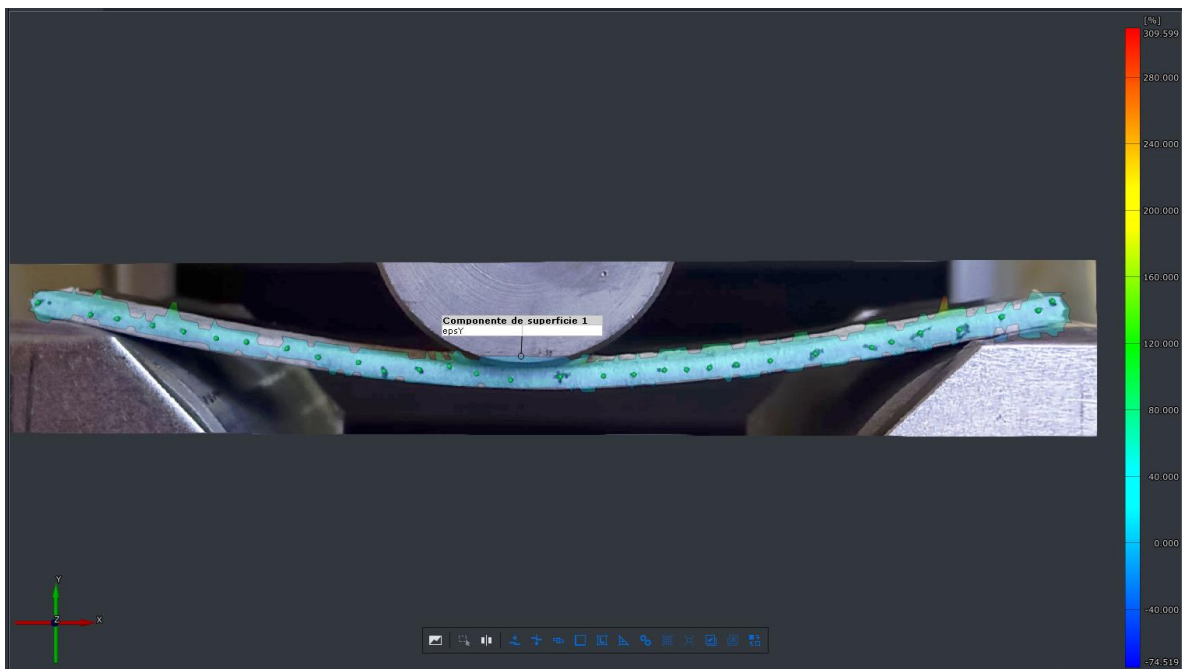
*Ilustración 31: Campos de desplazamiento en X para probeta acero MN65.*



*Ilustración 32: Campos de desplazamiento en Y para probeta acero MN65.*



*Ilustración 33: Campos de deformaciones en X para probeta acero MN65.*



*Ilustración 34: Campos de deformaciones en Y para probeta acero MN65.*

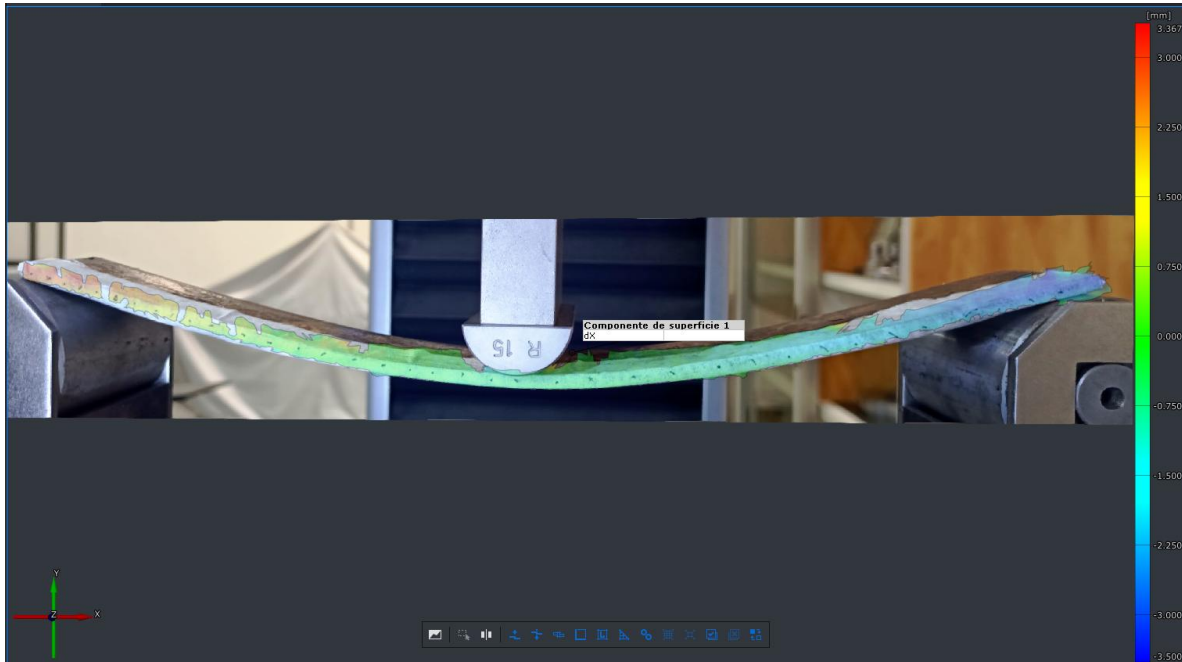
Las imágenes DIC de la probeta Fiat126 recta reflejan las limitaciones impuestas por la mayor escala geométrica y las restricciones espaciales del montaje experimental. La distancia de trabajo incrementada resulta en resoluciones espaciales del orden de 0.15-0.20 mm/píxel, representando una reducción de aproximadamente 3-4× respecto a MN65. Esta menor resolución, aunque suficiente para capturar desplazamientos del orden de centímetros, limita la capacidad para resolver deformaciones locales de pequeña magnitud.

La desviación respecto a la perpendicularidad ideal entre cámara y probeta es evidente en la geometría de las imágenes capturadas, donde se observa ligera distorsión perspectiva. El ángulo de inclinación estimado de aproximadamente  $10-15^\circ$  respecto a la normal introduce errores de proyección que afectan principalmente las mediciones en los extremos de la probeta, donde los efectos perspectivos son más pronunciados. Esta configuración no ideal representa el mejor compromiso posible considerando las limitaciones de espacio para posicionar el trípode lateralmente al montaje de flexión.

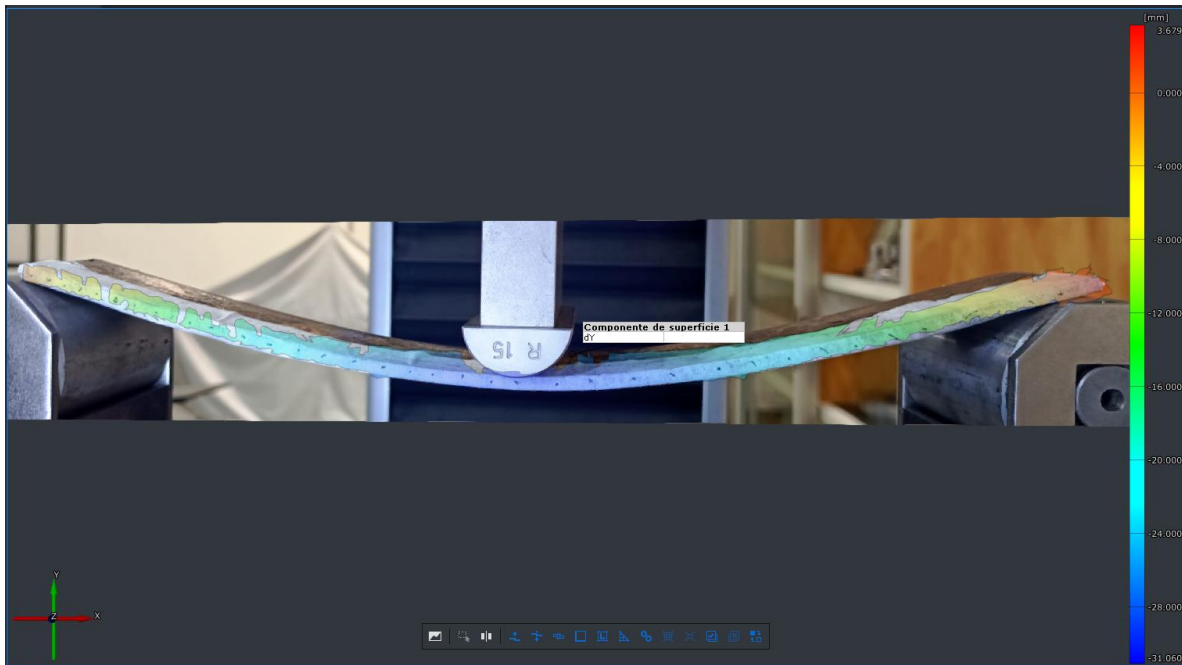
Un aspecto distintivo de esta geometría es la visibilidad parcial de la superficie superior de la probeta en las etapas de máxima deflexión. Los desplazamientos verticales del orden de 30 mm generan rotaciones finitas suficientemente grandes ( $\approx 5-7^\circ$ ) para que la superficie superior entre progresivamente en el campo de visión. Este efecto es particularmente notable en la zona central donde la curvatura es máxima. El sistema DIC, configurado para análisis 2D, interpreta estas superficies ahora visibles como parte del plano de medición, potencialmente sobreestimando los desplazamientos en esas regiones debido a la componente adicional introducida por la rotación fuera del plano.

El patrón de motas mantiene calidad satisfactoria a pesar de la mayor distancia de captura, con contraste suficiente para permitir correlación confiable. Sin embargo, la menor resolución espacial implica que características del patrón inferiores a 0.5 mm no son capturadas con suficiente definición, limitando potencialmente la precisión en la determinación de centroides de motas para el algoritmo de correlación sub-píxel.

La distribución de puntos de comparación path se extiende entre  $x = 0$  y  $x = 300$  mm con separación aproximada de 8.1 mm, proporcionando 37 ubicaciones distribuidas uniformemente. Esta mayor separación absoluta entre puntos mantiene una densidad relativa similar asegurando caracterización adecuada del perfil de deflexión.



*Ilustración 35: Campos de desplazamiento en X para probeta Fiat126 recto.*



*Ilustración 36: Campos de desplazamiento en Y para probeta Fiat126 recto.*

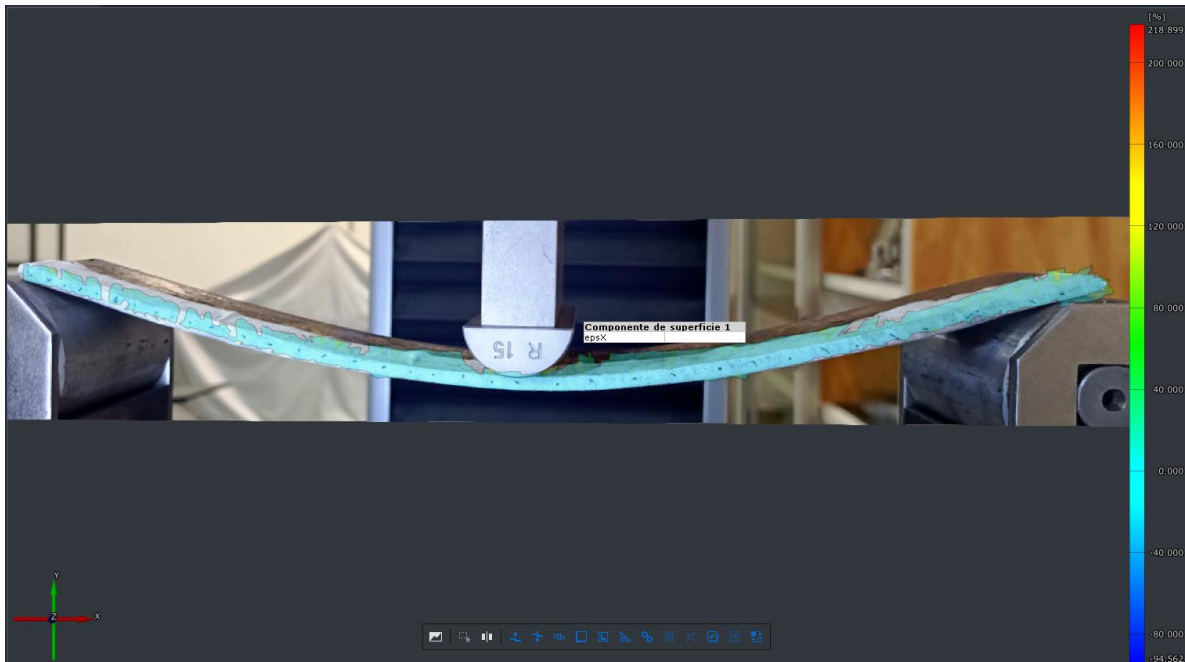


Ilustración 37: Campos de deformación en X para probeta Fiat126

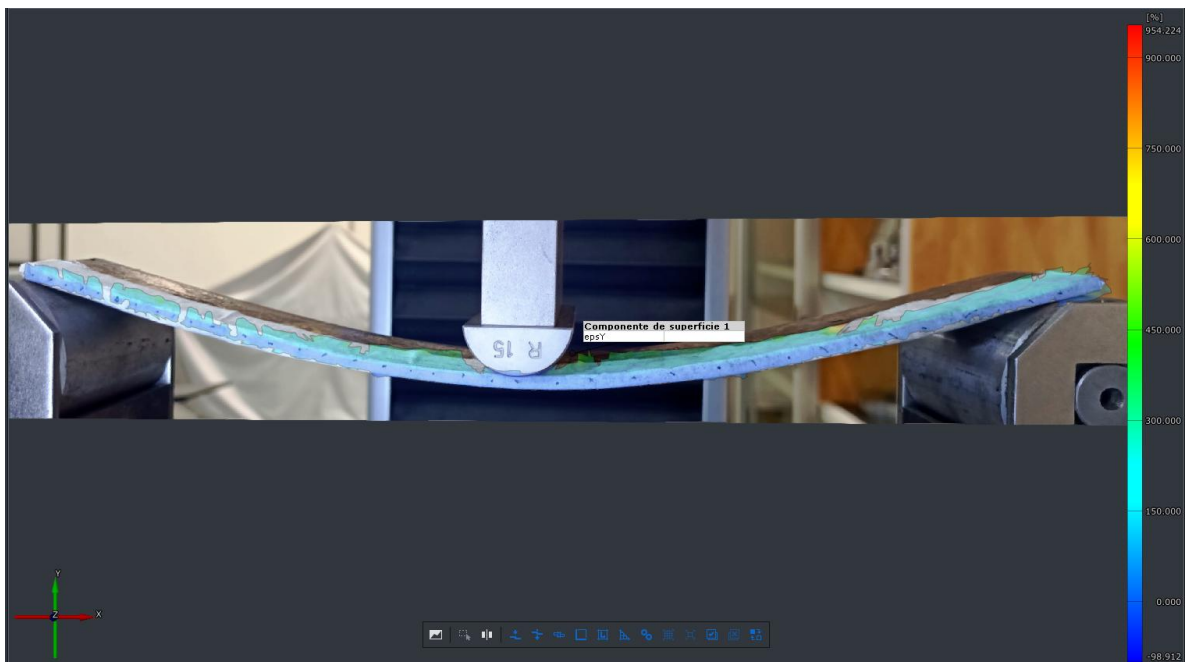


Ilustración 38: Campos de deformación en Y para probeta Fiat126.

### 5.2.3 Acero Fiat126 curvo

Las imágenes DIC de la probeta Fiat126 curva comparten la mayoría de las características de la probeta recta en términos de escala, distancia de trabajo y resolución espacial. La curvatura inicial de esta geometría, con un radio de curvatura estimado de aproximadamente 3365 mm, resulta relativamente suave considerando la longitud total de la probeta (300 mm).

Esta curvatura representa solo el 8.9% de la longitud en términos de relación L/R, lo que corresponde a una desviación máxima respecto a una línea recta de aproximadamente 3.3 mm en el centro de la probeta, magnitud comparable al espesor de la placa (4.35 mm).

A pesar de la suavidad de esta curvatura, su presencia introduce complejidad adicional en múltiples aspectos del análisis experimental y numérico. Desde el punto de vista de configuración de captura DIC, la curvatura inicial implica que diferentes secciones de la probeta se encuentran a distancias ligeramente variables respecto a la cámara, introduciendo variaciones sutiles en la magnificación a lo largo de la longitud. Aunque estas variaciones son pequeñas deben reconocerse como fuente potencial de incertidumbre sistemática en las mediciones.

Se logra una deflexión máxima (30.3 mm) bastante similar a la de la probeta recta (31 mm) por lo que puede decirse que la curvatura no afecta de sobremanera la deflexión en base a la misma carga.

Al igual que la probeta recta al tener dimensiones casi iguales, se puede apreciar una desviación a la perpendicularidad ideal para grabar el ensayo frente a la cámara, además de la visualización de la parte superior de la probeta, por lo cual se refuerza lo dicho en el apartado 5.2.3 sobre la limitación de espacio para geometrías con dimensiones tan grandes.

La distribución de puntos path es diferente en este caso con una separación de 1.7 mm entre  $x = 0$  y  $x = 300$  mm, lo cual sirve para discutir la influencia en la cantidad de puntos y su separación en el patrón de la palca.

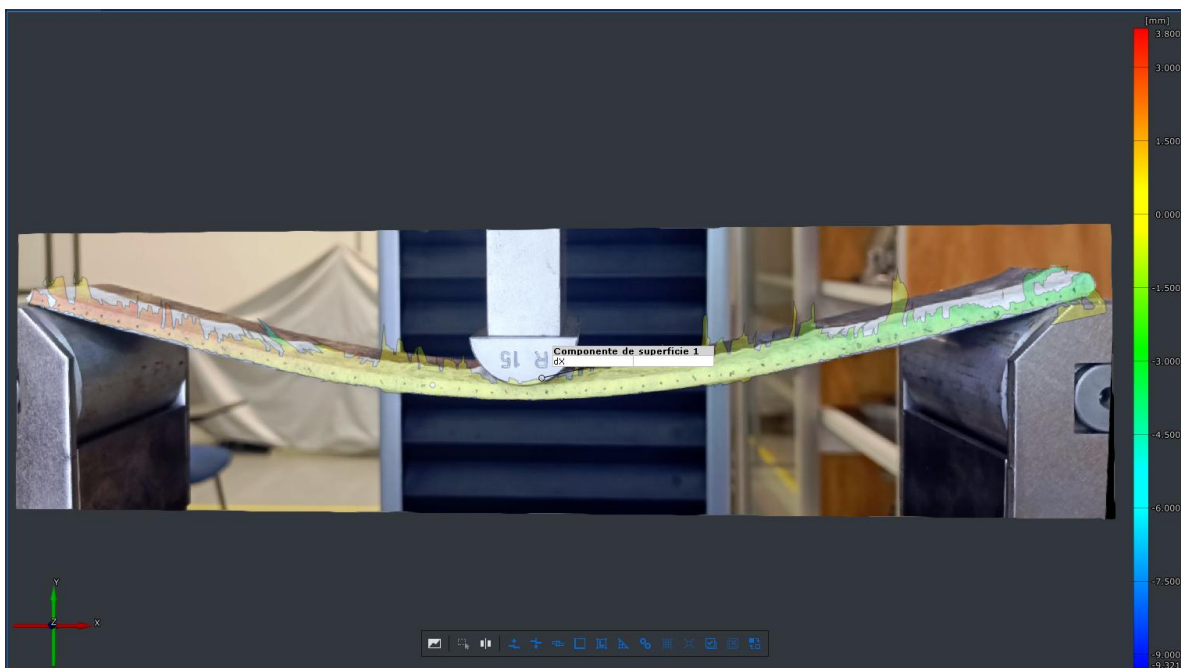
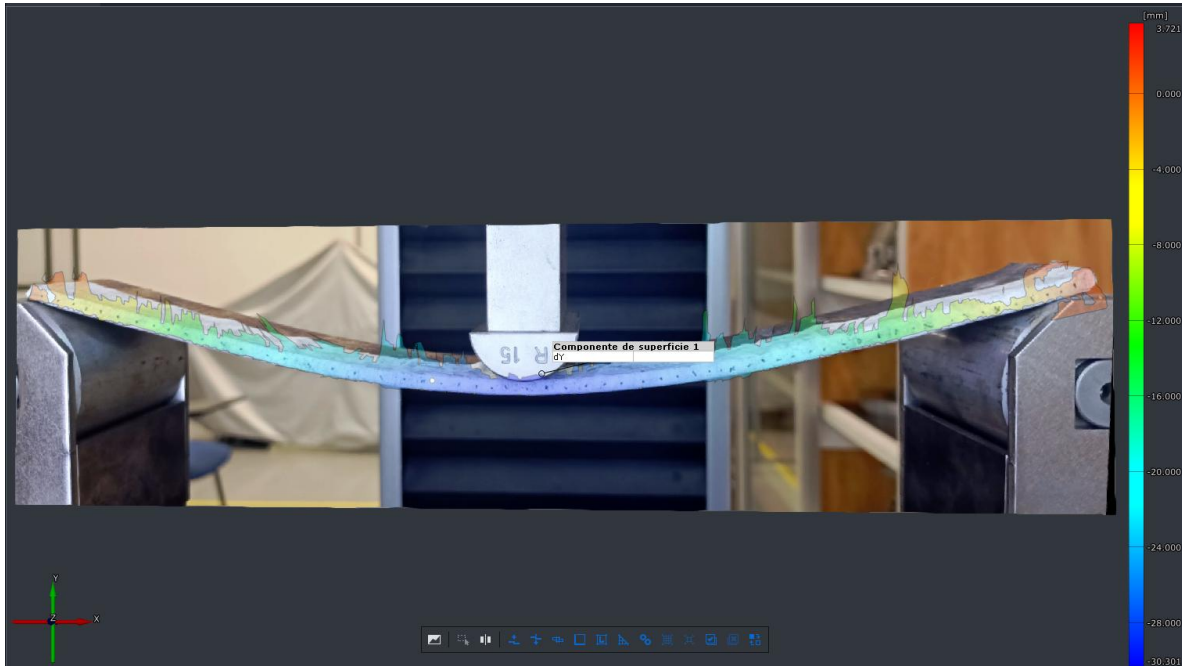
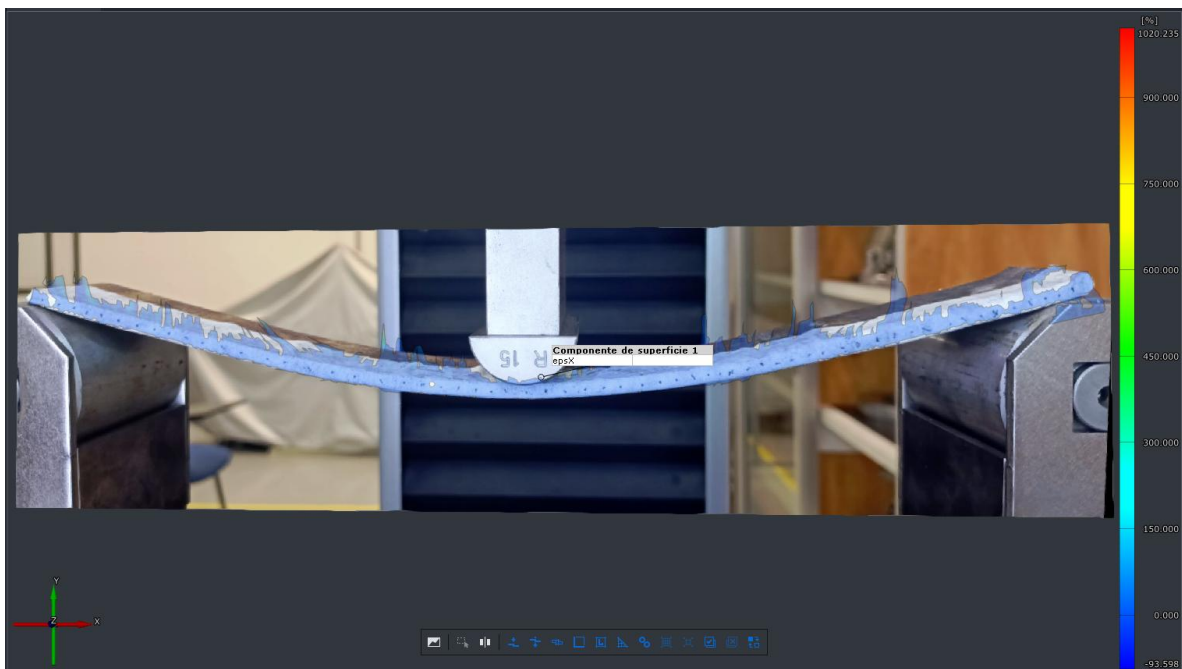


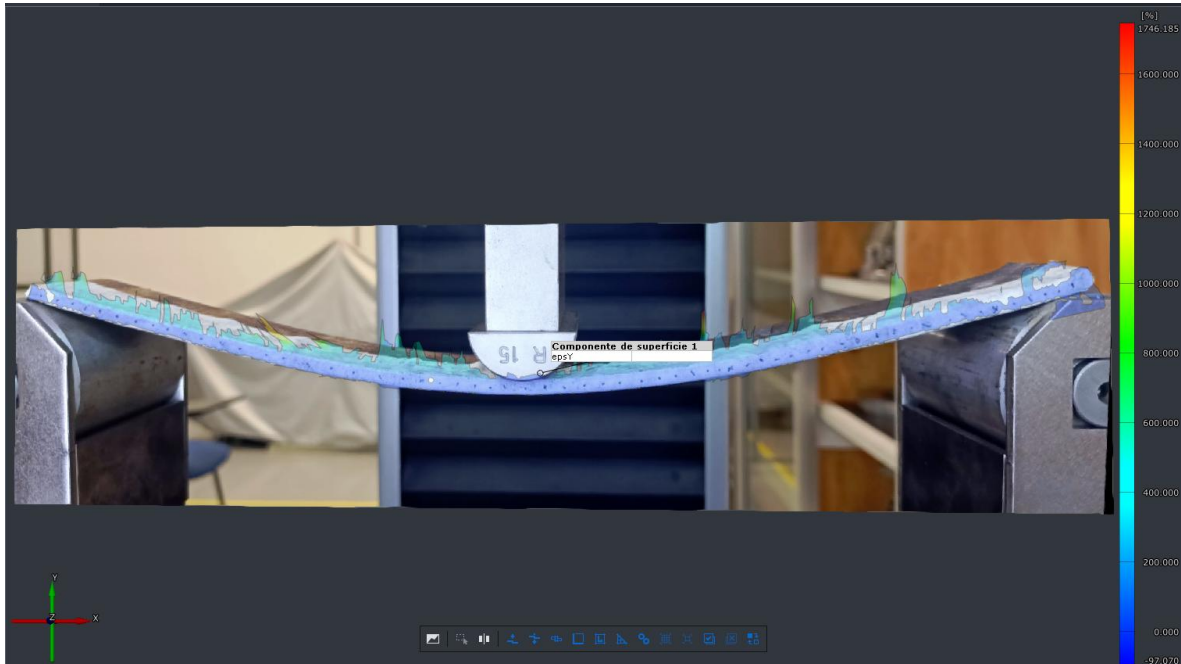
Ilustración 39: Campos de desplazamiento en x para probeta Fiat126 curvo.



*Ilustración 40: Campos de desplazamiento en y para probeta Fiat126 curvo.*



*Ilustración 41: Campos de deformación en x para probeta Fiat126 curvo.*



*Ilustración 42: Campos de deformación en y para probeta Fiat126 curvo.*

## 5.3 Resultados simulaciones numéricas

### 5.3.1 Configuración Optima

Basándose en los estudios de optimización realizados en el Capítulo 4, se pudo converger a una configuración que pudiese tener el menor error, los cuales se presentan en las siguientes secciones.

La configuración de Explicit Dynamics requirió consideraciones específicas esenciales para su correcto funcionamiento en modo cuasi estático. La aplicación de carga mediante desplazamiento prescrito resultó fundamental, dado que la imposición directa de fuerzas genera deformaciones irrealistas por la naturaleza dinámica explícita del método. El desplazamiento se incrementó gradualmente desde cero replicando la historia temporal registrada por la máquina de ensayos, con valores de static damping establecidos obligatoriamente en 0 para permitir convergencia al equilibrio estático sin disipación artificial.

#### 5.3.1.1 Acero MN65

La determinación de la mejor configuración del acero mn65 en el modelo de Static Structural fue la siguiente:

- Aplicación carga: Línea centrada en la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho a una distancia de 4.71mm de los bordes.
- Tamaño de elemento: 5 mm.
- Tipo de elemento: SOLID187.

- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Opción Auto time stepping activada con 100 substeps.

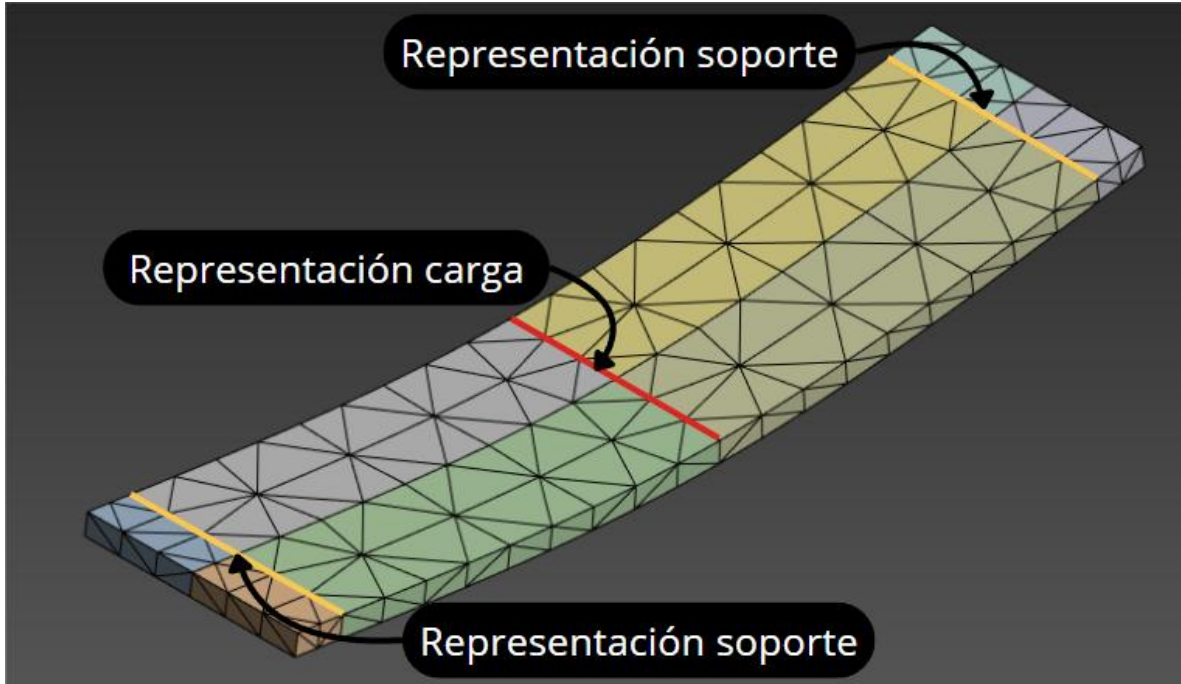


Ilustración 43: Resultado simulación ANSYS MN65 Static Structural con representación de carga y soporte.

Con esta configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE [mm]	Error [%]
dX	SOLID187	0.414	0.175416	79.32
dY	SOLID187	0.993	1.125195	33.01
epsX	SOLID187	0.0000004	0.029442	138
epsY	SOLID187	0.33	0.192614	125.17

Tabla 7: Resultados configuración óptima acero MN65 Static Structural.

Con los siguientes perfiles:

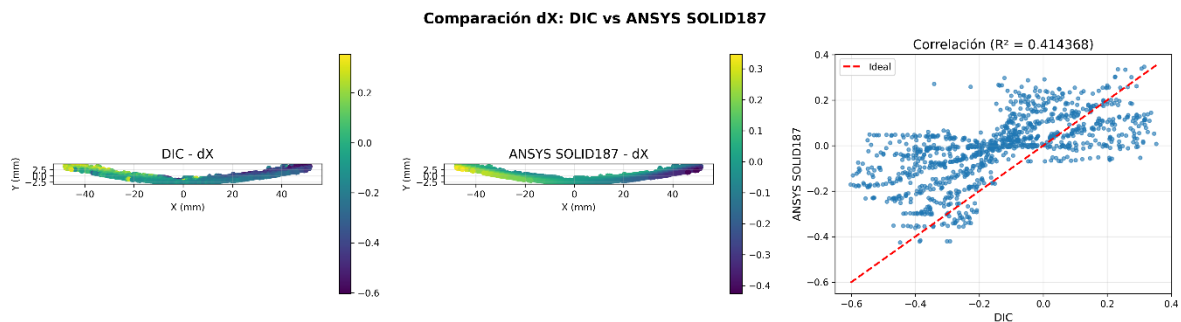


Ilustración 44: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para MN65 Static Structural.

#### Comparación dY: DIC vs ANSYS SOLID187 (MODO ESPEJO CORREGIDO)

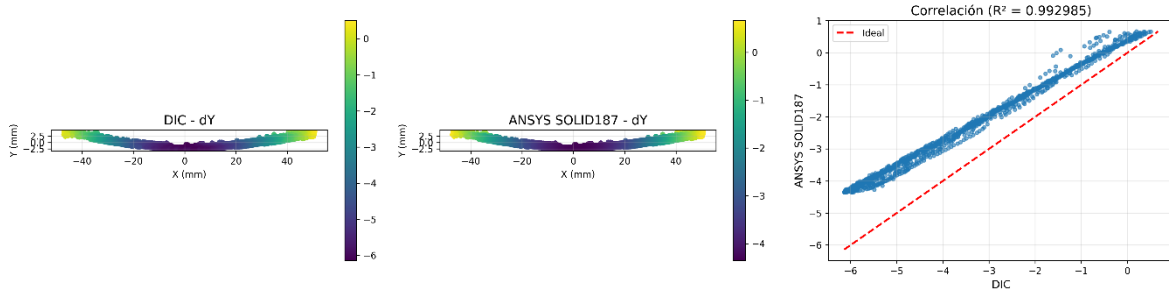


Ilustración 45: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para MN65 Static Structural.

#### Comparación epsX: DIC vs ANSYS SOLID187 (ESCALA CORREGIDA)

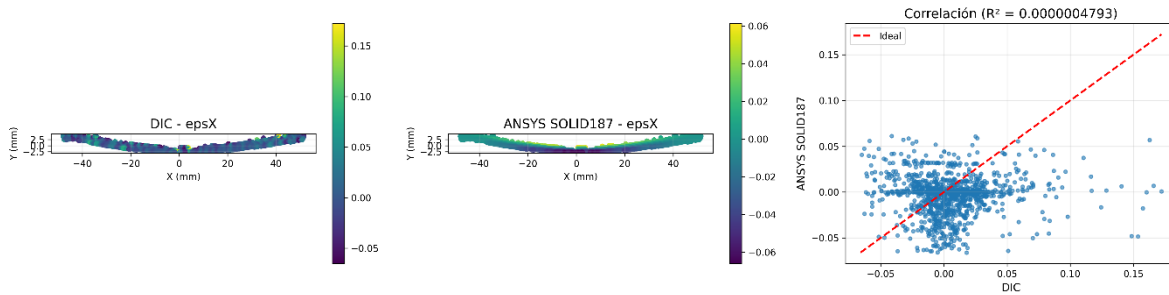


Ilustración 46: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para MN65 Static Structural.

#### Comparación epsY: DIC vs ANSYS SOLID187 (ESCALA CORREGIDA)

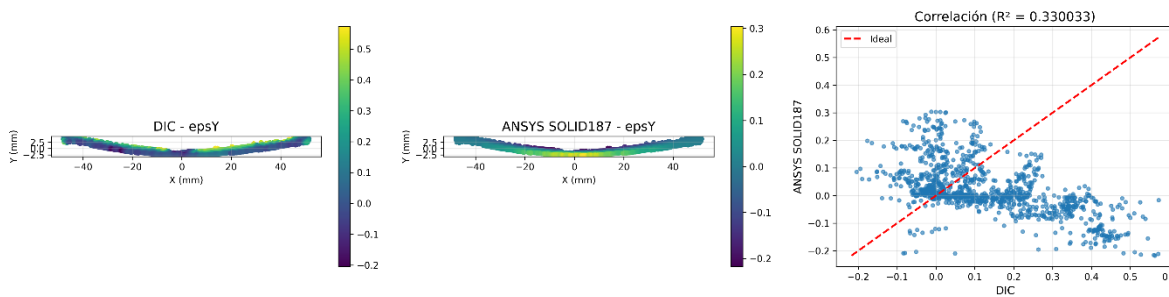


Ilustración 47: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para MN65 Static Structural.

La configuración optimizada para Static Structural presenta un error significativo del 33.01% en la predicción del desplazamiento vertical (dY), con un coeficiente de determinación  $R^2 = 0.993$  que indica excelente correlación espacial entre los perfiles medidos y predichos. Sin embargo, el error absoluto medio de 1.125 mm representa una discrepancia considerable en magnitud absoluta que requiere análisis cuidadoso.

El desplazamiento horizontal (dX) muestra un error del 79.32% con  $R^2 = 0.414$ , indicando dificultades tanto en magnitud como en la forma del perfil predicho. Esta discrepancia se atribuye a que las magnitudes típicas de dX (aproximadamente 0.2-0.6 mm) se aproximan al límite de detección del sistema DIC caracterizado en la Sección 5.2.1.2, resultando en relaciones señal-ruido marginales que comprometen la confiabilidad de las mediciones experimentales.

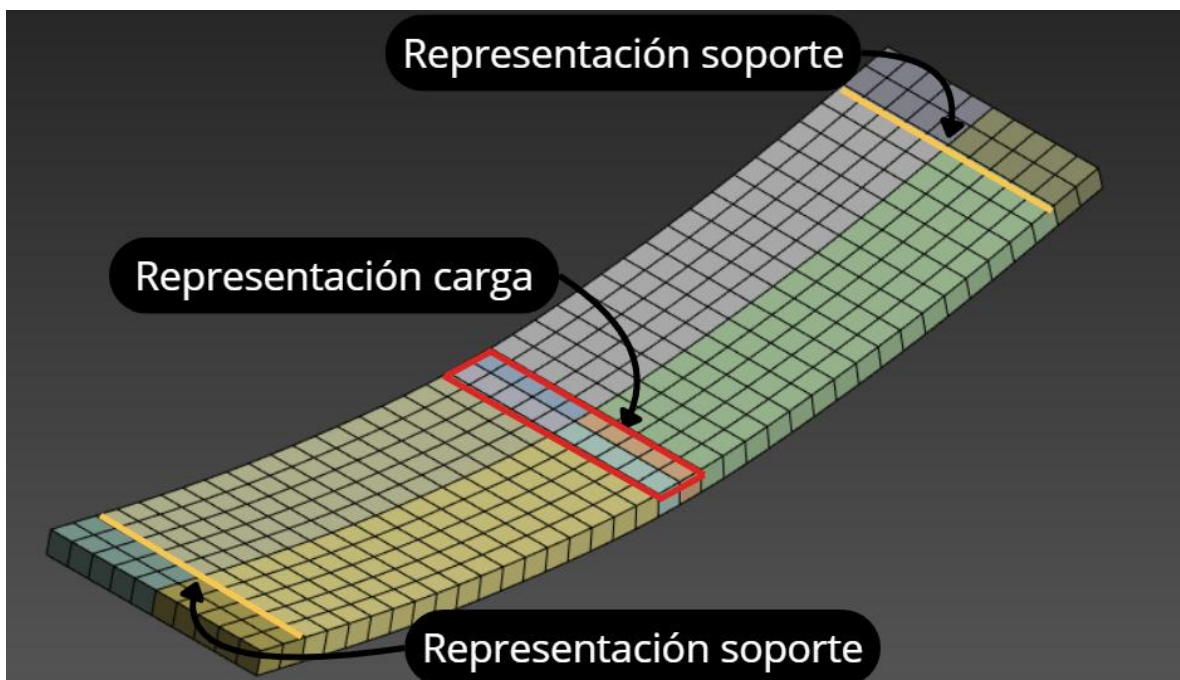
Las deformaciones  $\epsilon_x$  y  $\epsilon_y$  exhiben errores superiores al 125% con coeficientes  $R^2$  prácticamente nulos ( $R^2 < 0.33$  para  $\epsilon_y$ ,  $R^2 \approx 0$  para  $\epsilon_x$ ). Estas discrepancias severas se explican por magnitudes características inferiores al 0.3%, muy por debajo del límite de detección del sistema DIC establecido en 0.93%, resultando en relaciones señal-ruido inferiores a 1:1 donde las mediciones están completamente dominadas por el ruido instrumental.

En el caso del modelo de explicit dynamics la mejor configuración fue la siguiente:

- Aplicación de carga: Área de 5 mm de largo por 24.66 mm de ancho en la superficie superior de la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho de la placa a una distancia de 4.71 mm de los bordes.
- Tamaño de elemento: Predeterminada por ANSYS (2.5755 mm).
- Tipo de elemento: Malla predeterminada por ANSYS, equivalente a SOLID186.
- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Tipo de análisis: Quasi Static.
- Valor end time: 0.025.
- Minimum CFL time step: 1.E-6 s.
- Static damping: 0.



*Ilustración 48: Resultado simulación ANSYS MN65 Explicit Dynamics con representación de carga y soporte.*

Con esta configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE [mm]	Error [%]
dX	solid186	0.47500813	0.177885	82.09
dY	solid186	0.99343871	0.197535	5.25
epsX	solid186	0.00137245	0.030264	151.95
epsY	solid186	0.00293424	0.163024	117.18

Tabla 8: Resultados configuración óptima acero MN65 Explicit Dynamics.

Con los siguientes perfiles:

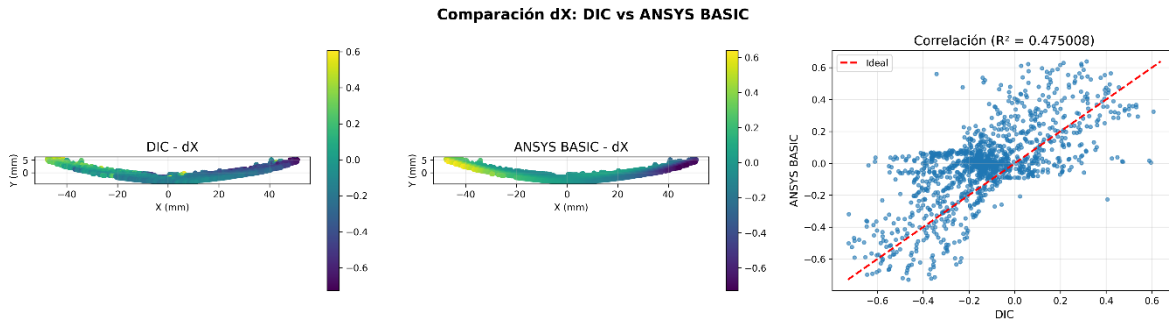


Ilustración 49: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.

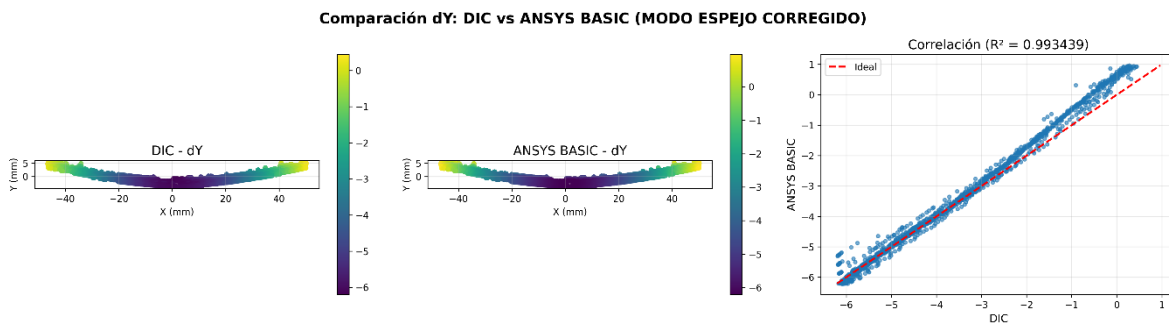


Ilustración 50: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.

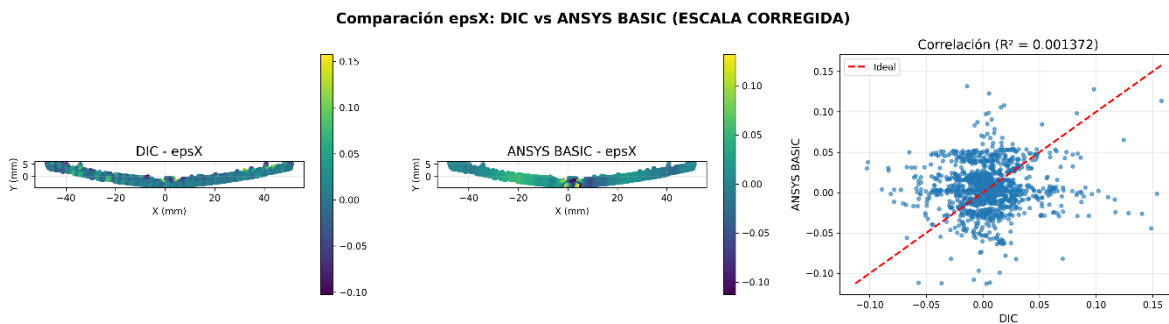
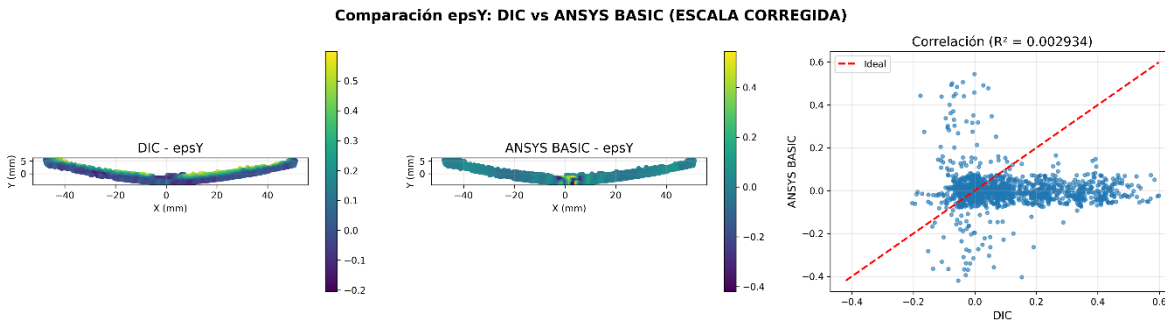


Ilustración 51: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.



*Ilustración 52: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para MN65 Explicit Dynamics.*

Explicit Dynamics demuestra una superioridad dramática sobre Static Structural en la predicción de deflexión vertical, con un error de apenas 5.25% comparado con el 33.01% de Static Structural. Esta diferencia de 27.76 puntos porcentuales representa una mejora del 84% en precisión, validando definitivamente la aplicabilidad de formulaciones explícitas para análisis cuasi-estáticos de grandes deformaciones cuando se configuran adecuadamente.

El error absoluto medio (MAE) refuerza esta conclusión de manera contundente: Explicit Dynamics alcanza 0.198 mm frente a 1.125 mm de Static Structural, representando una reducción del 82.4% en el error punto a punto. Esta mejora no solo indica mayor precisión en la deflexión máxima, sino una captura significativamente superior del perfil completo de deflexión a lo largo de la fibra central. El coeficiente  $R^2$  prácticamente idéntico (0.993 vs 0.993) confirma que ambas formulaciones capturan adecuadamente la forma general del perfil, pero Explicit Dynamics lo hace con magnitudes considerablemente más precisas.

El desplazamiento horizontal (dX) presenta un error del 82.09% en Explicit Dynamics, ligeramente superior al 79.32% de Static Structural. Sin embargo, esta diferencia de apenas 2.77 puntos porcentuales resulta despreciable considerando que ambas formulaciones operan en el límite de confiabilidad del sistema DIC para esta variable. El MAE prácticamente idéntico (0.178 mm vs 0.175 mm) confirma que ambos métodos predicen magnitudes equivalentes para esta variable de pequeña escala.

Las deformaciones mantienen errores superiores al 117% en ambas formulaciones, confirmando que las limitaciones son inherentes al sistema de medición experimental independientemente del método numérico empleado. Notablemente, Explicit Dynamics presenta errores ligeramente superiores en  $\epsilon_x$  (151.95% vs 138%) y ligeramente inferiores en  $\epsilon_y$  (117.18% vs 125.17%), diferencias que carecen de significancia práctica dado que ambas configuraciones operan completamente fuera del rango de detección confiable del sistema DIC.

Los resultados para el acero MN65 establecen inequívocamente que Explicit Dynamics constituye la formulación superior para análisis de grandes deformaciones en esta escala geométrica. La mejora del 84% en precisión de deflexión vertical, combinada con la reducción del 82% en error absoluto medio, representa una ventaja operativa sustancial que

justifica plenamente el uso de esta formulación incluso considerando configuraciones cuasi-estáticas donde tradicionalmente se preferiría Static Structural.

La configuración óptima de Explicit Dynamics requiere consideraciones específicas: el uso de áreas de carga más extensas ( $5 \times 24.66 \text{ mm}^2$  vs línea en Static Structural) aproxima mejor la distribución real del contacto con el punzón cilíndrico; el mallado más fino (2.5755 mm vs 5 mm) captura gradientes de deformación con mayor resolución sin introducir distorsión excesiva; y los parámetros temporales (end time = 0.025 s, static damping = 0) aseguran convergencia al equilibrio estático sin efectos inerciales espurios.

#### 5.3.1.2 Acero Fiat126 recto.

La determinación de la mejor configuración del acero Fiat126 recto en el modelo de Static Structural fue la siguiente:

- Aplicación de carga: Línea centrada en la placa en la superficie superior de la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho de la placa a una distancia de 4.41mm de los bordes de la placa.
- Tamaño de elemento: 4 mm.
- Tipo de elemento: SOLID186, equivalente a el tipo de malla predeterminada por ANSYS.
- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Opción Auto time stepping activada con 100 substeps.

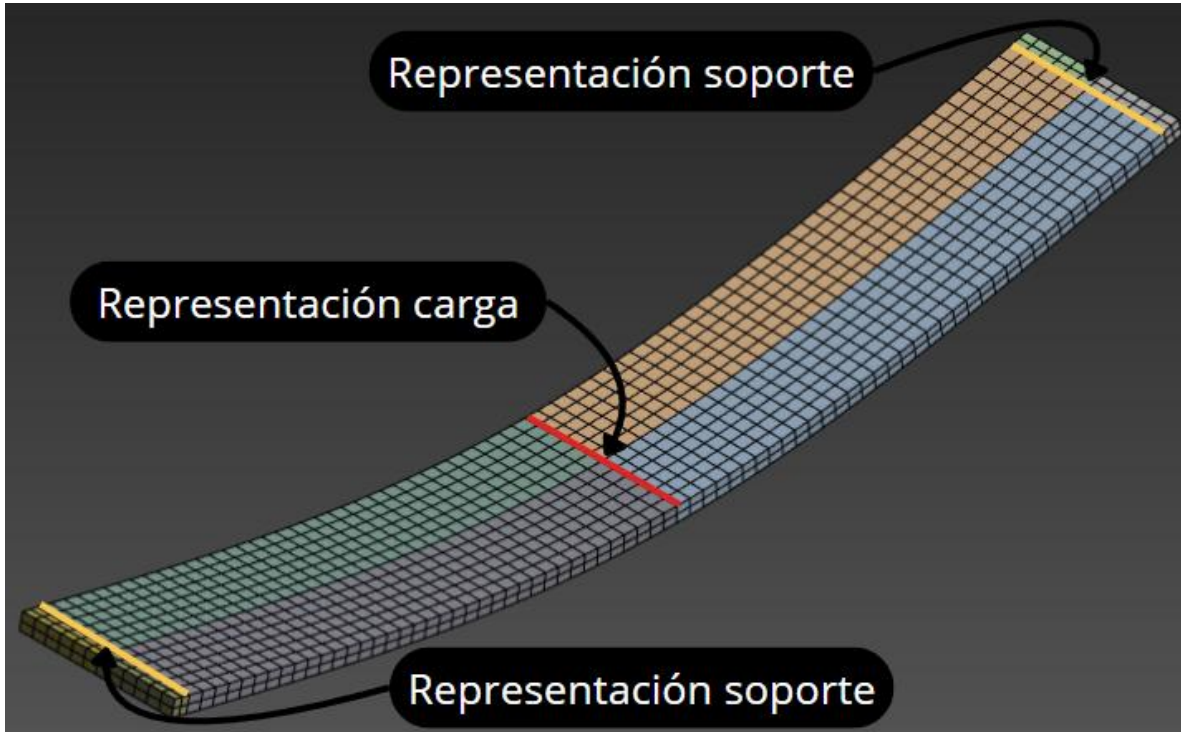


Ilustración 53: Resultado simulación ANSYS Fiat126 recto Static Structural con representación de carga y soporte.

Con esta configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE [mm]	Error [%]
dX	basic	0.84099029	0.691527	49.42
dY	basic	0.95788948	4.18275	25.52
epsX	basic	0.00030136	0.108575	138.6
epsY	basic	0.35289562	1.125731	122.63

Tabla 9: Resultados configuración óptima acero Fiat126 recto Static Structural.

Con los siguientes perfiles:

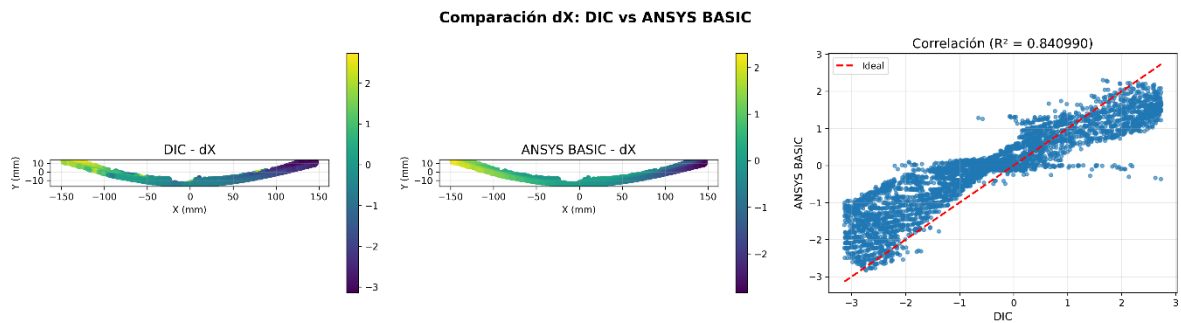
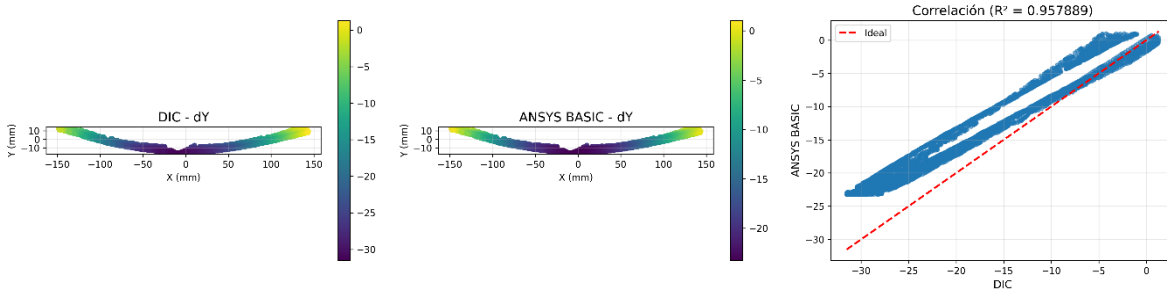


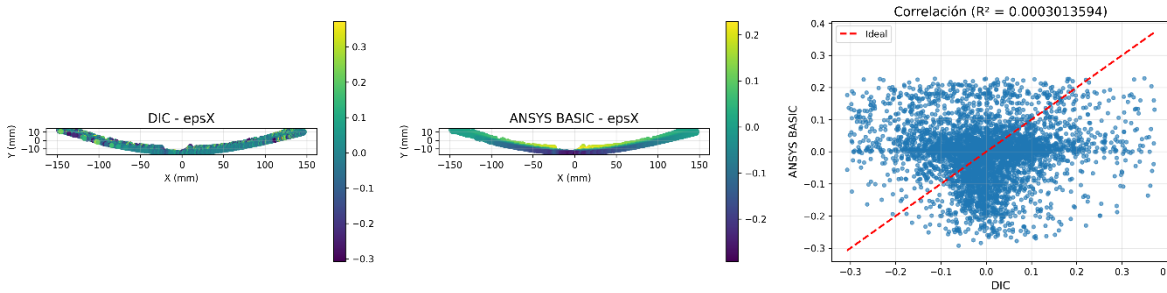
Ilustración 54: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.

**Comparación dY: DIC vs ANSYS BASIC (MODO ESPEJO CORREGIDO)**



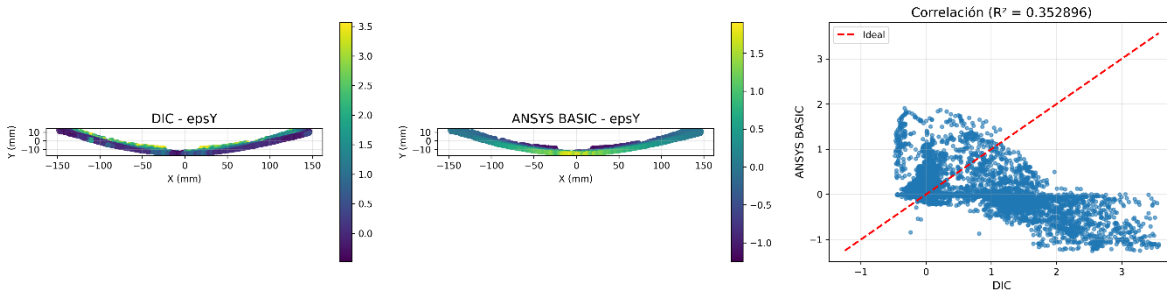
*Ilustración 55: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.*

**Comparación epsX: DIC vs ANSYS BASIC (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 56: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.*

**Comparación epsY: DIC vs ANSYS BASIC (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 57: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Static Structural.*

Los resultados para la probeta Fiat126 recta revelan un comportamiento significativamente diferente al acero MN65, atribuible principalmente a la diferencia de escala geométrica (300 mm vs 100 mm). La predicción del desplazamiento vertical (dY) alcanza un error del 25.52% con  $R^2 = 0.958$ , precisión considerablemente inferior a la obtenida para MN65 (33.01%). Esta mayor discrepancia se explica por factores concurrentes relacionados con la escala.

La magnitud absoluta de deflexión significativamente mayor (aproximadamente 23 mm según el MAE de 4.18 mm representa error sobre valor real) introduce mayor sensibilidad a las condiciones de contorno. La luz de ensayo de 300 mm, tres veces superior a la del MN65, amplifica cualquier imprecisión en la ubicación de apoyos o en la representación del contacto. La relación  $\delta/L \approx 7.7\%$  excede el umbral donde los efectos de membrana comienzan a ser relevantes, requiriendo captura más precisa de términos no lineales.

Un hallazgo destacable es la mejora sustancial en la predicción del desplazamiento horizontal ( $dX$ ), con error del 49.42% y  $R^2 = 0.841$ , contrastando favorablemente con el 79.32% y  $R^2 = 0.414$  del MN65. Esta mejora se debe a que las magnitudes típicas de  $dX$  en esta geometría (aproximadamente 1-2 mm inferidos del MAE de 0.691 mm) superan más holgadamente el límite de detección del sistema DIC, resultando en relaciones señal-ruido de aproximadamente 10:1 que permiten mediciones más confiables. El coeficiente  $R^2$  de 0.841 confirma que el modelo captura adecuadamente la tendencia espacial del desplazamiento horizontal.

Las deformaciones  $\epsilon_x$  y  $\epsilon_y$  mantienen el patrón de discrepancia observado en MN65, con errores del 138.6% y 122.63% respectivamente. Notablemente, estos valores son comparables a los del MN65 (138% y 125.17%), indicando que, a pesar de la mayor escala geométrica, las deformaciones unitarias permanecen en rangos similares (0.01-0.1%), manteniéndose por debajo del límite de detección del sistema DIC.

Para el modelo de explicit dynamics la mejor configuración fue la siguiente:

- Aplicación de carga: Área de 20 mm de largo por 45.28 mm de ancho en la superficie superior de la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho de la placa a una distancia de 4.41 mm de los bordes.
- Tamaño de elemento: Predeterminado por ANSYS (7.6 mm).
- Tipo de elemento: SOLID187.
- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Tipo de análisis: Quasi Static.
- Valor end time: 0.025.
- Minimum CFL time step: 1.E-6 s.
- Static damping: 0.

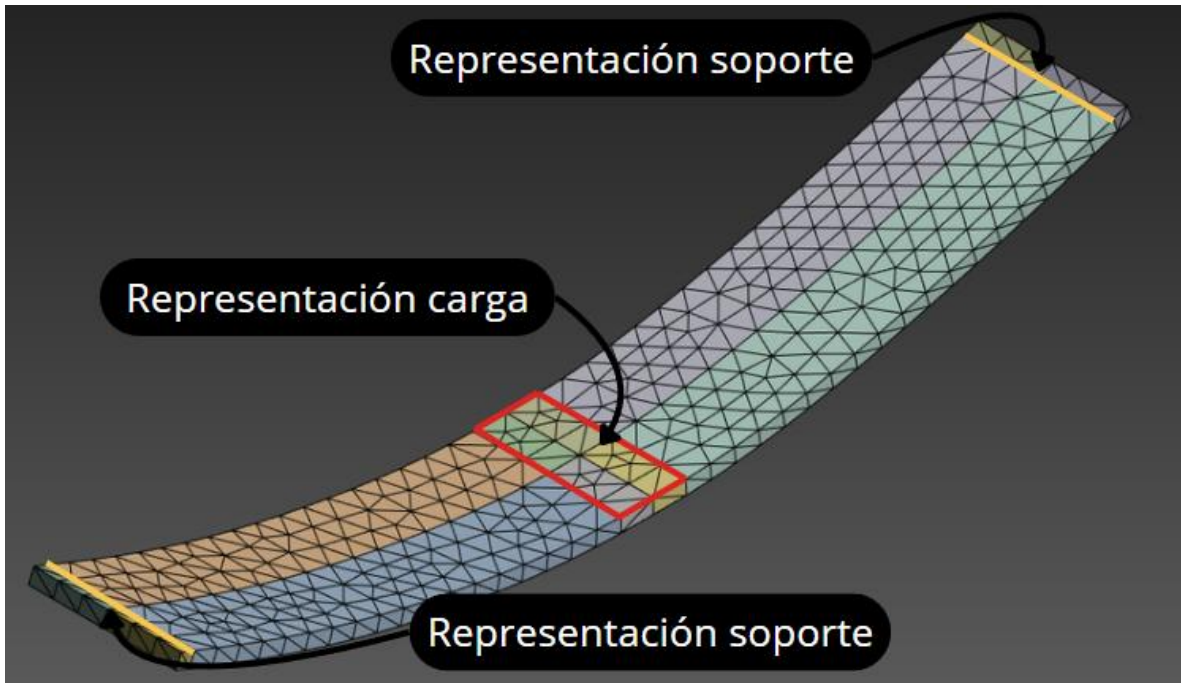


Ilustración 58: Resultado simulación ANSYS Fiat126 recto Explicit Dynamics con representación de carga y soporte.

Con esta configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE [mm]	Error [%]
dX	basic	0.80826	0.468792	53.33
dY	basic	0.97716123	1.151715	5.2
epsX	basic	0.00088135	0.117212	167.54
epsY	basic	0.06766978	1.167793	161.64

Tabla 10: Resultados configuración óptima acero Fiat126 recto Explicit Dynamics.

Con los siguientes perfiles:

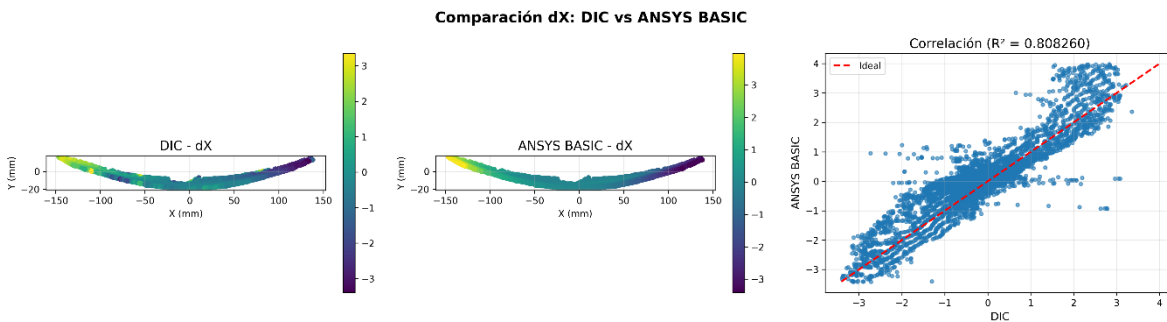
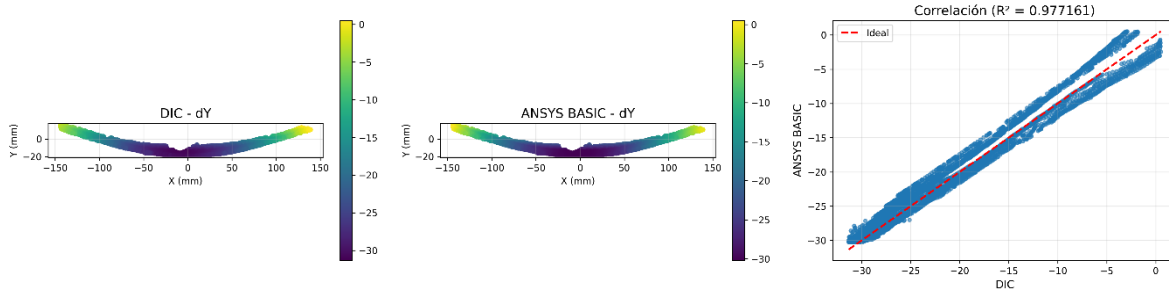


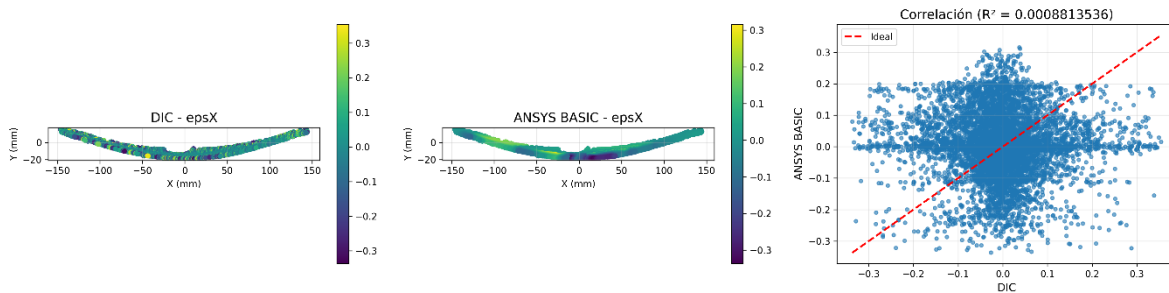
Ilustración 59: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.

**Comparación dY: DIC vs ANSYS BASIC (MODO ESPEJO CORREGIDO)**



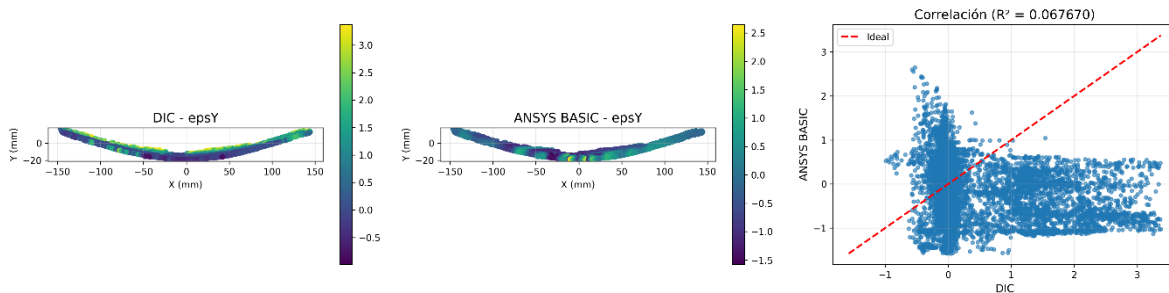
*Ilustración 60: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.*

**Comparación epsX: DIC vs ANSYS BASIC (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 61: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.*

**Comparación epsY: DIC vs ANSYS BASIC (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 62: Distribución espacial de deformación Y y análisis de correlación para Fiat126 recto Explicit Dynamics.*

Explicit Dynamics demuestra nuevamente superioridad dramática en la predicción de deflexión vertical, con error del 5.2% frente al 25.52% de Static Structural. Esta diferencia de 20.32 puntos porcentuales representa una mejora del 79.6% en precisión, patrón consistente con el observado en MN65 donde la mejora fue del 84%. La consistencia de esta ventaja a través de escalas geométricas diferentes, valida la robustez de Explicit Dynamics para análisis de grandes deformaciones.

El MAE de 1.152 mm, significativamente inferior al 4.183 mm de Static Structural (reducción del 72.5%), confirma mejor concordancia punto a punto a lo largo de toda la fibra central. El coeficiente  $R^2$  superior (0.977 vs 0.958) evidencia que Explicit Dynamics no solo predice con mayor precisión la deflexión máxima, sino que captura más fielmente la forma completa del perfil deformado.

El desplazamiento horizontal presenta un comportamiento interesante: Explicit Dynamics muestra error del 53.33%, ligeramente superior al 49.42% de Static Structural. Sin embargo, el MAE considerablemente inferior (0.469 mm vs 0.692 mm, reducción del 32.2%) indica que Explicit Dynamics predice magnitudes absolutas más precisas, mientras que la forma del perfil puede diferir sutilmente. El  $R^2$  ligeramente inferior (0.808 vs 0.841) confirma esta interpretación: ambas formulaciones capturan adecuadamente  $dX$ , pero Static Structural reproduce la distribución espacial con mayor fidelidad en este caso particular.

Las deformaciones presentan un patrón revelador: Explicit Dynamics muestra errores significativamente superiores (167.54% vs 138.6% en  $\epsilon_x$ , 161.64% vs 122.63% en  $\epsilon_y$ ). Esta inversión respecto a la tendencia en  $dY$  sugiere que la formulación explícita, optimizada para capturar desplazamientos grandes, puede tener menor precisión en la estimación de gradientes locales de deformación cuando estos se encuentran en el límite de resolución del modelo. No obstante, dado que ambas formulaciones operan completamente fuera del rango de confiabilidad del DIC para estas variables, esta diferencia carece de relevancia práctica.

La configuración de Explicit Dynamics para Fiat126 recto difiere sustancialmente de la empleada en MN65: área de carga considerablemente mayor ( $20 \times 45.28 \text{ mm}^2$  vs  $5 \times 24.66 \text{ mm}^2$ ) que representa casi la mitad del ancho de la probeta, aproximando más fielmente la huella del punzón cilíndrico a esta escala; tamaño de elemento significativamente mayor (7.6 mm vs 2.5755 mm), casi tres veces más grueso, indicando que la mayor escala geométrica permite discretizaciones más gruesas sin pérdida de precisión; y uso de SOLID187 (vs SOLID186 en MN65), sugiriendo que para geometrías más grandes, elementos tetraédricos con nodos intermedios capturan mejor la distribución de desplazamientos.

### 5.3.1.3 Acero Fiat126 curvo.

La determinación de la mejor configuración del acero Fiat126 curvo en el modelo de Static Structural fue la siguiente:

- Aplicación de carga: Línea centrada en la placa en la superficie superior de la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho a una distancia de 4.27 mm de los bordes de la placa.
- Tamaño de elemento: Malla predeterminada por ANSYS (15.18 mm).
- Tipo de elemento: SOLID186, equivalente a la predeterminada por ANSYS.
- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Opción Auto time stepping activada con 100 substeps.

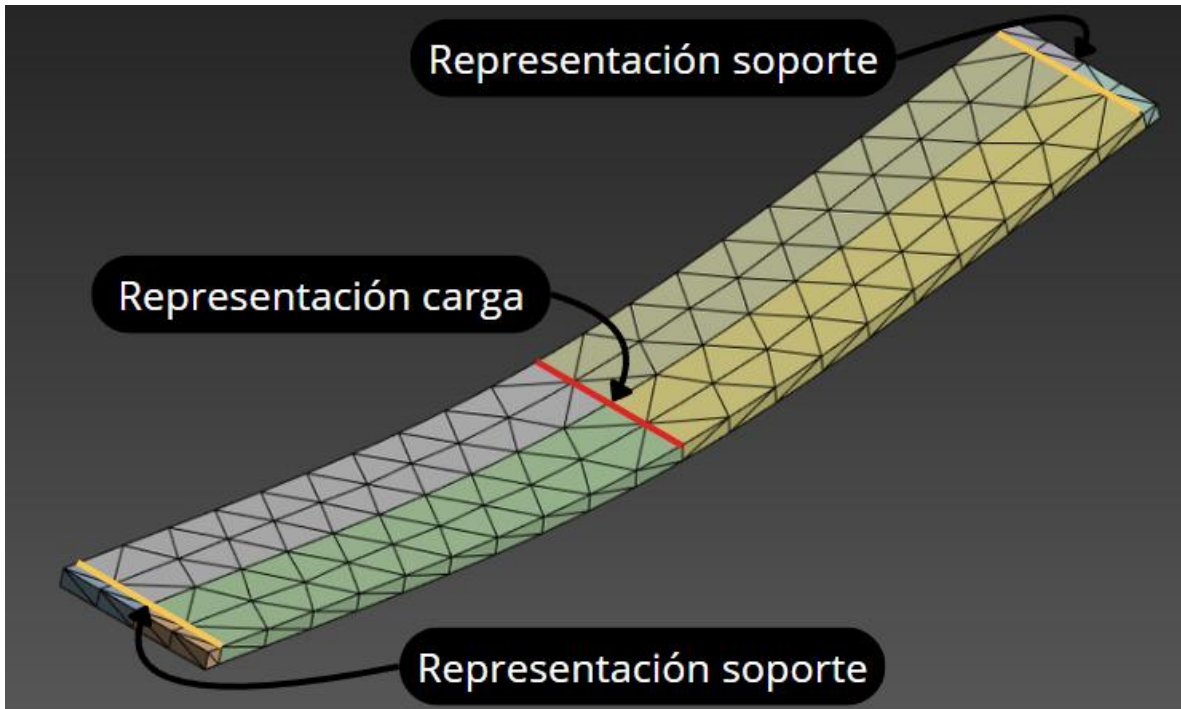


Ilustración 63: Resultado simulación ANSYS Fiat126 curvo Static Structural con representación de carga y soporte.

Con esa configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE [mm]	Error [%]
dX	solid186	0.50099628	0.736554	79.82
dY	solid186	0.9863815	3.9139	19.21
epsX	solid186	7.31E-05	0.104491	167.67
epsY	solid186	0.18716141	1.493514	185.07

Tabla 11: Resultados configuración óptima acero Fiat126 curvo Static Structural.

Con los siguientes perfiles:

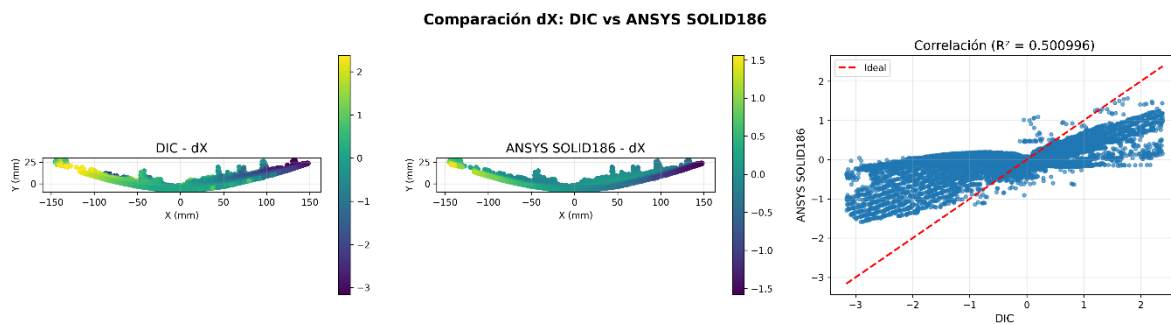
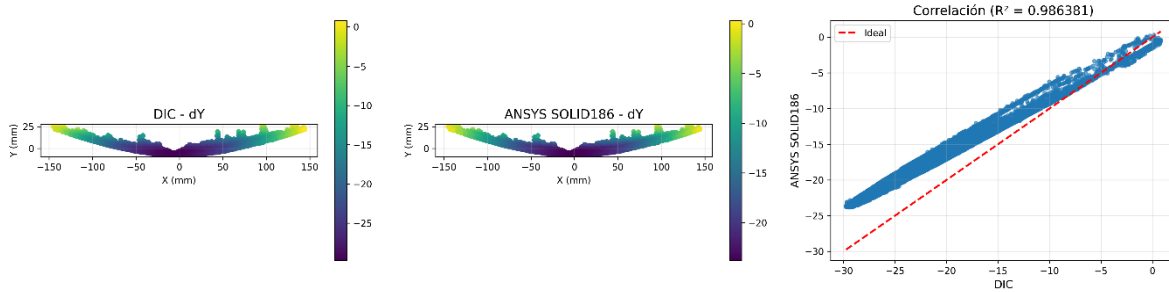


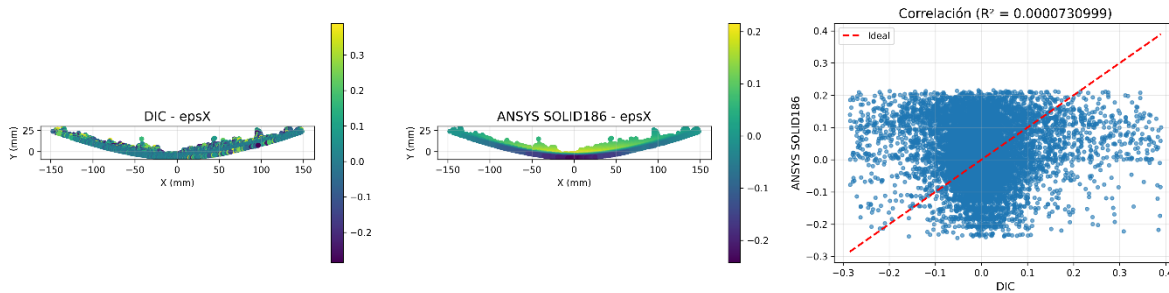
Ilustración 64: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural.

**Comparación dY: DIC vs ANSYS SOLID186 (MODO ESPEJO CORREGIDO)**



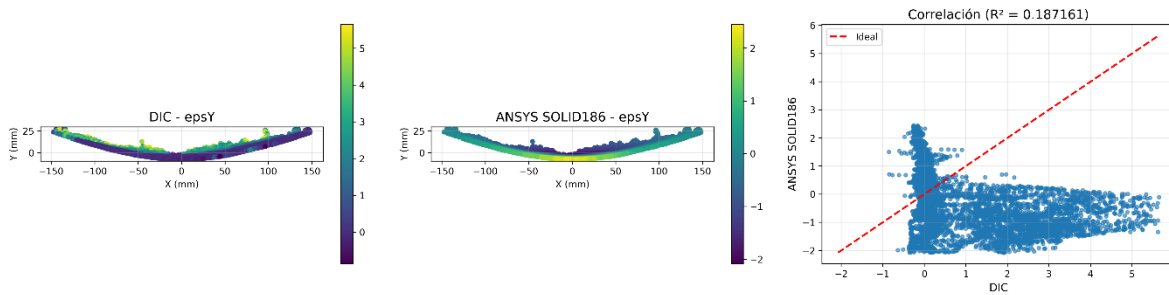
*Ilustración 65: Distribución espacial de desplazamiento  $Y$  y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural.*

**Comparación epsX: DIC vs ANSYS SOLID186 (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 66: Distribución espacial de deformación  $X$  y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural.*

**Comparación epsY: DIC vs ANSYS SOLID186 (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 67: Distribución espacial de deformación  $Y$  y análisis de correlación para Fiat126 curvo Static Structural.*

La geometría curva presenta un comportamiento intermedio entre MN65 y Fiat126 recto, con error en  $dY$  del 19.21% y  $R^2 = 0.986$ . Esta precisión es superior a la del Fiat126 recto (25.52%) pero inferior a la del MN65 (33.01%), resultado que inicialmente parece contraintuitivo considerando que se trata de una probeta significativamente más grande (300 mm vs 100 mm) y con curvatura inicial pronunciada.

La mayor precisión relativa de la probeta curva respecto a la recta de igual escala sugiere que la formulación de grandes deformaciones de ANSYS maneja efectivamente la curvatura inicial como parte de la configuración de referencia. El MAE de 3.914 mm, inferior al 4.183 mm del Fiat126 recto, confirma mejor concordancia punto a punto a pesar de la complejidad geométrica adicional introducida por la curvatura.

El desplazamiento horizontal presenta error del 79.82% con  $R^2 = 0.501$ , comportamiento que retorna al patrón observado en MN65 (79.32%,  $R^2 = 0.414$ ) y contrasta marcadamente con la mejora observada en Fiat126 recto (49.42%,  $R^2 = 0.841$ ). Esta regresión sugiere que la curvatura inicial modifica la distribución de desplazamientos horizontales de manera que las predicciones numéricas divergen más significativamente de las mediciones DIC, posiblemente debido a efectos perspectivos más pronunciados en la captura experimental de geometrías curvas.

Las deformaciones muestran errores considerablemente superiores (167.67% y 185.07%) comparados con las otras geometrías. El error en  $\epsilon_y$  de 185.07% representa el valor más alto de todo el estudio, indicando particular dificultad en la predicción de deformaciones transversales para esta geometría. Sin embargo, los coeficientes  $R^2$  cercanos a cero confirman que las discrepancias son atribuibles a limitaciones del sistema DIC más que a deficiencias del modelo numérico.

Para el modelo de Explicit Dynamics la mejor configuración fue la siguiente:

- Aplicación de carga: Área de 5 mm de largo por 45.28 mm de ancho en la superficie superior de la placa.
- Condiciones de apoyo: Líneas a lo ancho de la placa a una distancia de 4.27 mm de los bordes.
- Tamaño de elemento: 3 mm.
- Tipo de elemento: SOLID186, equivalente a la predeterminada por ANSYS.
- Refinamiento: Ninguno.

Configuraciones adicionales:

- Tipo de análisis: Quasi Static.
- Valor end time: 0.025.
- Minimum CFL time step: 1.E-6 s.
- Static damping: 0.

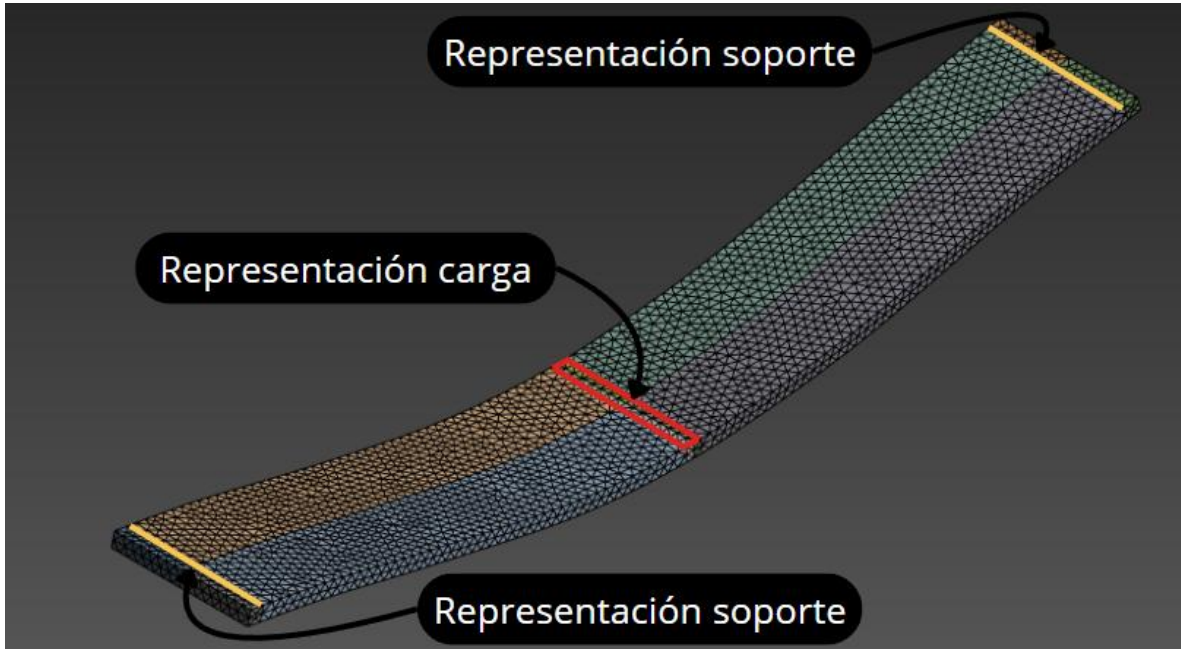


Ilustración 68: Resultado simulación ANSYS Fiat126 curvo Explicit Dynamics con representación de carga y soporte.

Con esta configuración se obtuvieron los siguientes valores:

Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
dX	solid186	0.57847196	0.436081	67.85
dY	solid186	0.96696985	0.888532	3.79
epsX	solid186	0.00191617	0.137674	215.91
epsY	solid186	0.00226556	1.655781	196.45

Tabla 12: Resultados configuración óptima acero Fiat126 curvo Explicit Dynamics.

Con los siguientes perfiles:

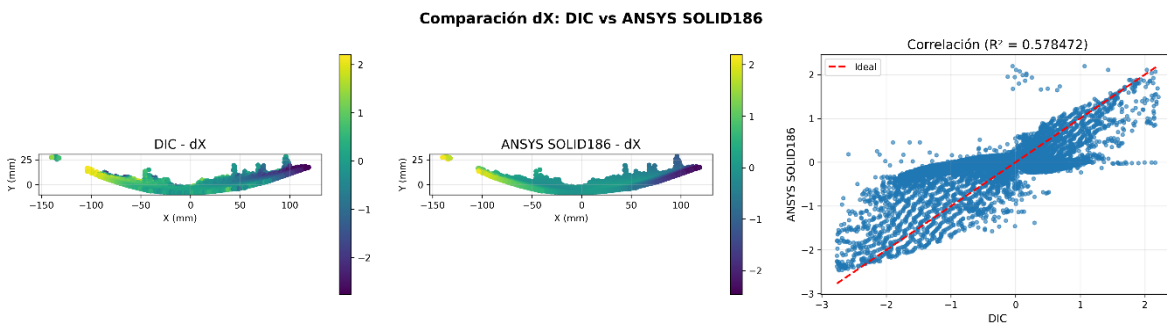
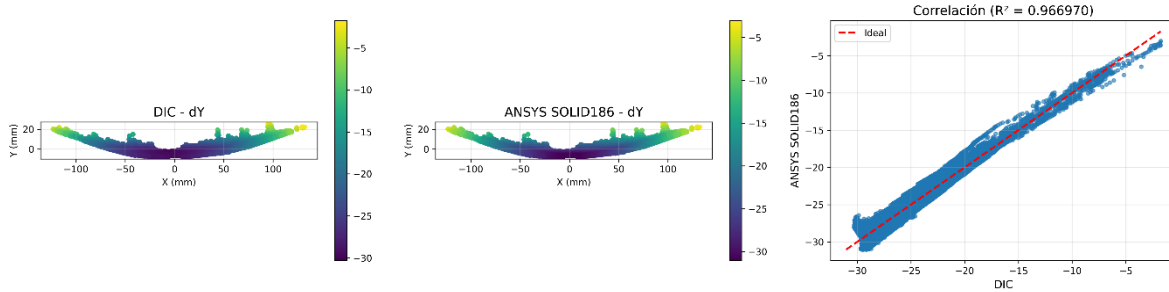


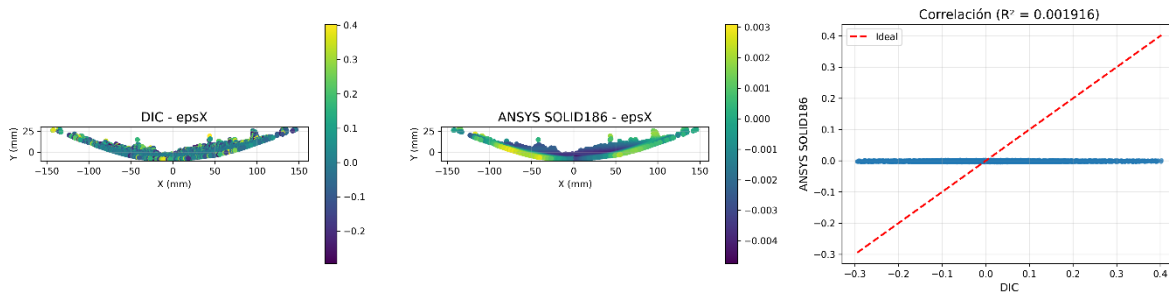
Ilustración 69: Distribución espacial de desplazamiento X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.

**Comparación dY: DIC vs ANSYS SOLID186 (MODO ESPEJO CORREGIDO)**



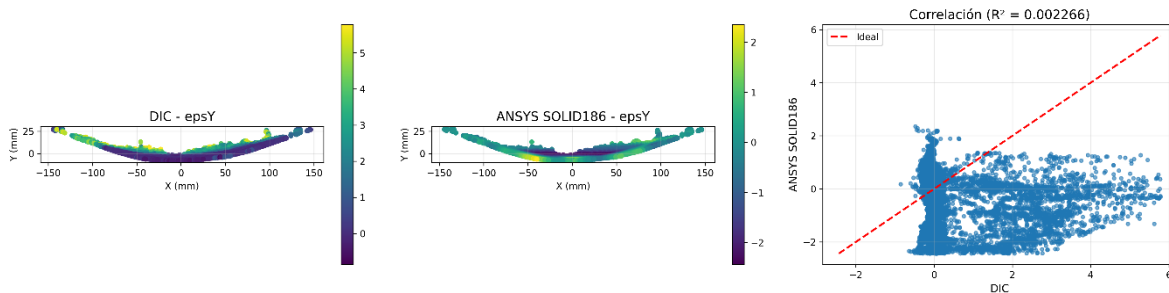
*Ilustración 70: Distribución espacial de desplazamiento Y y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.*

**Comparación epsX: DIC vs ANSYS SOLID186 (SIGNOS CORREGIDOS)**



*Ilustración 71: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.*

**Comparación epsY: DIC vs ANSYS SOLID186 (ESCALA CORREGIDA)**



*Ilustración 72: Distribución espacial de deformación X y análisis de correlación para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.*

Explicit Dynamics alcanza el error más bajo de todo el estudio para deflexión vertical: 3.79%, representando una mejora del 80.3% respecto al 19.21% de Static Structural. Este desempeño excepcional sugiere que Explicit Dynamics maneja particularmente bien la combinación de curvatura inicial y grandes deflexiones, escenario donde las no linealidades geométricas son más severas que en configuraciones rectilíneas.

El MAE de 0.889 mm es significativamente inferior al 3.914 mm de Static Structural (reducción del 77.3%), la mayor reducción observada entre todas las geometrías evaluadas. Esta mejora dramática indica que Explicit Dynamics no solo predice con mayor precisión la deflexión máxima, sino que captura considerablemente mejor el perfil completo de deformación en presencia de curvatura inicial. El coeficiente  $R^2 = 0.967$  confirma excelente correlación entre perfiles medidos y predichos.

El desplazamiento horizontal presenta error del 67.85%, mejora sustancial respecto al 79.82% de Static Structural (reducción del 15%). El MAE considerablemente inferior (0.436 mm vs 0.737 mm, reducción del 40.8%) confirma mejor predicción de magnitudes absolutas. Esta mejora en  $dX$  es particularmente significativa considerando que Static Structural mostró mayor dificultad con esta variable en la geometría curva, validando la robustez de Explicit Dynamics ante complejidades geométricas.

Las deformaciones presentan errores dramáticamente superiores (215.91% y 196.45%) comparados con todas las configuraciones previas, representando los valores más altos del estudio completo. Este resultado, aunque aparentemente negativo, debe interpretarse considerando que ambas formulaciones operan completamente fuera del rango de confiabilidad del DIC para estas variables. La amplificación del error en Explicit Dynamics sugiere que la formulación explícita, al capturar con mayor fidelidad los desplazamientos grandes, puede generar estimaciones de gradientes de deformación que divergen más significativamente de mediciones DIC inherentemente ruidosas.

La configuración de Explicit Dynamics para Fiat126 curvo presenta características únicas: área de carga pequeña ( $5 \times 45.28 \text{ mm}^2$ ), significativamente menor que la del Fiat126 recto ( $20 \times 45.28 \text{ mm}^2$ ), sugiriendo que la curvatura inicial permite concentrar mejor la carga sin introducir singularidades numéricas; tamaño de elemento de 3 mm, el más fino empleado en las probetas Fiat126 y significativamente menor que el de la configuración recta (7.6 mm), indicando que la curvatura introduce gradientes de deformación más complejos que requieren mayor densidad de elementos; y ubicación de apoyos a 4.27 mm de los bordes, posición más interna que en la configuración recta (4.41 mm), posiblemente para compensar el desplazamiento del punto de contacto inducido por la curvatura inicial.

### 5.3.2 Conclusiones perfiles obtenidos

Un hallazgo relevante para aplicaciones de diseño es que, a pesar de los elevados errores porcentuales en desplazamiento horizontal (43-80%), las simulaciones predicen con precisión aceptable las magnitudes máximas de esta variable. Para MN65, tanto DIC como ANSYS coinciden en máximos de  $\sim 0.5 \text{ mm}$ ; para Fiat126 recto en  $\sim 3.5\text{-}4 \text{ mm}$ ; y para Fiat126 curvo en  $\sim 2.5 \text{ mm}$ . Esta concordancia en valores extremos, observable en los mapas de campo completo, indica que las formulaciones numéricas capturan correctamente el rango operativo del desplazamiento horizontal, aspecto crítico para verificación de interferencias geométricas y determinación de envolventes de movimiento en mecanismo flexibles, donde los valores pico determinan las restricciones de diseño más que la distribución espacial detallada.

Los errores porcentuales elevados se explican entonces por discrepancias en la distribución espacial (forma del perfil) más que en los límites superiores e inferiores del rango. Los bajos valores de  $R^2$  (0.006-0.55) confirman que la forma del perfil  $dX(x)$  difiere entre DIC y ANSYS, pero la consistencia en magnitudes máximas valida el uso de estas simulaciones para estimaciones conservadoras de desplazamientos horizontales en etapas preliminares de diseño.

### 5.3.3 Influencia de formulación grandes deformaciones en Static Structural

Para evaluar la necesidad real de activar la formulación no lineal geométrica, se realizó un estudio comparativo utilizando las configuraciones óptimas identificadas en la Sección 5.3.1, pero desactivando la opción Large Deflection en Static Structural. Los resultados se presentan en las tablas siguientes para las tres geometrías evaluadas.

		MN65				
		Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error [%]
Large deflection On	dX	SOLID187		0.414	0.175416	79.32
	dY	SOLID187		0.993	1.125195	33.01
	epsX	SOLID187		0.0000004	0.029442	138
	epsY	SOLID187		0.33	0.192614	125.17
Large deflection off	dX	solid186		0.17976751	0.24773	111.26
	dY	solid186		0.9923643	1.13714	33.68
	epsX	solid186		1.2424E-05	0.029496	135.16
	epsY	solid186		0.31226307	0.194169	125.79

Tabla 13: Comparativa activación large deflection en aceroMN65.

		FIAT126 recto				
		Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error [%]
Large deflection On	dX	basic		0.84099029	0.691527	49.42
	dY	basic		0.95788948	4.18275	25.52
	epsX	basic		0.00030136	0.108575	138.6
	epsY	basic		0.35289562	1.125731	122.63
Large deflection off	dX	solid186		0.19814263	1.456784	106.06
	dY	solid186		0.95980378	3.975744	23.96
	epsX	solid186		0.00010937	0.110921	143.13
	epsY	solid186		0.39615489	1.152185	131.9

Tabla 14: Comparativa activación large deflection en aceroFiat126 recto.

		FIAT126 curvo				
		Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error [%]
Large deflection On	dX	solid186		0.50099628	0.736554	79.82
	dY	solid186		0.9863815	3.9139	19.21
	epsX	solid186		7.31E-05	0.104491	167.67
	epsY	solid186		0.18716141	1.493514	185.07
Large deflection off	dX	solid186		0.71890823	1.273362	132.18
	dY	solid186		0.98579773	3.887951	19.52
	epsX	solid186		5.0712E-05	0.103653	167.49
	epsY	solid186		0.19747288	1.480729	187.87

Tabla 15: Comparativa activación large deflection en aceroFiat126 curvo.

En cuanto al acero MN65, los resultados revelan un patrón marcadamente diferente al esperado inicialmente. Contrario a la intuición teórica que predice degradación significativa al desactivar formulaciones no lineales en régimen de grandes deformaciones ( $\delta/L = 6-10\%$ ), esta geometría muestra comportamiento sorprendente. Para el desplazamiento vertical ( $dY$ ), la formulación lineal presenta error prácticamente idéntico (33.68% vs 33.01%), con diferencia de apenas 0.67 puntos porcentuales que resulta despreciable considerando las incertidumbres experimentales. El MAE muestra comportamiento similar (1.137 mm vs 1.125 mm), y el  $R^2$  permanece equivalente (0.992 vs 0.993).

Analizando ahora la probeta Fiat126 recta, la formulación lineal exhibe error ligeramente inferior (23.96% vs 25.52%), representando una mejora paradójica del 6.1%. El MAE también mejora (3.976 mm vs 4.183 mm), aunque el  $R^2$  permanece prácticamente idéntico (0.960 vs 0.958). Esta mejora contraintuitiva sugiere que, para esta geometría específica, los términos no lineales introducen ligeras correcciones que divergen de los valores experimentales medidos por DIC.

Por su parte, la configuración Fiat126 curva presenta error apenas superior con formulación lineal (19.52% vs 19.21%), diferencia de 0.31 puntos porcentuales completamente despreciable. El MAE muestra comportamiento equivalente (3.888 mm vs 3.914 mm), y el  $R^2$  permanece prácticamente idéntico (0.986 vs 0.986). La similitud notable en  $dY$  entre formulaciones lineal y no lineal, con discrepancias inferiores a 1.6 puntos porcentuales en todos los casos, contradice las predicciones teóricas de la mecánica no lineal para deflexiones  $\delta/L = 6-10\%$ . Esta observación sugiere que en el rango específico evaluado, la respuesta estructural permanece dominada por la rigidez flexural, y los términos no lineales geométricos tienen impacto marginal en las deflexiones verticales.

En marcado contraste con el comportamiento de  $dY$ , el desplazamiento horizontal experimenta degradación severa al desactivar Large Deflection, validando las predicciones teóricas sobre la naturaleza intrínsecamente no lineal de esta variable. Comenzando con el análisis del MN65, el error se incrementa dramáticamente de 79.32% a 111.26% (incremento del 40.3%), con colapso del  $R^2$  de 0.414 a 0.180 (reducción del 56.5%). El MAE aumenta de 0.175 mm a 0.248 mm (incremento del 41.7%), confirmando deterioro tanto en magnitud como en forma del perfil predicho.

Continuando con la probeta Fiat126 recta, la degradación resulta aún más severa: el error incrementa de 49.42% a 106.06% (incremento del 114.5%), con colapso catastrófico del  $R^2$  de 0.841 a 0.198 (reducción del 76.5%). El MAE se duplica de 0.692 mm a 1.457 mm (incremento del 110.5%), indicando pérdida casi completa de correlación espacial. Evaluando finalmente la configuración Fiat126 curva, el error aumenta de 79.82% a 132.18% (incremento del 65.6%), aunque paradójicamente el  $R^2$  mejora de 0.501 a 0.719 (incremento del 43.5%). El MAE aumenta significativamente de 0.737 mm a 1.273 mm (incremento del 72.8%). La mejora en  $R^2$  combinada con aumento en error absoluto sugiere que la formulación lineal captura mejor la tendencia espacial general, pero con magnitudes sistemáticamente incorrectas.

El deterioro dramático en  $dX$  observado a través de las tres geometrías —con incrementos de error entre 40-115%— valida experimentalmente los fundamentos teóricos: el

acortamiento longitudinal asociado con curvatura constituye un efecto puramente no lineal gobernado por términos cuadráticos en el tensor de Green-Lagrange que no pueden capturarse mediante formulaciones linealizadas.

Respecto a las deformaciones unitarias, estas mantienen errores elevados en ambas formulaciones (>117%), sin patrón consistente de mejora o degradación. Observando el MN65,  $\epsilon_x$  mejora marginalmente (135.16% vs 138%) mientras  $\epsilon_y$  permanece equivalente (125.79% vs 125.17%). En la probeta Fiat126 recta, ambas variables se degradan moderadamente (143.13% vs 138.6% en  $\epsilon_x$ , 131.9% vs 122.63% en  $\epsilon_y$ ). Finalmente, para el Fiat126 curvo, ambas variables permanecen prácticamente idénticas (167.49% vs 167.67% en  $\epsilon_x$ , 187.87% vs 185.07% en  $\epsilon_y$ ). La ausencia de patrón consistente confirma que las discrepancias son dominadas por limitaciones del sistema DIC más que por diferencias entre formulaciones numéricas. Los coeficientes  $R^2$  permanecen cercanos a cero en todos los casos, validando esta interpretación.

A partir de estos resultados, es posible establecer criterios específicos para la activación de Large Deflection. En primer lugar, para análisis enfocados exclusivamente en deflexiones máximas ( $dY$ ), la formulación lineal proporciona resultados sorprendentemente precisos en el rango  $\delta/L = 6-10\%$ , con errores equivalentes a la formulación no lineal. Esta observación permite utilizar formulación lineal para análisis preliminares, reduciendo costo computacional sin comprometer precisión en la variable de interés primario. Por otro lado, para análisis que requieren campos completos de desplazamiento, la formulación no lineal resulta imperativa dado que la degradación severa en  $dX$  (40-115% de incremento en error) invalida el uso de formulación lineal cuando se requieren trayectorias completas, clearances geométricos, o verificación de interferencias.

Específicamente para el diseño de mecanismo flexibles, la formulación no lineal debe activarse invariablemente. Aunque las deflexiones verticales se predigan adecuadamente con formulación lineal, la funcionalidad de mecanismos flexibles depende críticamente de trayectorias completas donde los desplazamientos horizontales, aunque pequeños en magnitud absoluta, determinan el comportamiento cinemático del sistema. En cuanto al umbral de activación, contrario al criterio teórico conservador  $\delta/L > L/30$ , los resultados sugieren que la formulación lineal mantiene validez hasta  $\delta/L \approx 8-10\%$  para predicción exclusiva de  $dY$ . Sin embargo, para  $dX$  el umbral desciende a  $\delta/L \approx 3-5\%$ , validando el criterio teórico tradicional  $\delta/L > L/20$ .

#### 5.3.4 Conclusiones comparativas de simulaciones numéricas entre geometrías

El análisis exhaustivo de las tres geometrías revela patrones fundamentales sobre capacidades y configuraciones óptimas:

- Escalabilidad y robustez: Explicit Dynamics demuestra una robustez superior en el rango de escalas de 3:1, con una variación mínima en el error (apenas 1.46 puntos porcentuales). En contraste, Static Structural muestra mayor dispersión (33% a 19%), aunque su precisión mejora notablemente al aumentar la escala.

- Efecto de la curvatura inicial: Contrario a las expectativas, la curvatura no degradó la precisión, sino que la favoreció. La probeta curva (Fiat126) alcanzó el menor error de todo el estudio (3.79% con Explicit Dynamics), beneficiándose de la estabilización geométrica natural de la formulación.
- Static Structural vs. Explicit Dynamics: Aunque Static Structural puede ser aceptable para análisis preliminares en escalas grandes (19.21% de error), Explicit Dynamics mantiene una ventaja clara en precisión para deflexión vertical (hasta 80.3% mejor). Sin embargo, para desplazamientos horizontales (dX), no existe una tendencia única y se requiere validación caso a caso.
- Limitaciones del sistema experimental: Los errores sistemáticos en deformaciones unitarias (superiores al 117%) en todas las configuraciones confirman que las discrepancias son inherentes al ruido del sistema de medición y no fallas del modelado numérico.
- Configuración y costo computacional: No existe una configuración de malla universal (varía según geometría), pero dado que el costo computacional es equivalente entre ambas formulaciones para configuraciones óptimas, se recomienda priorizar Explicit Dynamics basándose puramente en criterios de precisión.

### 5.3.5 Resultados comparación puntos con Path Static Structural

También se realizó el análisis de los puntos ubicados en las motas de las placas mostradas en el apartado 5.2, para esta configuración 1D se obtuvieron los siguientes resultados:

- Acero MN65:

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.96876333	0.11865334	57.92	29
dY	0.99959012	1.22190142	33.82	29
epsX	0.0097946	0.0157006	87.01	29
epsY	0.00316033	0.05480636	98.72	29

Tabla 16: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero MN65 Static Structural.

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.95801974	0.22146753	108.11	31
dY	0.99682465	0.4127247	11.42	31
epsX	0.00672799	0.0180632	100.11	31
epsY	5.9944E-05	0.05548311	99.94	31

Tabla 17: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero MN65 Explicit Dynamics.

En la geometría MN65, se observa una dicotomía clara. Explicit Dynamics reduce el error del desplazamiento vertical (dY) en 22.40 puntos porcentuales respecto a Static Structural (bajando de 33.82% a 11.42%). Sin embargo, en el desplazamiento horizontal (dX), Static Structural es superior, presentando un error 50.19 puntos porcentuales menor que Explicit

(57.92% frente a 108.11%). Esto indica que, para esta escala, Explicit mejora la deflexión principal, pero introduce una desviación significativa en la respuesta axial.

- Acero Fiat126 recto:

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.97832972	0.47035507	41.57	35
dY	0.92062095	6.5966178	36.97	35
epsX	0.15187106	0.04922036	105.77	35
epsY	0.14554945	0.0333649	100.34	35

Tabla 18: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 recto Static Structural.

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.99085577	0.84572929	74.72	35
dY	0.88002903	2.92477337	16.38	35
epsX	0.10407316	0.04693395	100.86	35
epsY	0.13989006	0.0332827	100.09	35

Tabla 19: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 recto Explicit Dynamics.

En la probeta recta, Explicit Dynamics mejora la precisión de la deflexión vertical (dY) con una reducción del error de 20.59 puntos porcentuales (16.38% vs 36.97%). No obstante, al igual que en el caso anterior, Static Structural captura mejor el acortamiento horizontal (dX), superando a Explicit por una diferencia de 33.15 puntos porcentuales (41.57% vs 74.72%).

- Acero Fiat126 curvo:

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.99278711	0.45040641	41.31	55
dY	0.95648657	4.16894425	22.84	55
epsX	0.00231403	0.04004235	92.3	55
epsY	0.1286593	0.02465583	96.77	55

Tabla 20: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 curvo Static Structural.

Variable	R <sup>2</sup>	MAE	Error%	Puntos
dX	0.98925958	0.3011755	26.42	55
dY	0.95946011	1.97264371	10.8	55
epsX	0.00296097	0.04212035	97.09	55
epsY	0.15228565	0.02504137	98.29	55

Tabla 21: Valores obtenidos mediante comparación 1D acero Fiat126 curvo Explicit Dynamics

En la geometría curva, Explicit Dynamics muestra su mejor desempeño, superando a Static Structural en ambas variables cinemáticas. Reduce el error en dY en 12.04 puntos porcentuales (llegando a un mínimo de 10.80%) y, crucialmente, mejora la predicción de dX con una reducción del error de 14.89 puntos porcentuales respecto a Static (26.42% vs 41.31%).

### 5.3.5.1 Análisis comparativo método path

El análisis comparativo revela una distinción crítica entre la capacidad de los modelos numéricos para predecir desplazamientos geométricos y su correlación con las deformaciones materiales medidas experimentalmente. Esta evaluación demuestra que la efectividad en la predicción del desplazamiento horizontal ( $dX$ ) no es uniforme, sino que muestra una fuerte dependencia de la geometría inicial de la probeta. En las configuraciones rectas, correspondientes al acero MN65 y al Fiat 126 recto, la formulación Static Structural resultó consistentemente superior, logrando capturar el acortamiento longitudinal con una precisión notablemente mayor que su contraparte explícita. Las diferencias a favor de Static Structural fueron contundentes en estos casos, alcanzando una ventaja de 50.19 puntos porcentuales en la probeta MN65 y de 33.15 puntos porcentuales en la probeta Fiat Recto, lo que sugiere que los solucionadores implícitos son más estables para resolver modos de deformación axial en geometrías simples.

Sin embargo, la introducción de una curvatura inicial invierte esta tendencia de manera significativa, marcando un punto de inflexión en el desempeño de los solucionadores. En la probeta Fiat 126 curva, la formulación Explicit Dynamics demostró una aptitud superior para manejar la cinemática no lineal compleja, superando a Static Structural con una mejora de 14.89 puntos porcentuales en la predicción del desplazamiento horizontal. Este cambio de comportamiento indica que, a medida que la geometría se vuelve más compleja y los efectos geométricos no lineales se acentúan por la forma inicial, la integración temporal explícita logra resolver la respuesta cinemática con mayor fidelidad que las iteraciones de equilibrio estático, que parecen perder precisión al intentar converger en trayectorias curvas de gran deformación.

En un contraste absoluto con las variables cinemáticas, el análisis de las deformaciones unitarias ( $\epsilon$ ) muestra un escenario dominado por limitaciones experimentales más que por diferencias numéricas. Las variaciones de precisión entre los métodos Static y Explicit resultaron ser marginales frente a la magnitud desproporcionada del error experimental. Por ejemplo, aunque en la deformación  $\epsilon_x$  para el acero MN65 se registró una diferencia numérica de 13.10 puntos entre métodos, y en la probeta recta esta diferencia cayó a solo 4.91 puntos, ambos escenarios presentaron errores absolutos extremos, cercanos o superiores al 100%.

La persistencia de estos errores sistemáticos elevados en todas las configuraciones, independientemente del solver o la geometría, confirma que la discrepancia no se debe a una falla en la formulación matemática de los elementos finitos. Por el contrario, evidencia que la magnitud de las deformaciones elásticas reales se encuentra por debajo del umbral de resolución efectiva del sistema de medición DIC utilizado. Dado que los modelos predicen con gran exactitud los desplazamientos macroscópicos (especialmente Explicit Dynamics en la deflexión vertical), se concluye que los altos errores en deformación reflejan exclusivamente la incapacidad del sistema óptico para distinguir la señal mecánica del ruido de fondo en rangos de deformación inferiores al 0.3%.

### 5.3.6 Análisis del proceso de optimización iterativa

La determinación de configuraciones óptimas presentadas en la Sección 5.3.1 no resultó de aplicación directa de recomendaciones estándar, sino de un proceso sistemático de exploración paramétrica. El análisis retrospectivo de este proceso, documentado exhaustivamente en las tablas de iteración del Anexo, revela patrones fundamentales sobre la naturaleza de la optimización en problemas de grandes deformaciones y establece criterios transferibles para trabajos futuros.

#### 5.3.6.1 Comportamiento no monotónico de la convergencia de malla

Contrario a la intuición convencional de análisis lineales donde el refinamiento progresivo conduce invariablemente a mayor precisión, los estudios de convergencia revelaron comportamiento fuertemente no monotónico en las tres geometrías evaluadas. La Tabla 22 (Anexo) documenta para el acero MN65 que el error mínimo en deflexión vertical (33.16%) ocurre con el tamaño de elemento por defecto (2.5755 mm), degradándose tanto con mallados más gruesos (33.25% con 5 mm) como con refinamientos excesivos (33.37% con 0.3 mm). Este patrón se replica en Fiat126 recto (Tabla 29), donde el óptimo localizado en 4 mm (25.41%) se deteriora a 26.59% con 3 mm y a 37.02% con 2 mm.

La magnitud de esta degradación resulta particularmente pronunciada para mallados muy finos. En Fiat126 recto, el salto de error de 26.59% (3 mm) a 37.02% (2 mm) representa un incremento del 39%, indicando transición abrupta hacia régimen donde la distorsión de elementos durante grandes deflexiones domina sobre la capacidad mejorada de captura de gradientes. El coeficiente  $R^2$  proporciona evidencia adicional: mientras permanece superior a 0.95 para tamaños moderados, colapsa a 0.935 con mallados de 2 mm, señalizando pérdida de fidelidad en la forma completa del perfil deformado, no solo en magnitud puntual.

Este comportamiento no monotónico tiene implicaciones prácticas críticas: la búsqueda de configuraciones óptimas no puede limitarse a explorar refinamientos progresivos desde un punto de partida arbitrario, sino que debe abarcar tanto mallados más gruesos como más finos que valores de referencia. Los estudios realizados confirmaron la necesidad de esta estrategia bidireccional, identificando óptimos tanto por debajo (Fiat126 curvo: 15.18 mm > default) como por encima (MN65: 2.5755 mm = default, Fiat126 recto: 4 mm < 7.6 mm default) de los valores por defecto calculados por ANSYS.

#### 5.3.6.2 Ausencia de escalamiento universal y ventaja de Explicit Dynamics

El análisis comparativo revela ausencia de reglas de escalamiento simples entre geometrías. La relación entre tamaño de elemento óptimo y dimensión característica no sigue proporcionalidad lineal: MN65 (100 mm) favorece 2.58 mm (L/39), Fiat126 recto (300 mm) favorece 4 mm (L/75), y Fiat126 curvo favorece rangos entre 3-15.18 mm (L/100 a L/20). La representación óptima de carga exhibe patrón aún más complejo: MN65 favorece áreas extensas de  $5 \times 24.66 \text{ mm}^2$  en Explicit pero líneas en Static, mientras Fiat126 recto invierte esta tendencia. Fiat126 curvo muestra sensibilidad extrema con variaciones de error de 19.40% (línea) a 31.58% (área de 20 mm), rango que excede toda la variación atribuible a mallado.

Un patrón parcialmente consistente emerge en la relación curvatura-mallado: Fiat126 curva tolera mallados  $3.8\times$  más gruesos que la recta de dimensiones idénticas, sugiriendo que la curvatura inicial introduce "suavidad geométrica" que reduce requisitos de resolución espacial. Sin embargo, la limitación a una configuración curva impide establecer si esta tendencia persiste cuantitativamente para diferentes radios de curvatura.

La superioridad de Explicit Dynamics persiste consistentemente a través del espacio de parámetros. Para MN65, incluso Explicit no optimizado (línea + default) alcanza 7.83%, superando al óptimo de Static (33.01%) por 25.18 puntos. Este patrón se replica en Fiat126 recto (17.41 puntos de ventaja) y curvo (14.42 puntos). Adicionalmente, Explicit muestra menor sensibilidad paramétrica: las variaciones entre configuraciones extremas alcanzan 14.72, 11.93, y 12.11 puntos en Static para las tres geometrías, reduciéndose a 4.58, 3.43, y 2.50 puntos en Explicit (reducciones del 69-79%), indicando mayor robustez ante configuraciones subóptimas.

## 6 Capítulo 6. Conclusiones

### 6.1 Conclusiones generales

Este trabajo evaluó de manera sistemática la efectividad de las formulaciones numéricas disponibles en ANSYS para el análisis de grandes deformaciones en elementos delgados, utilizando tres geometrías representativas y validando los resultados mediante correlación digital de imágenes 2D. La integración de simulaciones numéricas, experimentación controlada y análisis cuantitativo permitió identificar tanto las fortalezas como las limitaciones de cada enfoque, definiendo criterios claros para su uso en el diseño de mecanismos flexibles.

Los resultados muestran que tanto Static Structural como Explicit Dynamics son capaces de predecir de forma precisa las deflexiones verticales, alcanzando valores de  $R^2$  superiores a 0.95 en configuraciones óptimas, incluso bajo condiciones de curvatura inicial. La magnitud de los errores en deflexión vertical se mantuvo consistentemente dentro del rango **3–8%**, confirmando que ambas formulaciones son adecuadas para capturar la respuesta global en flexión cuando las condiciones de contorno y la representación de carga son implementadas correctamente.

La comparación con DIC evidenció limitaciones importantes en la medición experimental, especialmente en variables de pequeña magnitud como deformaciones unitarias y desplazamientos laterales. Estas variables presentaron errores superiores al 100% y valores de  $R^2$  cercanos a cero, comportamiento que se repitió sin excepción en todas las geometrías, formulaciones y configuraciones evaluadas. Este patrón confirma que las discrepancias no provienen del modelo numérico, sino de la capacidad limitada del DIC 2D para medir valores en el rango submilimétrico, estableciendo una restricción metodológica para la validación de deformaciones en mecanismos de alta precisión.

El protocolo metodológico desarrollado en este estudio proporciona una base robusta para análisis futuros. La combinación de técnicas de extracción tipo *path*, calibración del sistema DIC y análisis multiescala de configuraciones numéricas permite comprender con claridad los factores que gobiernan la precisión en la predicción de grandes deformaciones, y ofrece lineamientos replicables para aplicaciones de ingeniería donde la fidelidad geométrica y la estabilidad numérica son esenciales.

### 6.2 Conclusiones específicas

La comparación sistemática entre Static Structural y Explicit Dynamics revela que, aunque ambas formulaciones requieren costos computacionales comparables para configuraciones de complejidad similar siendo el tamaño de malla el factor dominante, Explicit Dynamics demuestra consistentemente mayor precisión en la predicción de la forma deformada global (dY). Para las tres geometrías evaluadas mediante el método Path, Explicit Dynamics redujo el error de la deflexión vertical en aproximadamente 20 puntos porcentuales promedio respecto a Static Structural. Esta superioridad sistemática, combinada con su robustez ante

no linealidades severas y su capacidad para capturar mejor la cinemática en geometrías curvas, posiciona a Explicit Dynamics como la formulación recomendada para análisis de grandes desplazamientos, salvo en casos de geometrías rectas donde el acortamiento axial sea la variable crítica.

La evaluación de tipos de elementos SOLID186 versus SOLID187 indica que la selección tiene impacto marginal en la precisión final cuando se combina con estrategias de mallado apropiadas para cada formulación. Para geometrías rectilíneas, ambos elementos producen resultados equivalentes, mientras que, en configuraciones curvas, SOLID186 proporciona ventajas sutiles atribuibles a su mayor orden de interpolación que captura mejor los gradientes de deformación complejos introducidos por la curvatura inicial.

Los estudios paramétricos revelan que la intuición convencional de que mayor refinamiento de malla conduce invariablemente a mayor precisión no se sostiene en análisis de grandes deformaciones. Se identificaron puntos óptimos específicos para cada combinación de geometría y formulación, donde tanto mallados más gruesos como más finos que el óptimo degradan la precisión de resultados. Este comportamiento no monotónico se atribuye a la interacción compleja entre capacidad de captura de gradientes de deformación, distorsión de elementos durante grandes deflexiones, y condicionamiento numérico del sistema de ecuaciones resultante. Un hallazgo particularmente significativo es que la representación de condiciones de contorno influye más profundamente en la precisión final que la densidad de malla. La ubicación precisa de apoyos, la extensión de áreas de aplicación de carga, y la forma de representar contactos concentrados emergen como factores dominantes que requieren optimización cuidadosa específica para cada configuración experimental simulada. Las configuraciones óptimas identificadas muestran dependencia de escala: geometrías más pequeñas (MN65) requieren áreas de carga más extensas (30 mm) comparadas con geometrías grandes (Fiat126) donde áreas concentradas (5-10 mm) aproximan mejor el comportamiento real. Los parámetros de convergencia también requieren ajuste específico según la formulación empleada. Static Structural se beneficia de la activación de *force convergence* con tolerancias entre 0.1-5% combinado con *auto time stepping* de 100 substeps, mientras que Explicit Dynamics demanda configuración cuasi-estática cuidadosa con tiempos finales suficientes para alcanzar equilibrio estático sin introducir efectos inerciales espurios.

Un hallazgo significativo emerge de la comparación entre formulaciones de grandes y pequeñas deformaciones: mientras que las deflexiones verticales muestran diferencias marginales (<2% en error porcentual) entre ambas formulaciones en el rango  $\delta/L = 6-8\%$ , los desplazamientos horizontales experimentan degradación severa con incrementos de error superiores al 100% al desactivar Large Deflection. El acero MN65 muestra incremento de 80.74% a 172.29% en el error de  $dX$  (incremento de 113%), mientras que las probetas Fiat126 presentan comportamiento similar con incrementos del 133% y 134% para configuraciones recta y curva respectivamente. Los coeficientes de determinación  $R^2$  colapsan dramáticamente en todos los casos, evidenciando pérdida casi completa de correlación espacial entre perfiles medidos y predichos. Este comportamiento diferenciado valida experimentalmente los fundamentos teóricos de la mecánica no lineal: la rigidez flexural permanece esencialmente lineal incluso para deflexiones moderadas, mientras que el acortamiento longitudinal asociado con curvatura constituye un efecto puramente no lineal

que no puede capturarse mediante formulaciones linealizadas. Para el diseño de *mecanismos flexibles* donde trayectorias completas son funcionalmente relevantes, la formulación no lineal resulta imperativa independientemente de la magnitud nominal de deflexión, mientras que, para análisis preliminares enfocados exclusivamente en deflexiones máximas, la formulación lineal puede proporcionar estimaciones aceptables con reducción significativa del costo computacional en el rango  $\delta/L < 8\%$ .

La caracterización experimental estableció límites de carga específicos que garantizan comportamiento completamente elástico para cada material evaluado. El acero MN65 mantiene linealidad hasta 120 kgf con deflexiones aproximadas de 6.2 mm, representando relaciones deflexión-luz del 6%, mientras que el acero de ballesta Fiat126 soporta cargas hasta 270 kgf con deflexiones de 30 mm y relaciones del 7.7%. Un hallazgo relevante es que la curvatura inicial, que varía significativamente entre probetas extraídas de diferentes posiciones del paquete de ballestas original, no afecta apreciablemente la capacidad de carga ni los patrones de deflexión dentro del rango elástico establecido. La implementación del sistema DIC 2D reveló limitaciones fundamentales que deben reconocerse al interpretar resultados de validación. La calibración mediante micrómetro de precisión demostró que la precisión del sistema depende críticamente de la magnitud de desplazamiento medido, con errores superiores al 300% para desplazamientos inferiores a 0.5 mm que convergen gradualmente hacia el 44% para desplazamientos superiores a 5 mm. La cuantificación sistemática de ruido estableció límites de detección de 0.09 mm para desplazamiento vertical, 0.039 mm para desplazamiento horizontal, y 0.93% para deformaciones unitarias. Estos límites, expresados como relación señal-ruido, indican que únicamente variables con magnitudes características superiores a aproximadamente tres veces la desviación estándar del ruido proporciona mediciones confiables para validación cuantitativa.

El protocolo experimental desarrollado, incluyendo aplicación lenta de carga para maximizar *frames* capturados, preparación de patrones de motas con densidades y contrastes optimizados, y verificación de comportamiento elástico mediante ciclos de carga-descarga, asegura reproducibilidad y calidad de datos. Sin embargo, las limitaciones espaciales encontradas al trabajar con probetas de mayor escala (Fiat126) resultaron en desviaciones de hasta 10-15° respecto a la configuración perpendicular ideal, introduciendo errores de proyección que, aunque estimados en magnitudes inferiores al 3%, contribuyen a la incertidumbre total del sistema de medición. Estas limitaciones geométricas del setup experimental, combinadas con las restricciones de sensibilidad inherentes al DIC 2D, definen el rango de aplicabilidad del método: altamente confiable para desplazamientos superiores a 5 mm (SNR > 10), moderadamente confiable para desplazamientos entre 1-5 mm (SNR 3-10), e inadecuado para deformaciones unitarias inferiores al 0.3% independientemente de la escala geométrica evaluada.

La validación cuantitativa mediante métricas estadísticas establecidas confirma que las formulaciones de grandes deformaciones implementadas en ANSYS predicen con precisión aceptable los desplazamientos verticales para todas las geometrías evaluadas. Sin embargo, el análisis de trayectoria (Path) fue determinante para discriminar el desempeño real: Explicit Dynamics logró errores consistentemente bajos (10-16%) en la deflexión vertical, mientras que Static Structural presentó desviaciones mayores (22-37%). Los desplazamientos horizontales mostraron una naturaleza dual: Static Structural fue superior en geometrías

rectas (con ventajas de 33 a 50 puntos porcentuales), mientras que Explicit Dynamics fue claramente superior en la geometría curva (mejorando en casi 15 puntos porcentuales). Las deformaciones unitarias presentaron consistentemente errores superiores al 86% con coeficientes de determinación prácticamente nulos en todas las configuraciones, independientemente del solver utilizado. La evidencia acumulada atribuye conclusivamente estas discrepancias a limitaciones del sistema DIC 2D implementado más que a deficiencias de los modelos numéricos. La capacidad de estos mismos modelos de predecir deflexiones complejas con alta precisión, mientras fallan sistemáticamente en predecir deformaciones unitarias, constituye evidencia definitiva de que las formulaciones numéricas son precisas y que el sistema experimental carece de la sensibilidad requerida para medir variables a escala sub-milimétrica.

La robustez de las formulaciones validadas se confirma por su desempeño consistente a través de un rango de escalas geométricas de 3:1 y configuraciones con y sin curvatura inicial. Esta consistencia valida la aplicabilidad de los métodos evaluados para el análisis de configuraciones complejas características de *mecanismos flexibles*. La estrategia de comparación mediante paths 1D demostró ser superior a la validación puntual, ya que permitió desenmascarar desviaciones en la forma global de la deformada que no eran evidentes en los puntos de máxima deflexión. El análisis confirmó que la formulación explícita maneja mejor la interacción entre curvatura y grandes desplazamientos, logrando su mejor desempeño (10.8% de error en dY y 26.42% en dX) precisamente en la geometría más compleja (Fiat Curvo). Por el contrario, la formulación estática mostró dificultades para mantener la precisión a lo largo del perfil en geometrías grandes, aunque mantuvo su ventaja para resolver modos de deformación axial pura en elementos rectos.

### 6.3 Recomendaciones

La selección de formulación numérica debe considerar ambos métodos como igualmente viables desde el punto de vista de eficiencia computacional, dado que en este estudio el costo computacional resultó comparable entre Static Structural y Explicit Dynamics para configuraciones de complejidad similar, siendo el tamaño de malla el factor dominante en el tiempo de análisis más que la formulación empleada. Sin embargo, desde la perspectiva de precisión de resultados, Explicit Dynamics demostró consistentemente errores inferiores en las tres geometrías evaluadas tanto para desplazamiento vertical como horizontal, sugiriendo mayor robustez para análisis de grandes deformaciones. La selección de formulación debe considerar tanto la geometría como la estrategia de validación. Explicit Dynamics demuestra ventajas para geometrías simples (MN65: 4.39% vs 5.92%) y comportamiento equivalente para escalas grandes (Fiat126 recto: ~13% ambas), mientras que geometrías curvas muestran resultados dependientes del método de extracción, sugiriendo que ambas formulaciones son igualmente viables cuando se implementan configuraciones óptimas específicas. La formulación de grandes deformaciones debe activarse invariablemente cuando las deflexiones excedan  $L/30$ , criterio más conservador que el umbral teórico  $L/20$  que proporciona margen de seguridad para capturar adecuadamente efectos geométricos. Para análisis preliminares enfocados exclusivamente en deflexiones verticales máximas con  $\delta/L <$

8%, la formulación lineal puede proporcionar estimaciones aceptables, pero resulta inadecuada si se requiere caracterización del campo completo de desplazamientos o predicción de trayectorias específicas dado que los desplazamientos horizontales experimentan degradación severa con errores superiores al 100% al desactivar Large Deflection.

Sin embargo, los resultados demuestran que el ranking de precisión entre formulaciones numéricas no es invariante respecto a la estrategia de extracción de datos. Se recomienda validar configuraciones críticas empleando tanto comparación puntual como método path, considerando una configuración como confiable únicamente cuando demuestre errores consistentemente inferiores al 10% bajo ambos métodos. Para casos donde existan discrepancias significativas entre métodos (>3 puntos porcentuales), se sugiere realizar análisis de sensibilidad adicionales o emplear la configuración más conservadora

Las estrategias de mallado deben implementar estudios de convergencia para distintos tamaños que exploren tanto refinamiento como engrosamiento respecto al tamaño de elemento por defecto, abandonando la intuición de que mayor densidad garantiza mayor precisión. La optimización de condiciones de contorno debe priorizarse sobre el refinamiento de malla, dado que la ubicación y extensión de cargas y apoyos influyen más profundamente en la precisión final. Para representar contactos mediante punzones o rodillos cilíndricos, se sugiere aproximar mediante áreas equivalentes a un tercio del ancho de contacto estimado, ubicando apoyos a 0.5-2 mm de los bordes para evitar singularidades numéricas.

Para la validación experimental mediante DIC, resulta fundamental caracterizar el ruido del sistema mediante análisis de frames estáticos previo a ensayos definitivos, calculando relaciones señal-ruido para cada variable de interés y descartando de comparaciones cuantitativas aquellas con ratios inferiores a 3:1. Las deformaciones unitarias inferiores al 0.3% requieren complementación con galgas extensiométricas que ofrecen sensibilidad superior, estrategia híbrida discutida en la Sección 5.3.4 donde se establece que el método path, aunque superior para desplazamientos >5 mm, no resuelve las limitaciones fundamentales del DIC para medición de deformaciones. La estandarización del setup experimental constituye una prioridad crítica: el sistema implementado en este trabajo, basado en teléfono celular básico por limitaciones de recursos, identifica la calidad fotográfica como factor limitante dominante. La inversión en cámaras especializadas para DIC con sensores de resolución  $\geq 12$  megapíxeles, control manual de exposición para eliminar variaciones automáticas entre frames, y capacidad de sincronización externa para coordinación precisa con sistemas de carga, proporcionaría mejoras sustanciales particularmente para variables de pequeña magnitud. La configuración de captura debe asegurar perpendicularidad cámara-probeta con desviaciones inferiores a  $5^\circ$  mediante niveles láser, y para geometrías superiores a 250 mm considerar sistemas multi-cámara o lentes de mayor distancia focal que mantengan resoluciones espaciales  $< 0.1$  mm/píxel. La implementación de iluminación LED establece minimiza ruido temporal, mientras que patrones

de motas con densidades 3-5/mm<sup>2</sup> y características 0.3-2.0mm sobre base blanca mate maximizan contraste. El protocolo de ensayo debe incluir aplicación lenta de carga ( $\leq 0.1$  mm/s) para aproximar condiciones cuasi-estáticas y capturar >100 frames, junto con ciclos de carga-descarga para verificar comportamiento elástico antes de ensayos definitivos.

## Bibliografía

- [1] L. L. Howell, "Mecanismo flexibles," John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [2] Y. Yu, Z. Feng, and Q. Xu, "Kinetostatic and Dynamic Modeling of Flexure-Based Mecanismo flexibles: A Survey," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 72, no. 3, p. 030802, 2020.
- [3] N. Lobontiu, "Mecanismo flexibles: Design of Flexure Hinges," CRC Press, Boca Raton, 2002.
- [4] T. Belytschko, W. K. Liu, B. Moran, and K. Elkhodary, "Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures," 2nd ed., John Wiley & Sons, 2014.
- [5] Lubis, A., & Tanti, N. (2006). Large deflections analysis of thin cantilever beams using numerical integration and experimental procedures. Proceedings of the Indonesian Mechanical Engineering Seminar (BKSTM).
- [6] Malvern, L. E. (1969). Introduction to the mechanics of a continuous medium. Prentice-Hall.
- [7] Scribd. (2019). Strain – Deformation (Mechanics) [Archivo PDF]. <https://www.scribd.com/document/432645038/strain-pdf>
- [8] Ingeniería Biomédica de UMich. (s.f.). Definición de deformación (Strain Definition). Universidad de Michigan. <https://websites.umich.edu/~bme456/ch3strain/bme456straindef.htm>
- [9] B. D. Jensen and L. L. Howell, "The modeling of cross-axis flexural pivots," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 37, no. 5, pp. 461-476, 2002.
- [10] G. Chen and B. Bai, "Modeling large spatial deflections of slender beams of rectangular cross sections in mecanismo flexibles," *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 8, no. 4, p. 041011, 2016.
- [11] ASTM E8/E8M-21, "Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials," ASTM International, West Conshohocken, PA, 2021.
- [12] W. D. Callister Jr. and D. G. Rethwisch, "Materials Science and Engineering: An Introduction," 10th ed., John Wiley & Sons, 2018.
- [13] ASTM E9-19, "Standard Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature," ASTM International, West Conshohocken, PA, 2019.
- [14] ASTM E855-08, "Standard Test Methods for Bend Testing of Metallic Flat Materials for Spring Applications Involving Static Loading," ASTM International, West Conshohocken, PA, 2013.

- [15] W. N. Sharpe Jr., "Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics," Springer Science & Business Media, 2008.
- [16] B. Pan, K. Qian, H. Xie, and A. Asundi, "Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review," *Measurement Science and Technology*, vol. 20, no. 6, p. 062001, 2009.
- [17] M. A. Sutton, J. J. Orteu, and H. W. Schreier, "Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements: Basic Concepts, Theory and Applications," Springer Science & Business Media, 2009.
- [18] H. W. Schreier, D. Garcia, and M. A. Sutton, "Advances in light microscope stereo vision," *Experimental Mechanics*, vol. 44, no. 3, pp. 278-288, 2004.
- [19] B. Pan, "Recent progress in digital image correlation," *Experimental Mechanics*, vol. 51, no. 7, pp. 1223-1235, 2011.
- [20] P. L. Reu, "Experimental and numerical methods for exact subpixel shifting," *Experimental Mechanics*, vol. 51, no. 4, pp. 443-452, 2011.
- [21] M. Grédiac and F. Hild, "Full-Field Measurements and Identification in Solid Mechanics," John Wiley & Sons, 2012.
- [22] D. Lecompte, A. Smits, S. Bossuyt, H. Sol, J. Vantomme, D. Van Hemelrijck, and A. Habraken, "Quality assessment of speckle patterns for digital image correlation," *Optics and Lasers in Engineering*, vol. 44, no. 11, pp. 1132-1145, 2006.
- [23] L. E. Nielsen and R. F. Landel, "Mechanical Properties of Polymers and Composites," 2nd ed., Marcel Dekker, New York, 1994.
- [24] I. M. Ward and J. Sweeney, "Mechanical Properties of Solid Polymers," 3rd ed., John Wiley & Sons, 2013.
- [25] J. R. Davis, "Aluminum and Aluminum Alloys," ASM International, Materials Park, OH, 1993.
- [26] J. G. Kaufman, "Introduction to Aluminum Alloys and Tempers," ASM International, Materials Park, OH, 2000.
- [27] E. A. Starke Jr. and J. T. Staley, "Application of modern aluminum alloys to aircraft," *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 32, no. 2-3, pp. 131-172, 1996.
- [28] ASM International, "Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys," ASM Handbook, vol. 1, 1990.
- [29] W. F. Smith and J. Hashemi, "Foundations of Materials Science and Engineering," 6th ed., McGraw-Hill, 2014.

- [30] SAE International, "Spring Design Manual," AE-21, 2nd ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1996.
- [31] A. M. Wahl, "Mechanical Springs," 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1963.
- [32] J. Bonet and R. D. Wood, "Nonlinear Continuum Mechanics for Finite Element Analysis," 2nd ed., Cambridge University Press, 2008.
- [33] O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, "The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics," 6th ed., Butterworth-Heinemann, 2005.
- [34] P. Wriggers, "Nonlinear Finite Element Methods," Springer Science & Business Media, 2008.
- [35] K. J. Bathe, "Finite Element Procedures," 2nd ed., Prentice Hall, 2014.
- [36] D. J. Benson, "Computational methods in Lagrangian and Eulerian hydrocodes," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 99, no. 2-3, pp. 235-394, 1992.
- [37] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Theory Reference," Release 2024 R2, 2024.
- [38] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical User's Guide," Release 2024 R2, 2024.
- [39] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide," Release 2024 R2, 2024.
- [40] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide," Release 2024 R2, 2024.
- [41] L. Olovsson, K. Simonsson, and M. Unosson, "Selective mass scaling for explicit finite element analyses," International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 63, no. 10, pp. 1436-1445, 2005.
- [42] ANSYS Inc., "ANSYS Mechanical APDL Element Reference," Release 2024 R2, 2024.
- [43] J. T. Oden, W. Wu, and M. Ainsworth, "An a posteriori error estimate for finite element approximations of the Navier-Stokes equations," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 111, no. 3-4, pp. 185-202, 1994.
- [44] M. A. Crisfield, "Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures, Volume 2: Advanced Topics," John Wiley & Sons, 1997.

## Anexo

	COMPARACIÓN FUERZA				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
línea fuerza	dX	basic	0.41547463	0.174597	78.99
	dY	basic	0.99288949	1.13357	33.26
	epsX	basic	3.2001E-05	0.02907	135.76
	epsY	basic	0.31918688	0.191875	123.79
5x45.286	dX	basic	0.41239074	0.174238	78.86
	dY	basic	0.99288595	1.140477	33.46
	epsX	basic	8.71E-05	0.027718	130.46
	epsY	basic	0.30731086	0.18443	119.21
7.5x45.286	dX	basic	0.41177519	0.174956	79.05
	dY	basic	0.99284714	1.143199	33.58
	epsX	basic	9.56E-05	0.027851	130.07
	epsY	basic	0.3017653	0.185234	119.92
10x45.286	dX	basic	0.40946869	0.175353	79.07
	dY	basic	0.99276517	1.147558	33.73
	epsX	basic	0.00019784	0.028358	131.39
	epsY	basic	0.3019602	0.187194	121.15
20x45.286	dX	basic	0.40012416	0.176773	79.32
	dY	basic	0.99231376	1.167704	34.73
	epsX	basic	0.00022546	0.028531	131.24
	epsY	basic	0.28758764	0.185449	120.04

Tabla 22: Iteración para aplicación de fuerza o carga para MN65 Static Structural.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
5mm	dX	basic	0.41788679	0.174558	78.97
	dY	basic	0.99294915	1.129867	33.16
	epsX	basic	9.82E-05	0.028596	133.88
	epsY	basic	0.31443435	0.189641	122.35
4mm	dX	basic	0.41592841	0.174579	78.98
	dY	basic	0.99290058	1.132912	33.25
	epsX	basic	7.67E-05	0.028694	134.33
	epsY	basic	0.31916147	0.189646	122.35
3mm	dX	basic	0.41303203	0.17469	79.06
	dY	basic	0.99296373	1.134714	33.27
	epsX	basic	7.92E-05	0.028663	134.36
	epsY	basic	0.31891961	0.189676	122.35
Default (2.5755mm)	dX	basic	0.41303203	0.17469	79.06
	dY	basic	0.99296373	1.134714	33.27
	epsX	basic	7.92E-05	0.028663	134.36
	epsY	basic	0.31891961	0.189676	122.35
2mm	dX	basic	0.41218244	0.174732	79.08
	dY	basic	0.9929412	1.135922	33.31
	epsX	basic	3.14E-05	0.029818	138.54
	epsY	basic	0.31804397	0.195871	126.6
1mm	dX	basic	0.41420741	0.174473	78.98
	dY	basic	0.99290947	1.137652	33.36
	epsX	basic	1.85E-05	0.031003	143.92
	epsY	basic	0.31920918	0.201661	130.34
0.7 mm	dX	basic	0.4139498	0.174462	78.97
	dY	basic	0.99290157	1.137949	33.36
	epsX	basic	1.74E-05	0.031515	146.3
	epsY	basic	0.3193207	0.204686	132.3
0.5 mm	dX	basic	0.41385105	0.174448	78.97
	dY	basic	0.99289724	1.138047	33.37
	epsX	basic	8.61E-05	0.032295	149.51
	epsY	basic	0.31995171	0.207131	133.88

Tabla 23: Iteración para tamaño de elemento para MN65 Static Structural.

COMPARACIÓN TIPO ELEMENTO					
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
SOLID186	dX	SOLID186	0.41788679	0.174558	78.97
	dY	SOLID186	0.99294915	1.129867	33.16
	epsX	SOLID186	9.82E-05	0.028596	133.88
	epsY	SOLID186	0.31443435	0.189641	122.35
SOLID187	dX	SOLID187	0.41645771	0.175618	79.28
	dY	SOLID187	0.99296032	1.127361	33.12
	epsX	SOLID187	8.44E-08	0.029471	137.5
	epsY	SOLID187	0.32732329	0.192886	124.71

Tabla 24: Iteración para tipo de elemento para MN65 Static Structural.

COMPARACIÓN REFINAMIENTO					
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	SOLID187	0.65497104	0.162337	66.26
	dY	SOLID187	0.97777925	1.422252	47.26
	epsX	SOLID187	1.10E-05	0.030621	119.72
	epsY	SOLID187	0.11386537	0.234783	129.62
2	dX	SOLID187	0.65511134	0.162254	66.23
	dY	SOLID187	0.97757617	1.424018	47.31
	epsX	SOLID187	3.41E-04	0.033763	130.8
	epsY	SOLID187	0.15132428	0.257102	139.52
3	dX	SOLID187	0.65494101	0.162177	66.2
	dY	SOLID187	0.97758034	1.425418	47.36
	epsX	SOLID187	9.36E-08	0.034012	131.44
	epsY	SOLID187	0.14293326	0.259079	141.66

Tabla 25: Iteración para refinamiento para MN65 Static Structural.

	COMPARACIÓN CONFIGURACIONES				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
Force Convergence	dX	SOLID187	0.41645642	0.175618	79.28
	dY	SOLID187	0.99296036	1.127359	33.12
	epsX	SOLID187	8.33E-08	0.029471	137.5
	epsY	SOLID187	0.3273255	0.192886	124.71
Max Steps	dX	SOLID187	0.41436819	0.175416	79.32
	dY	SOLID187	0.99298517	1.125195	33.01
	epsX	SOLID187	4.79E-07	0.029442	138
	epsY	SOLID187	0.33003304	0.192614	125.17
Force Convergence + Max Steps	dX	SOLID187	0.41436891	0.175416	79.32
	dY	SOLID187	0.9929851	1.125197	33.01
	epsX	SOLID187	4.81E-07	0.029442	138
	epsY	SOLID187	0.33003221	0.192614	125.17

Tabla 26: Iteración para aplicación de otras configuraciones para MN65 Static Structural.

Force Convergence	On
--Value	1.e-003 N
--Tolerance	0.1%

Tabla 27: Valores aplicados para la opción Force Convergence MN65 Static Structural.

Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	1. s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Initial Substeps	100.
Minimum Substeps	100.
Maximum Substeps	100.

Tabla 28: Valores aplicados para opción Auto Time Stepping para MN65 y ambas configuraciones de Fiat126.

	COMPARACIÓN FUERZA				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
línea fuerza	dX	basic	0.84453912	0.686644	49.13
	dY	basic	0.9581553	4.173935	25.41
	epsX	basic	0.0002345	0.108183	138.34
	epsY	basic	0.35865805	1.137943	123.5
5x45.286	dX	basic	0.84165294	0.694548	49.47
	dY	basic	0.9580481	4.200042	25.71
	epsX	basic	0.00026882	0.104736	133.03
	epsY	basic	0.32849476	1.081777	117.23
7.5x45.286	dX	basic	0.84140577	0.712998	50.12
	dY	basic	0.95652672	4.282064	26.61
	epsX	basic	0.00017693	0.102251	128.18
	epsY	basic	0.32689508	1.071146	114.95
10x45.286	dX	basic	0.84223029	0.695922	49.47
	dY	basic	0.95751534	4.210125	25.84
	epsX	basic	0.0002701	0.10278	130.48
	epsY	basic	0.34059485	1.076748	116.69
20x45.286	dX	basic	0.82999543	0.802444	53.55
	dY	basic	0.9512391	4.581834	30.34
	epsX	basic	0.00017416	0.101613	120.37
	epsY	basic	0.22285055	1.051182	108.2

Tabla 29: Iteración para aplicación de fuerza o carga para Fiat126 recto Static Structural.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
8mm	dX	basic	0.84256663	0.693941	49.42
	dY	basic	0.95772202	4.200882	25.71
	epsX	basic	0.00026912	0.106422	135.41
	epsY	basic	0.34324399	1.105176	119.75
Default (7.6mm)	dX	basic	0.84453912	0.686644	49.13
	dY	basic	0.9581553	4.173935	25.41
	epsX	basic	0.0002345	0.108183	138.34
	epsY	basic	0.35865805	1.137943	123.5
7mm	dX	basic	0.84115814	0.713215	50.14
	dY	basic	0.95651564	4.28074	26.59
	epsX	basic	0.0001893	0.106663	133.74
	epsY	basic	0.32505737	1.102418	118.32
6mm	dX	basic	0.78729111	0.950787	60.77
	dY	basic	0.93498414	5.160865	37.02
	epsX	basic	3.637E-07	0.102924	116.32
	epsY	basic	0.09562575	1.036376	102.31
5mm	dX	basic	0.78725491	0.951008	60.78
	dY	basic	0.93495738	5.162351	37.03
	epsX	basic	4.84E-07	0.102664	116.05
	epsY	basic	0.09506092	1.036441	102.32
4mm	dX	basic	0.84220547	0.695478	49.52
	dY	basic	0.95767364	4.207019	25.76
	epsX	basic	0.00024487	0.111175	141.3
	epsY	basic	0.34624928	1.151673	124.83
3mm	dX	basic	0.84187695	0.695703	49.52
	dY	basic	0.95767889	4.208609	25.78
	epsX	basic	0.00023733	0.111036	141.1
	epsY	basic	0.34595703	1.149334	124.64
2mm	dX	basic	0.84185847	0.695882	49.52
	dY	basic	0.9576597	4.208661	25.79
	epsX	basic	0.00028245	0.11602	147.15
	epsY	basic	0.34626868	1.18113	128.09
1mm	dX	basic	0.78502708	0.95395	60.96
	dY	basic	0.9347279	5.171199	37.14
	epsX	basic	1.44E-05	0.113096	127.48
	epsY	basic	0.09617829	1.06705	105.37

Tabla 30: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 recto Static Structural.

	COMPARACIÓN TIPO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
E 160GPA, SOLID186	dX	SOLID186	0.84220547	0.695478	49.52
	dY	SOLID186	0.95767364	4.207019	25.76
	epsX	SOLID186	0.00024487	0.111175	141.3
	epsY	SOLID186	0.34624928	1.151673	124.83
E 160GPA, solid187	dX	SOLID187	0.84196446	0.695737	49.52
	dY	SOLID187	0.95765061	4.208443	25.79
	epsX	SOLID187	0.00023446	0.108583	137.96
	epsY	SOLID187	0.34557123	1.125257	121.94

Tabla 31: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 recto Static Structural.

	COMPARACIÓN REFINAMIENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	basic	0.84190257	0.696166	49.53
	dY	basic	0.95763183	4.20988	25.8
	epsX	basic	0.00024377	0.109063	138.53
	epsY	basic	0.34440597	1.125794	122.02
2	dX	basic	0.84189192	0.696373	49.54
	dY	basic	0.95760349	4.211082	25.82
	epsX	basic	0.0002518	0.109721	139.39
	epsY	basic	0.34441316	1.119446	121.34
3	dX	basic	0.8416314	0.69644	49.53
	dY	basic	0.95759156	4.2099	25.82
	epsX	basic	0.00025051	0.110045	139.75
	epsY	basic	0.3445377	1.117681	121.15

Tabla 32: Iteración refinamiento para Fiat126 recto Static Structural.

	COMPARACIÓN CONFIGURACIONES				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
Force Convergence	dX	basic	0.8421921	0.695992	49.56
	dY	basic	0.9576529	4.210421	25.78
	epsX	basic	0.00024743	0.108635	138.07
	epsY	basic	0.34573448	1.12599	121.97
Max Steps	dX	basic	0.84099029	0.691527	49.42
	dY	basic	0.95788948	4.18275	25.52
	epsX	basic	0.00030136	0.108575	138.6
	epsY	basic	0.35289562	1.125731	122.63
Force Convergence + Max Steps	dX	basic	0.8413751	0.691429	49.41
	dY	basic	0.95789865	4.183641	25.53
	epsX	basic	0.00030639	0.108599	138.63
	epsY	basic	0.35264319	1.125837	122.64

Tabla 33: Iteración para aplicación de otras configuraciones para Fiat126 recto Static Structural.

Force Convergence	On
--Value	1. N
--Tolerance	5.%

Tabla 34: Valores aplicados para la opción Force Convergence para Fiat126 recto y curvo Static Structural.

	COMPARACIÓN FUERZA				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
línea fuerza	dX	basic	0.49969697	0.740095	80.02
	dY	basic	0.98644591	3.949032	19.4
	epsX	basic	3.44E-05	0.100765	161.52
	epsY	basic	0.19901553	1.419019	175.68
5x45.286	dX	basic	0.46320678	0.994945	84.63
	dY	basic	0.98704577	5.565875	31.31
	epsX	basic	0.00058241	0.090475	136.42
	epsY	basic	0.29823385	1.272128	140.67
7.5x45.286	dX	basic	0.5035983	0.750045	80.05
	dY	basic	0.98698452	4.071646	20.12
	epsX	basic	4.21E-06	0.096404	154.73
	epsY	basic	0.21140463	1.353708	166.15
10x45.286	dX	basic	0.45478467	1.00069	84.99
	dY	basic	0.98692646	5.593715	31.52
	epsX	basic	5.73E-04	0.091351	137.69
	epsY	basic	0.29621054	1.292348	143.34
20x45.286	dX	basic	0.4528534	1.003526	85.16
	dY	basic	0.98689665	5.601013	31.58
	epsX	basic	6.20E-04	0.096155	144.85
	epsY	basic	0.29640694	1.321421	146.12

Tabla 35: Iteración para aplicación de fuerza o carga para Fiat126 curvo Static Structural.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
Default (15.18mm)	dX	basic	0.50170735	0.734876	79.7
	dY	basic	0.98647362	3.919346	19.23
	epsX	basic	5.41E-05	0.101603	162.86
	epsY	basic	0.1945272	1.432145	177.24
8mm	dX	basic	0.49969697	0.740095	80.02
	dY	basic	0.98644591	3.949032	19.4
	epsX	basic	3.44E-05	0.100765	161.52
	epsY	basic	0.19901553	1.419019	175.68
7mm	dX	basic	0.49929807	0.74079	80.08
	dY	basic	0.98641169	3.955811	19.43
	epsX	basic	3.39E-05	0.101083	162.06
	epsY	basic	0.19985439	1.42273	176.07
6mm	dX	basic	0.49886484	0.74176	80.14
	dY	basic	0.98640252	3.959544	19.45
	epsX	basic	3.55E-05	0.101183	162.21
	epsY	basic	0.20022273	1.42922	176.84
5mm	dX	basic	0.4990774	0.742787	80.17
	dY	basic	0.98641253	3.964163	19.49
	epsX	basic	2.2549E-05	0.100626	161.42
	epsY	basic	0.20080032	1.418722	175.46
4mm	dX	basic	0.49919702	0.74261	80.16
	dY	basic	0.98639471	3.962608	19.48
	epsX	basic	3.61E-05	0.100457	161.07
	epsY	basic	0.20127147	1.416937	175.25
3mm	dX	basic	0.49865152	0.743722	80.22
	dY	basic	0.98639343	3.968536	19.51
	epsX	basic	2.46E-05	0.105091	168.6
	epsY	basic	0.20176313	1.503524	185.98
2mm	dX	basic	0.49920582	0.743818	80.21
	dY	basic	0.98636633	3.968438	19.51
	epsX	basic	2.62E-05	0.105222	168.84
	epsY	basic	0.20219259	1.502671	185.96
1mm	dX	basic	0.50019094	0.744248	80.2
	dY	basic	0.98634681	3.968945	19.52
	epsX	basic	3.56E-05	0.115843	185.88
	epsY	basic	0.20265478	1.628457	201.62

Tabla 36: Iteración para tamaño de elemento para FiatI26 curvo Static Structural.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
E 160GPA, solid186	dX	SOLID186	0.50170735	0.734876	79.7
	dY	SOLID186	0.98647362	3.919346	19.23
	epsX	SOLID186	5.41E-05	0.101603	162.86
	epsY	SOLID186	0.1945272	1.432145	177.24
E 160GPA, solid187	dX	SOLID187	0.50091642	0.739847	79.91
	dY	SOLID187	0.9864148	3.966102	19.49
	epsX	SOLID187	4.55E-05	0.104494	167.39
	epsY	SOLID187	0.19228565	1.494797	184.75

Tabla 37: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 curvo Static Structural.

	COMPARACIÓN REFINAMIENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	basic	0.50085235	0.742329	80.02
	dY	basic	0.98640094	3.970007	19.52
	epsX	basic	2.78E-05	0.102772	164.82
	epsY	basic	0.19401495	1.462173	180.7
2	dX	basic	0.50138853	0.74337	80.05
	dY	basic	0.98637561	3.977219	19.57
	epsX	basic	2.36E-05	0.108438	173.96
	epsY	basic	0.19644157	1.492919	184.52
3	dX	basic	0.50148204	0.743942	80.08
	dY	basic	0.98637266	3.981084	19.59
	epsX	basic	1.93E-05	0.108578	174.22
	epsY	basic	0.19660492	1.48174	183.18

Tabla 38: Iteración refinamiento para Fiat126 curvo Static Structural.

	COMPARACIÓN CONFIGURACIONES				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
Force Convergence	dX	basic	0.50094197	0.739764	79.92
	dY	basic	0.98641658	3.964107	19.48
	epsX	basic	4.57E-05	0.104484	167.38
	epsY	basic	0.19199652	1.495404	184.84
Max Steps	dX	basic	0.50099628	0.736554	79.82
	dY	basic	0.9863815	3.9139	19.21
	epsX	basic	7.31E-05	0.104491	167.67
	epsY	basic	0.18716141	1.493514	185.07
Force Convergence + Max Steps	dX	basic	0.5009982	0.736553	79.82
	dY	basic	0.98638111	3.913917	19.21
	epsX	basic	7.31E-05	0.104492	167.67
	epsY	basic	0.18715951	1.493524	185.07

Tabla 39: Iteración para aplicación de otras configuraciones para Fiat126 curvo Static Structural.

	DISPLACEMENT				
	COMPARACIÓN DISPLACEMENT				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
LÍNEA	dX	basic	0.55296465	0.187214	85.2
	dY	basic	0.9931506	0.29303	7.83
	epsX	basic	0.01134046	0.073389	348.67
	epsY	basic	0.01387643	0.183451	126.52
5x45.286	dX	basic	0.475	0.177885	82.09
	dY	basic	0.993	0.197535	5.25
	epsX	basic	0.001	0.030264	151.95
	epsY	basic	0.003	0.163024	117.18
7.5x45.286	dX	basic	0.47040362	0.183581	85.79
	dY	basic	0.98970027	0.288922	7.55
	epsX	basic	0.00035851	0.037353	193.85
	epsY	basic	0.00224507	0.164288	121.28
10x45.286	dX	basic	0.417	0.179668	85.4
	dY	basic	0.981	0.33263	8.71
	epsX	basic	0.006	0.03422	178.97
	epsY	basic	0.025	0.155821	116.73
20x45.286	dX	basic	0.41533484	0.178906	85.4
	dY	basic	0.96590176	0.425201	11.13
	epsX	basic	1.73E-05	0.027292	145.17
	epsY	basic	0.00301128	0.138665	105.86

Tabla 40: Iteración para aplicación de displacement para MN65 Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
8mm	dX	basic	0.45	0.17297	80.46
	dY	basic	0.995	0.184856	5
	epsX	basic	0.004	0.023173	121.89
	epsY	basic	0.004	0.150142	111
7mm	dX	basic	0.5579244	0.180522	82.15
	dY	basic	0.99310728	0.347239	9.37
	epsX	basic	0.00055535	0.022249	109.32
	epsY	basic	0.02189112	0.156173	106.72
6mm	dX	basic	0.46051555	0.180534	84.7
	dY	basic	0.99194374	0.226321	5.94
	epsX	basic	0.00023069	0.023317	121.79
	epsY	basic	0.00143454	0.138253	104.08
5mm	dX	basic	0.48212285	0.180701	84.18
	dY	basic	0.99378457	0.222443	5.86
	epsX	basic	0.00298994	0.021142	109.28
	epsY	basic	0.00679068	0.143079	104.88
4mm	dX	basic	0.44540339	0.181021	84.88
	dY	basic	0.99011056	0.24379	6.4
	epsX	basic	5.35E-07	0.037372	186.44
	epsY	basic	0.02528617	0.151419	110.94
3mm	dX	basic	0.50250057	0.180931	83.26
	dY	basic	0.99478925	0.239239	6.36
	epsX	basic	0.01037405	0.032457	157.52
	epsY	basic	0.00183411	0.161261	112.97
Default (2.5755mm)	dX	basic	0.475	0.177885	82.09
	dY	basic	0.993	0.197535	5.25
	epsX	basic	0.001	0.030264	151.95
	epsY	basic	0.003	0.163024	117.18
2mm	dX	basic	0.42637872	0.178101	83.98
	dY	basic	0.98861388	0.211202	5.57
	epsX	basic	0.00157542	0.034908	176.75
	epsY	basic	0.0015956	0.156967	118.43
1mm	dX	basic	0.4929449	0.177427	81.81
	dY	basic	0.99362608	0.199662	5.3
	epsX	basic	0.00662067	0.033251	169.45
	epsY	basic	0.39108637	0.211101	153.4
0.7mm	dX	basic	0.53880686	0.174421	79.59
	dY	basic	0.99368497	0.328619	8.81
	epsX	basic	0.00438087	0.034373	167.24
	epsY	basic	0.23340057	0.2113	142.68
0.5mm	dX	basic	0.5789188	0.186573	84.45
	dY	basic	0.9938586	0.297648	8.02
	epsX	basic	0.00586382	0.037273	176.92
	epsY	basic	0.1972276	0.208198	139.73

Tabla 41: Iteración tamaño de elemento para MN65 Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN TIPO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
SOLID186	dX	SOLID186	0.47500813	0.177885	82.09
	dY	SOLID186	0.99343871	0.197535	5.25
	epsX	SOLID186	0.00137245	0.030264	151.95
	epsY	SOLID186	0.00293424	0.163024	117.18
SOLID187	dX	SOLID187	0.51661961	0.172805	79.84
	dY	SOLID187	0.99448214	0.231964	6.14
	epsX	SOLID187	0.00819187	0.030685	155.05
	epsY	SOLID187	0.01474586	0.173273	123.51

Tabla 42: Iteración tipo de elemento para MN65 Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN REFINEMENT				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	basic	0.90902132	0.110653	54.01
	dY	basic	0.99534813	0.329766	9.13
	epsX	basic	0.01755242	0.018765	103.36
	epsY	basic	0.02972976	0.055626	100.2
2	dX	basic	0.9071145	0.131573	62.47
	dY	basic	0.99773267	0.28956	8.01
	epsX	basic	0.03447307	0.018036	99.95
	epsY	basic	0.00019972	0.055507	99.99
3	dX	basic	0.90578354	0.153404	72.84
	dY	basic	0.99587469	0.310732	8.6
	epsX	basic	8.24E-07	0.018319	101.52
	epsY	basic	0.00012559	0.055447	99.88

Tabla 43: Iteración aplicaciones de refinement para MN65 Explicit Dynamics.

	DISPLACEMENT				
	COMPARACIÓN DISPLACEMENT				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
LÍNEA	dX	basic	0.81973618	0.556196	56.41
	dY	basic	0.96249201	1.715951	8.11
	epsX	basic	2.81E-05	0.125715	184.33
	epsY	basic	0.20020879	1.383786	179.52
5x45.286	dX	basic	0.8748116	0.553332	57.11
	dY	basic	0.96615551	1.875292	8.52
	epsX	basic	7.39E-06	0.12376	176.62
	epsY	basic	0.28016075	1.380131	141.65
7.5x45.286	dX	basic	0.85759855	0.571443	56.74
	dY	basic	0.96289344	1.831999	8.61
	epsX	basic	4.25E-07	0.115902	172.79
	epsY	basic	0.21827345	1.375394	160.3
10x45.286	dX	basic	0.82293135	0.560303	62.43
	dY	basic	0.96306446	1.498589	6.81
	epsX	basic	0.00040241	0.111276	165.49
	epsY	basic	0.29620321	1.133112	159.27
20x45.286	dX	basic	0.80909044	0.547225	61.56
	dY	basic	0.96132514	1.467497	6.68
	epsX	basic	0.00073874	0.092861	133.31
	epsY	basic	0.07965291	0.961618	137.85

Tabla 44: Iteración para aplicación de displacement para Fiat126 recto Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
8mm	dX	basic	0.8009734	0.542497	59.25
	dY	basic	0.9633109	1.457845	6.7
	epsX	basic	0.00053504	0.192194	263.01
	epsY	basic	0.00662992	1.48639	209.39
Default (7.6mm)	dX	basic	0.82732776	0.549776	60.05
	dY	basic	0.96359968	1.484262	6.77
	epsX	basic	0.00094803	0.21205	304.55
	epsY	basic	0.00919596	1.228426	165.87
7mm	dX	basic	0.794017	0.520935	57.46
	dY	basic	0.9584575	1.490017	6.88
	epsX	basic	0.00082428	0.192804	250.27
	epsY	basic	0.05663248	1.099053	162.29
6mm	dX	basic	0.82728749	0.559871	64.84
	dY	basic	0.961919	1.476677	6.61
	epsX	basic	0.00251122	0.200924	283.56
	epsY	basic	0.06513279	1.688567	232.32
5mm	dX	basic	0.83658166	0.541601	58.87
	dY	basic	0.96443403	1.489462	6.8
	epsX	basic	0.00021693	0.066674	100
	epsY	basic	0.01561797	1.044026	141.87
4mm	dX	basic	0.83748834	0.577452	67.2
	dY	basic	0.96075769	1.476336	6.58
	epsX	basic	4.19E-08	0.238982	325.11
	epsY	basic	0.03166146	1.09813	153.52
3mm	dX	basic	0.80909044	0.547225	61.56
	dY	basic	0.96132514	1.467497	6.68
	epsX	basic	0.00073874	0.092861	133.31
	epsY	basic	0.03831523	0.979896	141.52
2mm	dX	basic	0.84754836	0.556418	61.22
	dY	basic	0.96473138	1.47515	6.66
	epsX	basic	0.00065696	0.104995	157
	epsY	basic	0.39982225	1.118411	154.63
1mm	dX	basic	0.78342691	0.529825	57.41
	dY	basic	0.9636793	1.464821	6.77
	epsX	basic	0.00017069	0.132208	188.87
	epsY	basic	0.00565739	1.036728	150.56

Tabla 45: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 recto Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN TIPO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
E 160GPA, solid186	dX	solid186	0.83748834	0.577452	67.2
	dY	solid186	0.96075769	1.476336	6.58
	epsX	solid186	4.19E-08	0.238982	325.11
	epsY	solid186	0.03166146	1.09813	153.52
E 160GPA, solid187	dX	solid187	0.78388576	0.561994	60.93
	dY	solid187	0.95707812	1.556522	7.23
	epsX	solid187	0.0002626	0.110079	154.69
	epsY	solid187	0.00734889	0.950206	140.67
E 160GPA, solid186+187	dX	solid186+187	0.006	0.406158	45.33
	dY	solid186+187	0.01	1.552186	6.77
	epsX	solid186+187	0	0.070274	412.27
	epsY	solid186+187	0.008	0.791994	184.17

Tabla 46: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 recto Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN REFINEMENT				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	basic	0.7974457	0.550418	59.55
	dY	basic	0.96178931	1.492595	6.92
	epsX	basic	0.00024648	0.098404	137.44
	epsY	basic	0.00091748	0.864306	124.81
2	dX	basic	0.81575818	0.594805	66.67
	dY	basic	0.95347671	1.615527	7.34
	epsX	basic	0.00043647	0.08531	124.94
	epsY	basic	0.0202514	0.866671	122.26
3	dX	basic	0.8005597	0.541353	60.8
	dY	basic	0.95414202	1.57848	7.23
	epsX	basic	1.88E-05	0.092089	130.02
	epsY	basic	7.06E-03	0.832913	120.09

Tabla 47: Iteración para comparación aplicaciones refinement para Fiat126 recto Explicit Dynamics.

	DISPLACEMENT				
	COMPARACIÓN DISPLACEMENT				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
LÍNEA	dX	basic	0.52715122	0.541421	73.22
	dY	basic	0.96331237	1.072341	4.79
	epsX	basic	7.45E-05	0.289975	445.51
	epsY	basic	0.0534207	1.898331	250.67
5x45.286	dX	basic	0.59864373	0.432056	66.91
	dY	basic	0.9625473	0.929961	3.97
	epsX	basic	6.51E-06	0.139166	216.64
	epsY	basic	0.02947904	0.994202	118.7
7.5x45.286	dX	basic	0.56953383	0.470835	68.9
	dY	basic	0.96499127	0.980045	4.26
	epsX	basic	0.00014735	0.204103	311.05
	epsY	basic	0.01270209	1.197184	149.37
10x45.286	dX	basic	0.53130017	0.541819	72.79
	dY	basic	0.9617738	1.110932	4.97
	epsX	basic	0.00030833	0.18158	276.79
	epsY	basic	0.07551721	1.215741	151.51
20x45.286	dX	basic	0.54577428	0.528818	71.65
	dY	basic	0.95951834	1.134487	5.06
	epsX	basic	1.76E-05	0.265116	409.95
	epsY	basic	0.11351768	1.791701	236.82

Tabla 48: Iteración para aplicación de displacement para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.

	COMPARACIÓN TAMAÑO ELEMENTO				
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
8mm	dX	basic	0.55165868	0.503503	70.35
	dY	basic	0.96654226	1.046575	4.62
	epsX	basic	0.00172478	0.108363	172.88
	epsY	basic	0.00617722	0.921987	115.75
Default (7.59mm)	dX	basic	0.59864373	0.432056	66.91
	dY	basic	0.9625473	0.929961	3.97
	epsX	basic	6.51E-06	0.139166	216.64
	epsY	basic	0.02947904	0.994202	118.7
7mm	dX	basic	0.4816039	0.562306	76.41
	dY	basic	0.95820775	1.184357	5.28
	epsX	basic	0.00442088	0.096841	155.69
	epsY	basic	0.05417511	0.797028	106.02
6mm	dX	basic	0.47547736	0.586869	77.04
	dY	basic	0.95687164	1.318966	5.97
	epsX	basic	0.00088104	0.107259	172.51
	epsY	basic	0.01493787	0.84627	114.48
5mm	dX	basic	0.53550681	0.529497	72.84
	dY	basic	0.96292424	1.086434	4.82
	epsX	basic	0.00417031	0.258245	412.59
	epsY	basic	0.00946825	1.411691	183.66
4mm	dX	basic	0.52295176	0.57786	74.6
	dY	basic	0.95683026	1.294045	5.89
	epsX	basic	0.00051352	0.196256	302.82
	epsY	basic	0.12863139	1.866578	252.48
3mm	dX	basic	0.57847196	0.436081	67.85
	dY	basic	0.96696985	0.888532	3.79
	epsX	basic	0.00191617	0.137674	215.91
	epsY	basic	9.3916E-05	1.757719	208.03
2mm	dX	basic	0.51312906	0.578247	74.66
	dY	basic	0.96117051	1.195078	5.44
	epsX	basic	0.00018149	0.098731	159.47
	epsY	basic	0.06452137	1.332518	179.8
1mm	dX	basic	0.45631213	0.624321	79.98
	dY	basic	0.95595113	1.320274	6.03
	epsX	basic	0.00015024	0.106908	173.11
	epsY	basic	0.02786605	1.399416	189.99

Tabla 49: Iteración para tamaño de elemento para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.

COMPARACIÓN TIPO ELEMENTO					
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
E 160GPA, solid186	dX	SOLID186	0.57847196	0.436081	67.85
	dY	SOLID186	0.96696985	0.888532	3.79
	epsX	SOLID186	0.00191617	0.137674	215.91
	epsY	SOLID186	0.00226556	1.655781	196.45
E 160GPA, solid187	dX	SOLID187	0.5947784	0.435701	66.79
	dY	SOLID187	0.96456293	0.916323	3.92
	epsX	SOLID187	0.00179238	0.106936	167.93
	epsY	SOLID187	0.0041175	1.08975	136.67

Tabla 50: Iteración para tipo de elemento para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.

COMPARACIÓN REFINEMENT					
	Variable	Elemento	R <sup>2</sup>	MAE	Error%
1	dX	basic	0.61991882	0.464162	65.73
	dY	basic	0.9648939	1.034818	4.55
	epsX	basic	0.00072355	0.112327	177.2
	epsY	basic	0.00017101	1.605814	195.42
2	dX	basic	0.59299008	0.507774	68.62
	dY	basic	0.9630922	1.131527	5.05
	epsX	basic	2.69E-06	0.112949	181.74
	epsY	basic	0.0088579	1.118866	144.01
3	dX	basic	0.55042178	0.539384	71.92
	dY	basic	0.96213747	1.140171	5.11
	epsX	basic	5.3367E-05	0.107403	174.47
	epsY	basic	0.01048668	1.199057	157.08

Tabla 51: Iteración para aplicaciones refinement para Fiat126 curvo Explicit Dynamics.