

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico

Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos

Optimización Topológica Estructural Como Método Para Mejorar el Brazo Frontal

Inferior de Suspensión de un Vehículo Chevrolet Esteem

Nelson Jhonatan Villarroel Herrera

Nota del autor

Nelson Jhonatan Villarroel Herrera, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería, Universidad Internacional SEK.

Director Ing. Jaime Molina, M.Sc.

Codirector Ing. Diana Peralta, M.Sc.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
nvillarroel.mdm@uisek.edu.ec

Declaración Juramentada

Yo, NELSON JHONATAN VILLARROEL HERRERA, con cédula de identidad 050275325-4, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento. A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

NELSON JHONATAN VILLARROEL HERRERA
C.I.: 050275325-4

Índice de contenidos

Declaración Juramentada.....	2
Índice de contenidos	3
Resumen	10
Abstract.....	11
Introducción.....	12
Optimización en el diseño de autopartes	12
Optimización Topológica	14
Algoritmos de optimización	16
Características de la suspensión	19
Brazo inferior frontal de suspensión.....	21
Ingeniería Inversa	26
Escaneo 3D.....	27
Impresión 3D metálica	28
Metodología.....	30
Digitalización y modelo CAD del Brazo de Suspensión.....	33
Análisis FEM del modelo inicial de Brazo de Suspensión.....	42
Análisis Estático lineal	42
Análisis de pandeo.....	50
Optimización Topológica del Brazo de Suspensión.....	53

OPTIMIZACION TOPOLOGICA DEL BRAZO DE SUSPENSION	4
Espacio de diseño y análisis FEM.....	53
Módulo de Optimización Topológica Siemens NX	59
Geometría optimizada	69
Reingeniería del brazo de suspensión.....	72
Análisis FEM del brazo Optimizado Topológicamente	76
Análisis de resultados	82
Estudios similares	83
Análisis de Convergencia	84
Modelo original	84
Modelo optimizado topológicamente	85
Modelo sin vaciados	85
Análisis de la reducción del volumen con penalización.....	86
Análisis de la reducción de la energía de deformación	86
Conclusiones.....	88
Recomendaciones	89
Referencias	90
Anexo A.....	94
Anexo B.....	96
Anexo C.....	97

Índice de tablas y figuras

Tablas

Tabla 1. Valores de casos de carga.....	24
Tabla 2. Configuración para el análisis estático lineal.	43
Tabla 3. Propiedades del Hierro Nodular	44
Tabla 4. Desempeño del Modelo Original Vs Modelo Optimizado Topológicamente.....	82
Tabla 5. Comparación resultados de optimización de un brazo de suspensión frontal inferior.	83
Tabla 6. Ficha técnica del Chevrolet Esteem.	94
Tabla 7. Desempeño Modelo sin vaciados Vs Modelo Optimizado Topológicamente.	96

Figuras

Figura 1. Esquema de diseño tradicional vs optimización topológica	13
Figura 2. Categorías de optimización estructural.	15
Figura 3. Diseño blanco y negro de mínima conformación.	15
Figura 4. Problema de Checkerboard.	18
Figura 5. Proceso de Optimización Topológica de un Gancho. 1) Área de diseño y restricciones para la optimización. 2) Modelo optimizado. 3) Geometría de referencia. 4) Diseño CAD final	19
Figura 6. Modelo básico de suspensión.....	20
Figura 7. a)Suspension dependiente, b) Suspension independiente.	21
Figura 8. Tren delantero de suspensión tipo Mac Pherson.....	22
Figura 9. Modelo linealizado de transferencia de carga.....	23
Figura 10. Principales materiales y procesos usados en la fabricación de brazos de suspensión y sus componentes.	25

Figura 11. Brazo inferior de suspensión de un BMW E46 M3.....	25
Figura 12. Métodos de adquisición de datos.	27
Figura 13. Equipo de escáner 3D CREAFORM	28
Figura 14. Parte metálica optimizada impresa en 3D.....	29
Figura 15. Diagrama de flujo del proceso de reingeniería del brazo de suspensión.	32
Figura 16. Equipo de escáner 3D y brazo de suspensión.	33
Figura 17. Modelo stl importado a NX	34
Figura 18. Alineación por conjunto de puntos.	35
Figura 19. Recorte de elementos.	35
Figura 20. Suavizado del cuerpo 3D.	36
Figura 21. Cuerpo listo para modelado 3D.	37
Figura 22. Formas primitivas.	37
Figura 23. Ajustar superficie a forma cilíndrica.....	38
Figura 24. Modelado con superficies.	39
Figura 25. Conformado de modelo sólido.....	39
Figura 26. Spline de estudio.	40
Figura 27. Sustraer vaciado.	41
Figura 28. Modelo 3D del brazo de suspensión.	41
Figura 29. Cálculo de masa el modelo 3D.	42
Figura 30. Designación de material.....	43
Figura 31. Tamaño de malla.....	44
Figura 32. Restricción cilíndrica	45
Figura 33. Restricción vertical en la rótula.	46
Figura 34. Carga horizontal.	47

Figura 35. Esfuerzo máximo.	48
Figura 36. Esfuerzos secundarios.	49
Figura 37. Desplazamiento máximo.	50
Figura 38. Solución pandeo lineal.	50
Figura 39. Carga horizontal para pandeo.	51
Figura 40. Desplazamiento máximo de pandeo.	52
Figura 41. Esfuerzo máximo de pandeo.	53
Figura 42. Modelo 3D sin vaciados.	54
Figura 43. Dividir el cuerpo.	55
Figura 44. Mallado modelo sin vaciados.	55
Figura 45. Crear Grupo.	56
Figura 46. Método de selección de elementos sección rótula.	57
Figura 47. Condiciones de borde para análisis para optimización.	57
Figura 48. Deformación modelo sin vaciados.	58
Figura 49. Esfuerzo máximo modelo sin vaciados.	59
Figura 50. Ingreso módulo de optimización topológica.	59
Figura 51. Ajuste inicial general.	60
Figura 52. Área de diseño.	60
Figura 53. Restricciones geométricas.	61
Figura 54. Restricción sección del bushing externo.	61
Figura 55. Restricción sección del bushing interno.	62
Figura 56. Restricción sección de la rótula.	62
Figura 57. Restricción del espacio de trabajo.	63
Figura 58. Respuestas de diseño.	64

Figura 59. Energía de deformación.	64
Figura 60. Volumen.....	65
Figura 61. Objetivo de optimización.	65
Figura 62. Restricción para respuesta de diseño.	66
Figura 63. Restricción de volumen máximo.....	66
Figura 64. Suavizado.....	67
Figura 65. Formato de salida.	67
Figura 66. Número de iteraciones.	68
Figura 67. Esfuerzos elementales de optimización lado 2.	69
Figura 68. Energía de deformación	70
Figura 69. Densidad normalizada del material.....	71
Figura 70. Geometrías generadas	72
Figura 71. Modelo sólido y geometría optimizada.....	73
Figura 72. Editar visualización.....	73
Figura 73. Coquizado de splines para vaciados.....	74
Figura 74. Modelo de brazo optimizado.....	75
Figura 75. Valor de la masa del brazo optimizado.....	75
Figura 76. Restricciones, cargas y mallado del brazo optimizado	76
Figura 77. Desplazamiento máximo brazo optimizado.....	77
Figura 78. Esfuerzo máximo brazo optimizado	78
Figura 79. Esfuerzos secundarios brazo optimizado	79
Figura 80. Esfuerzos secundarios brazo optimizado vista superior	79
Figura 81. Esfuerzo máximo de pandeo brazo optimizado.	80
Figura 82. Desplazamiento pandeo brazo optimizado.	81

Figura 83. Convergencia de mallado modelo de original.....	84
Figura 84. Convergencia modelo optimizado topológicamente.....	85
Figura 85. Convergencia modelo sin vaciados.....	85
Figura 86. Convergencia de reducción de volumen.	86
Figura 87. Convergencia de reducción de energía de deformación.	87
Figura 88. Masa del modelo sin vaciados.	97
Figura 89. Desplazamiento máximo de pandeo modelo sin vaciados.....	97
Figura 90. Esfuerzo máximo de pandeo modelo sin vaciados.	98

Resumen

En el presente trabajo de investigación se realizó una optimización topológica en la estructura del brazo frontal inferior de suspensión de un automóvil marca Chevrolet Esteem, con esto se logró un porcentaje de reducción en su volumen del 21,49 %. Para lo cual, en primer lugar se obtuvo la geometría original del brazo mediante el uso de ingeniería inversa, lo que permitió establecer su volumen; consecutivamente, se sometió el elemento a simulaciones de esfuerzos mediante análisis FEM, recreando las condiciones de trabajo a las que se encuentra sometida la pieza; posteriormente se utilizó el módulo de optimización topológica incluido en el software de diseño Unigraphics NX mediante el cual se consiguieron varios resultados según los objetivos de diseño establecidos (Máxima rigidez – Mínimo volumen), lo que permitió elaborar un proceso de reingeniería en el brazo de suspensión, para finalmente comprobar el desempeño de esta nueva geometría por medio del uso de análisis de elementos finitos.

Palabras clave: Optimización topológica, Brazo frontal inferior de suspensión, Ingeniería inversa, FEM.

Abstract

In the present work, a topological optimization on the lower front suspension arm of a Chevrolet Esteem automobile was performed, thus achieving a reduction of 21,49 % of its volume. To accomplish this, first of all, the original geometry of the arm was obtained through the use of reverse engineering, to establish its volume; consecutively, the element was submitted to stress simulations by FEM analysis, recreating the working conditions; then, the topology optimization module, which is included in the Unigraphics NX design software, was used, therefore achieving several results that were according to the established design objectives (Maximum stiffness - Minimum volume). This allowed the reengineering of the suspension arm, to later check the performance of this new geometry through the use of finite element analysis.

Keywords: Topological optimization, Lower front suspension arm, Reverse engineering, FEM.

Introducción

Optimización en el diseño de autopartes

Hoy en día, la necesidad de alivianar el peso del vehículo ha llevado a la industria automotriz a investigar nuevas alternativas para el diseño y fabricación de sus componentes.

El propósito de la optimización en un diseño es determinar la forma óptima de un medio continuo para maximizar o minimizar un criterio dado (a menudo llamado función objetivo), como disminuir el peso del cuerpo, aumentar la rigidez de la estructura o eliminar las concentraciones de esfuerzos; estableciendo condiciones de restricción iniciales de tensión o desplazamiento (Durgun & Yildiz, 2012).

Aprovechando el avance en herramientas de apoyo para el desarrollo de diseños como la ingeniería asistida por computador (CAE), se busca introducir dentro del ámbito local el uso de uno de los más beneficiosos y poco aprovechados potenciales de la simulación computacional como es la optimización topológica estructural. Este tipo de optimización permite que la masa del elemento adquiera cualquier forma dentro de un espacio de diseño establecido, maximizando su rendimiento, a diferencia de otras categorías de optimización disponibles como la de forma o de dimensionamiento, las cuales únicamente proporcionan a los diseñadores libertad para modificar dimensiones como espesores, propiedades de sección transversal y otras restricciones de tamaño ya predeterminadas en la estructura (Yang & Chahande, 1995).

Las ventajas de la aplicación de la optimización topológica en el proceso de diseño de un componente automotriz son varias, ya que se conseguiría reducir considerablemente el tiempo de diseño, evitando el proceso tradicional basado en el método de prueba y error. Así mismo al reducir la cantidad de masa en un componente, en términos generales se estaría disminuyendo la proporción de material usado para su construcción, que a volúmenes altos de producción pretende grandes ahorros en materia prima. De esta manera se otorgaría al fabricante nacional la

oportunidad de volverse más competitivo dentro del mercado y una ventaja estratégica al contar con diseños propios y de mejor calidad.

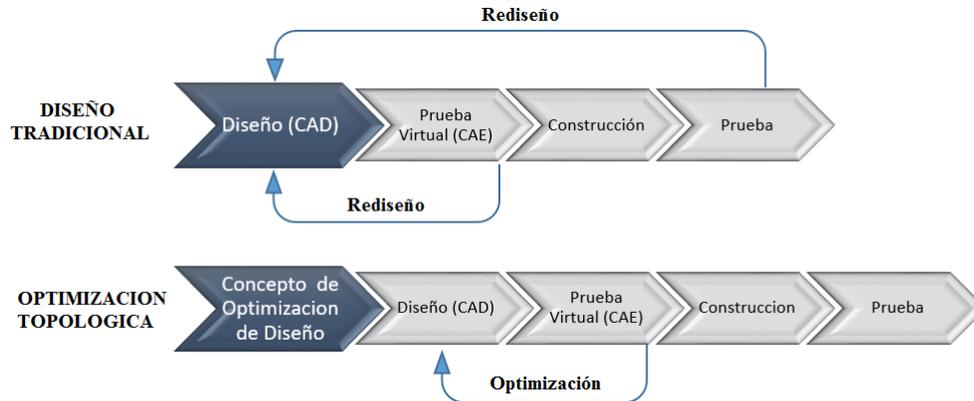


Figura 1. Esquema de diseño tradicional vs optimización topológica
Fuente: Tomado de (Altair University, 2015, pág 16.).

Por tal motivo al investigarse esta técnica de optimización, se busca generar un procedimiento para desarrollar de forma rápida e intuitiva diseños óptimos de autopartes y de la misma forma mejorar los ya existentes. De igual modo se obtendría un impacto positivo en la Matriz Productiva del país, beneficiando a las empresas autopartistas locales, que en la actualidad no aplican herramientas de optimización en el proceso de diseño.

Como objetivo principal dentro del estudio está el desarrollar un método que permita agilizar el proceso de reingeniería del brazo inferior frontal de dirección, que posibilite generar un componente más ligero mediante la aplicación de la técnica de optimización topológica, considerándose una disminución en la masa del componente en comparación con el original; sin afectar factores primordiales para el funcionamiento y calidad de la parte como son la rigidez y resistencia. Igualmente se pueden establecer de manera específica como objetivos, la aplicación de ingeniería inversa con el propósito de obtener el modelo 3D original del brazo de dirección en el que se realizará el estudio, comparar entre varios resultados de geometrías optimizadas a

manera de encontrar la que mejor se adapte a la intención de diseño, y por último la comparación de los resultados obtenidos para determinar si es factible o no la optimización.

Optimización Topológica

Partiendo de la definición de topología, la cual es considerada una antigua rama matemática que trata acerca de las propiedades invariantes de las figuras, las cuales después de haber sido deformadas, contraídas o dilatadas aún conservan relación con su forma original (Macho, 2002).

El enfoque de la optimización topológica es identificar una redistribución óptima del material dentro de un determinado dominio, el mismo que se encuentra conformado por un número finito de elementos que guardan continuidad entre sí (Bendsøe & Sigmund, 2003).

Se considera una potente y efectiva herramienta de diseño ya que combina un método de solución numérica, usualmente el método de elementos finitos, con un algoritmo de optimización (Wang, Sturler, & Paulino, 2010).

De esta manera se puede asegurar el máximo aprovechamiento de los materiales reduciendo el volumen general de un cuerpo, manteniendo criterios objetivos como su rigidez global, frecuencia natural y desplazamiento o deformación máxima (Alcala, Arribas, Grimaldi, & Lagunilla, 2010).

Como ejemplo para simplificar el concepto de optimización topológica Johnsen (2013) refiere que el tamaño y la posición de un agujero no cambian la topología de un cuerpo, pero la introducción de nuevos soportes, agujeros o equivalentes si producen un cambio topológico en este. Esto lleva a establecer una clara diferencia entre la optimización topológica y otros tipos de mejora estructural existentes como se observa en la (Figura 2). Donde en el lado izquierdo se muestra el problema inicial y a la derecha una posible solución para los distintos casos: a)

Optimización de tamaño de una estructura tipo armadura, b) Optimización de forma y c)

Optimización Topológica.

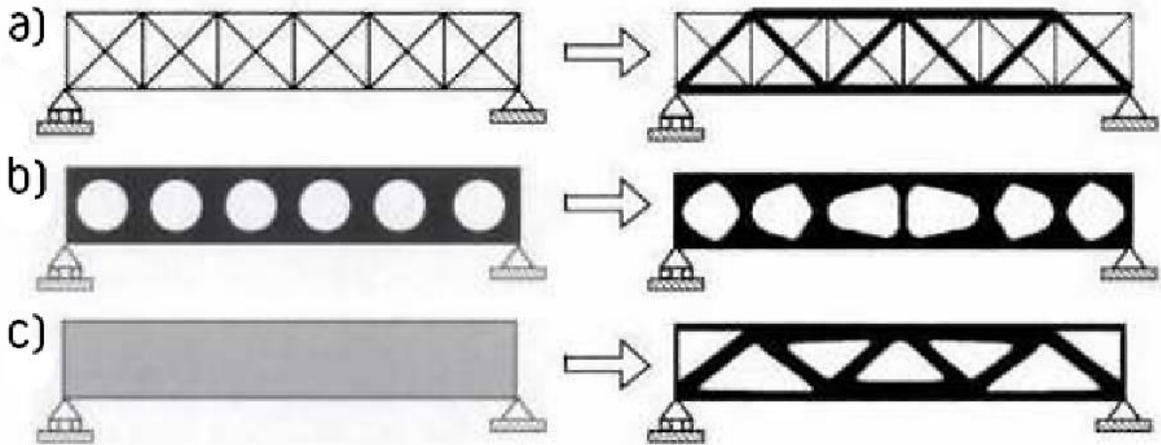


Figura 2. Categorías de optimización estructural.

Fuente: Tomado de (Bendsøe & Sigmud, 2003, pág. 2). *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Berlin Heidelberg: Springer - Verlag.

Según Bendsøe & Sigmud (2003) cuando se realiza el diseño topológico de una estructura, el punto más importante a tomar en cuenta es la colocación óptima de un material dado en el espacio, es decir, determinar qué puntos del espacio deben contener material y que puntos deben permanecer vacíos, de esta manera una geometría optimizada topológicamente se puede representar como si fuera una imagen en blanco y negro (Figura 3).



Figura 3. Diseño blanco y negro de mínima conformación.

Fuente: Tomado de (Bendsøe & Sigmud, 2003, pág. 7). *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Berlin Heidelberg: Springer - Verlag.

Algoritmos de optimización

A lo largo de los años se han desarrollado varios métodos de optimización topológica basados en mejoras estructurales mediante la variación de densidad en el elemento analizado.

Uno de los más comúnmente utilizados para el cálculo en estructuras continuas, es el método de optimización SIMP (Material Solido Isotrópico con Penalización) que según Kingman et al (2014) describen que computacionalmente la técnica SIMP implica el análisis FEM (método de elementos finitos) (FEM) del espacio de diseño seguido de una optimización de la densidad de cada elemento finito dentro de la malla. La estructura, con las densidades de elementos alteradas, se vuelve a analizar y nuevamente se realiza la optimización. Este procedimiento continúa repetitivamente hasta llegar a una convergencia.

El criterio para la redistribución del material dentro de un dominio determinado se encuentra dado por distintos tipos de algoritmos de optimización, estos algoritmos pueden estar basados en la búsqueda de una mínima conformación de material o también llamado Diseño de Conformación Mínima, el que hace referencia en minimizar la energía de deformación, comúnmente nombrada relación esfuerzo / deformación. (Johnsen, 2013); O a su vez por una limitación en su masa o Diseño de Peso Mínimo, que busca la minimización de la masa de la estructura, con restricciones sobre medidas de desempeño que normalmente son definidas por medio del esfuerzo máximo, desplazamiento, factor de carga, factor pandeo o cualquier combinación de los mismos (Kingman, Tsavdaridis, & Toropov, 2014).

Otro modelo recurrentemente utilizado en el proceso de optimización es el RAMP (Aproximaciones Racionales de las Propiedades del Material), empleado para resolver esencialmente problemas de diseño donde existen cargas dependientes (variables) (Johnsen, 2013).

Luo, Chen, Yang, Zhang, & Abdel-Malek (2005) afirman que el esquema de interpolación empleado para este modelo debe ser redefinido de manera que las propiedades del material dependan de la densidad filtrada en lugar de las variables de densidad de los elementos originales, es decir a medida que la densidad del elemento analizado se actualiza, las propiedades iniciales del modelo ya no son válidas y por medio del uso de filtros reguladores empleados por este algoritmo, se mejora la suavidad y las propiedades de densidad en todo el espacio de diseño, ya que la función vigente de densidad es una nueva versión actualizada de una función previa establecida originalmente.

El modelo BESO (Optimización Estructural Evolutiva bidireccional) es básicamente un proceso de eliminación lenta del material ubicado de manera ineficaz, de este modo la estructura evoluciona hacia una forma óptima. La optimización estructural evolutiva bidireccional es una extensión de la técnica inicial nombrada (ESO) Optimización Estructural Evolutiva, que permite agregar material de forma eficiente a la estructura al mismo tiempo que retira lo ineficiente, el diseño resultante proporciona un perfil claro de topología, una de las complicaciones producidas al aplicarse este algoritmo de optimización es que algunos resultados pueden no converger en una solución (Huang & Xie, 2007).

Debido a que por medio del proceso de optimización topológica se emplean reformulaciones constantes en la densidad de un cuerpo con cada iteración del algoritmo de optimización, se producen inestabilidades numéricas, las mismas que pueden presentarse como soluciones dependientes del tamaño de mallado, esto es provocado por las diferentes densidades de malla en un mismo elemento y puede dar cabida a la generación de un gran número de agujeros en la topología (Rahmatalla & Swan, 2004).

A este fenómeno se lo denomina como problema del tablero de ajedrez o checkerboard, esto se produce debido a una intercalación entre elementos con masa y elementos sin masa

(vacíos) dentro de la topología, dicho prorrato no confiere al cuerpo optimizado una distribución continua del material (Meza, Tamayo, & Franco, 2015).

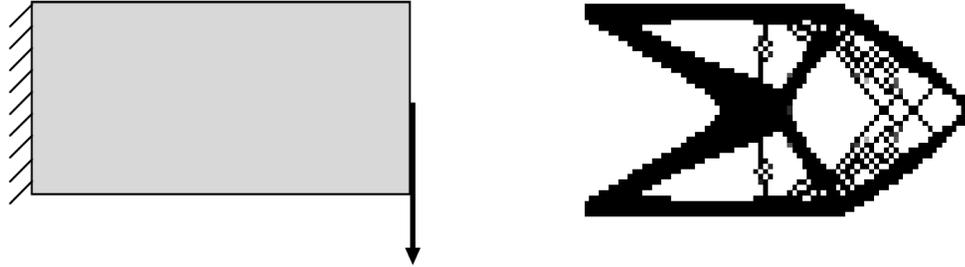


Figura 4. Problema de Checkerboard.

Fuente: Tomado de (Koga, Koga, & Homma, 2013, pág. 6). Checkerboard Problem to Topology Optimization of Continuum Structures. arXiv preprint arXiv:1309.5677.

Mediante el filtrado de la información de sensibilidad del problema de optimización durante las iteraciones, por medio de funciones programadas dentro de los algoritmos de optimización mencionados, se puede de una manera muy eficiente evitar de que el problema de patrón chekerboard aparezca, este sistema genera de manera objetiva una distribución uniforme de la densidad del cuerpo en la región determinada donde es aplicada (Koga, Koga, & Homma, 2013).

Actualmente el proceso de optimización topológica es ejecutable de manera más rápida y sencilla en geometrías complejas gracias a la ayuda de herramientas de ingeniería asistida por computador, muchos programas de análisis de elementos finitos cuentan con un módulo de pos procesamiento especializado, en donde es necesario configurar el área de diseño, restricciones del sistema y los objetivos de diseño que son necesarios para realizar el cálculo. Este proceso acorta drásticamente el ciclo de diseño tradicional que está basado en la experimentación prueba-error y entrega un mayor número de alternativas más creativas al diseñador para solucionar un mismo problema (SMART FEM, 2016). A continuación, en la Figura 5. Se indica de manera resumida el

proceso básico de optimización topológica mediante el software de diseño Unigraphics NX de Siemens, basado en el algoritmo SIMP.

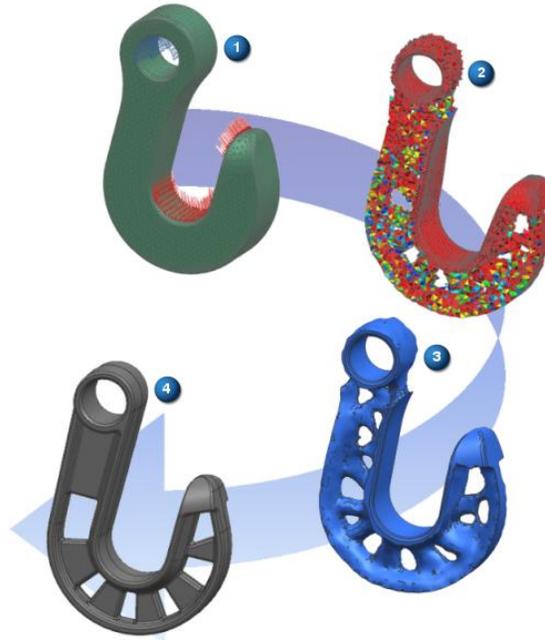


Figura 5. Proceso de Optimización Topológica de un Gancho. 1) Área de diseño y restricciones para la optimización. 2) Modelo optimizado. 3) Geometría de referencia. 4) Diseño CAD final
 Fuente: Tomado de Documentación de Siemens: Nx Topology optimization.
https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/10/nx_help#uid:index_advanced:xid384581:id1262387

Características de la suspensión

Debido a las condiciones irregulares presentes en todas las carreteras, las ruedas de un vehículo a más de ser afectadas por el movimiento rotacional, son sometidas a desplazamientos verticales, según se aumente la velocidad de avance del automóvil estos movimientos adquieren una mayor frecuencia y las aceleraciones que se producen perpendiculares al suelo pueden adquirir valores superiores a la aceleración de la gravedad. Estos golpes constantes producen grandes esfuerzos en el vehículo y aumentan en cuanto mayor sea la cantidad de la masa transportada (Bohner, y otros, 1985).

El sistema de suspensión tiene como finalidad principal proporcionar confort y seguridad al ocupante durante la conducción del vehículo, también permite que las cargas a trasladarse no

sean afectadas y protege los componentes mecánicos. Esto se logra descomponiendo la masa del automóvil en dos partes, la primera es la masa suspendida integrada por todos los elementos que se encuentran soportados por el bastidor o chasis, y la segunda es la masa no suspendida compuesta por órganos anclados a las ruedas, el enlace entre las dos masas se da por elementos elásticos los cuales conforman el sistema de suspensión (Ariaz-Paz, 2004).

La suspensión posee características propias de rigidez y amortiguamiento y en su gran mayoría todos los vehículos comparten un modelo básico de aislamiento en contra de las irregularidades de la carretera el cual se puede observar en la Figura 6 (Gillespie, 1997).

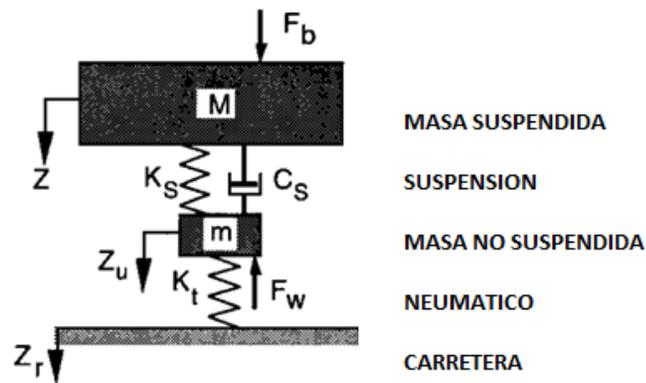


Figura 6. Modelo básico de suspensión.

Fuente: Tomado de (Gillespie, T. D., 1997, pág. 147) Fundamentals of vehicle dynamics.

De forma general se pueden hacer referencia a dos tipos de sistemas de amortiguamiento (Figura 7), el primero es el sistema dependiente (Literal a) en el cual existe un eje rígido que se encuentra acoplado directamente a ambas ruedas posicionándolas de manera paralela una con la otra. El segundo de tipo independiente (Literal b) emplea una conexión entre las ruedas de forma universal mediante barras y brazos móviles, es decir que el desplazamiento de las ruedas se produce de modo aislado una de la otra dando más estabilidad y control al vehículo (Shridharan & Balamurugan, 2016) .

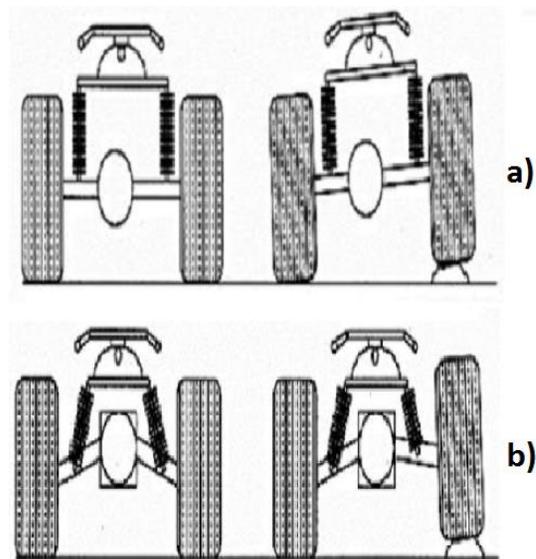


Figura 7. a) Suspensión dependiente, b) Suspensión independiente.

Fuente: Tomado de (Shridharan & Balamurugan, 2016, pág. 6512) Design and analysis of a lower control ARM.

Brazo inferior frontal de suspensión

El brazo inferior de la suspensión se encuentra dentro de los elementos no suspendidos del vehículo y forma parte del sistema de suspensión independiente de tipo Mac Pherson (Figura 8), comúnmente utilizado en la mayoría de vehículos con tracción delantera. Este elemento se encarga de formar una conexión entre la mangueta y la carrocería, permitiendo se generen las oscilaciones necesarias en la suspensión para facilitar el manejo del automóvil. Los brazos de ambos extremos se encuentran conectados entre sí por una barra estabilizadora la cual ayuda a controlar de mejor manera el desplazamiento de las ruedas frontales del automotor, evitando se produzca un excesivo desbalance en su inclinación, consiguiendo con esto brindar mayor seguridad y control al momento de la conducción (Gil, 2002).

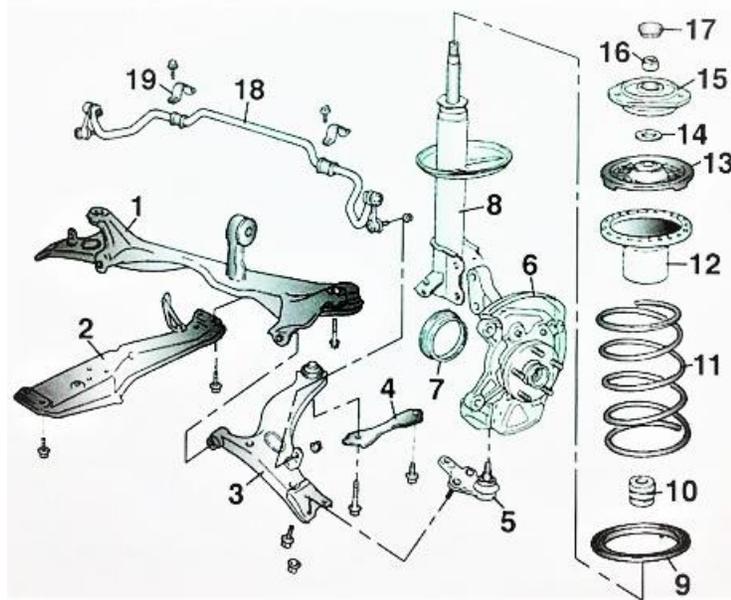


Figura 8. Tren delantero de suspensión tipo Mac Pherson.

Fuente: Tomado de (Gil, D. ,2002, pág. 66.). Manual del automóvil reparación y mantenimiento, suspensión, dirección, frenos, neumáticos y airbag. Madrid, España: CULTURAL, S.A.

En la figura anterior se pueden identificar los siguientes elementos: 1) Cuna de suspensión. 2) Travesaño inferior. **3) Brazo inferior** 4) Placa de fijación. 5) Rotula inferior. 6) Mangueta. 7) Deflector. 8) Amortiguador. 9) Silentblock inferior. 10) Tope de goma. 11) Muelle. 12) Silentblock superior. 13) Apoyo superior. 14) Reten. 15) Fijación superior. 16) Tuerca de vástago de amortiguador. 17) Tapa. 18) Barra estabilizadora. 19) Apoyo de barra estabilizadora.

Fuerzas que actúan en el brazo de suspensión

El brazo inferior de dirección controla el movimiento de la rueda sin llegar a soportar directamente el peso del vehículo, por lo que únicamente se considera sometido a fuerzas horizontales de tracción y compresión producidas por la transferencia de cargas generadas en la conducción. Las fuerzas aplicadas a los brazos de control actúan únicamente en las articulaciones (Heißing & Ersoy, 2011).

La transferencia de carga en un automóvil de dos ejes se puede representar mediante el modelo linealizado que se muestra en la figura 9. Este modelo constituye el vehículo en estado

estacionario inscribiéndose en una curva hacia el lado izquierdo, donde la aceleración lateral se considera perpendicular a la línea media del turismo (Luque, Álvarez, & Vera, 2005).

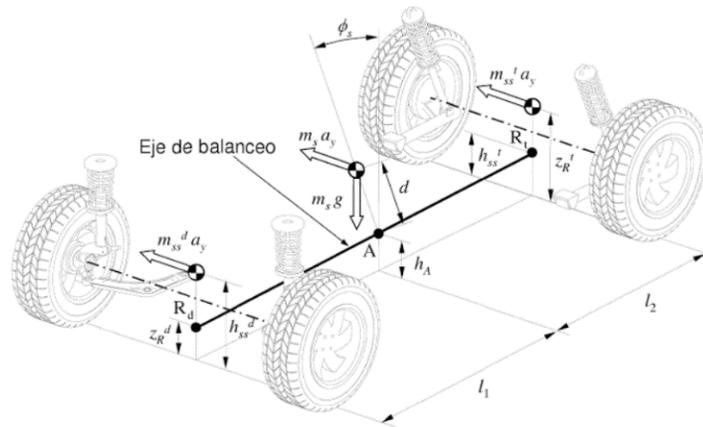


Figura 9. Modelo linealizado de transferencia de carga

Fuente: Tomado de (Luque, Álvarez, & Vera, 2005, pag. 208.) Ingeniería del Automóvil Sistemas y Comportamiento Dinámico. Madris, España: Paraninfo S.A.

Del modelo anterior únicamente se analizará el eje delantero para determinar la fuerza ejercida por la transferencia de la masa suspendida en el tren frontal. Como ecuaciones primordiales para el análisis se tiene:

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y \text{ (Ecuación 1)}$$

$$B = l_1 + l_2 \text{ (Ecuación 2)}$$

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_2}{B} = m^d - m_{ss}^d \text{ (Ecuación 3)}$$

$$m^d = \frac{m \cdot l_2}{B} \text{ (Ecuación 4)}$$

Dónde:

F_s^d : Fuerza delantera de masa suspendida

a_y : Aceleración horizontal

m : Masa total del vehículo

m^d : Masa delantera

m_s : Masa suspendida del vehículo

m_s^d : Masa suspendida delantera

m_{ss}^d : Masa semi suspendida delantera (amortiguadores y muelles helicoidales)

B : Largo de la batalla (Distancia entre ejes)

l_1 : Distancia desde el centro de masa del vehículo al eje delantero

l_2 : Distancia desde el centro de masa del vehículo al eje trasero

En la siguiente tabla se detallan algunos valores según los casos de carga para el brazo frontal inferior de suspensión.

Tabla 1. Valores de casos de carga

Caso de Carga	Fuerza G	Dirección		
		X	Y	Z
Frenado	1 G	+	+	-
Curva hacia afuera	1 G	-	-	-
Curva hacia adentro	1G	-	+	-
Baches	6 G	-	+	+

Fuente: Tomado de (Lee, D. H., Park, Y. C., & Huh, S. C., 2003, pag. 97.) Multi-objective Optimization of Lower Control Arm Considering the Stability for Weight Reduction. Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 4.

Procesos de manufactura y materiales empleados en la fabricación de brazos de suspensión

Al ser un componente con alto índice de fabricación, se necesitan minimizar todo tipo de subprocesos posteriores en la manufactura para que se reduzcan los costos de producción, con esto se logra una mayor disponibilidad de productos en el mercado a un precio estable. Así mismo se debe cumplir con cualidades mecánicas esenciales para su funcionamiento como una alta resistencia a impactos, resistencia a la corrosión, gran límite elástico. Esto se consigue mediante una correcta elección del material y de los procesos empleados para su construcción

(Heißing & Ersoy, 2011). En la siguiente (Figura10) se muestran los procesos y materiales principales para la fabricación de brazos de suspensión.

PROCESO VS MATERIAL	Trabajo en Metal Fundido										Trabajo en Metal Solido												
	Moldeo en arena	Fundicion por molde permanente					Fundicion por molde					Forjado			Extusion	Estampado	Doblado						
	Gravedad	Gravedad	Sin poros	Baja presion	Presion posterior	Vacio	VRC/PRC	Moldeo por inyeccion	Molde	Moldeo poral	Moldeo por extrusion	Thixo en palanquilla	Thixo bajo demanda	De palanquilla	Perfil extruido	De parte fundida	Thixo en palanquilla	Cortado	Pieza unica	Multiples piezas	Mecanico	Hydroformado	
Hierro Fundiso	*	*		*	*													*					
Acero	*	*											*	*			*	*	*	*	*	*	*
Acero inoxidable																			*	*	*	*	*
Aluminio	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Magnesio	*	*		*	*		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Plastico		*					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Leyenda:		imposible		*	inadecuado		*	posible		*	adecuado		*	en uso									

Figura 10. Principales materiales y procesos usados en la fabricación de brazos de suspensión y sus componentes. Fuente: Tomado de (Heißing, B., & Ersoy, M., 2011, pag. 293). Chassis Handbook, Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien.

Vehículos de alta gama emplean materiales de calidad superior a las convencionales y geometrías conocidas como súper ligeras (Suplight) (Figura 11.) con el objetivo de mejorar el desempeño de la suspensión.



Figura 11. Brazo inferior de suspensión de un BMW E46 M3. Fuente: Tomado de <https://www.ecstuning.com/b-uro-parts/front-lower-control-arm-right/31122229454~uro/>.

Ingeniería Inversa

La existencia de un modelo digital durante el diseño o rediseño de un componente proporciona enormes ganancias en la mejora de la calidad, eficiencia del diseño, fabricación y análisis. La ingeniería inversa típicamente comienza con la medición de un objeto existente de modo que se pueda deducir un modelo de superficie o sólido para aprovechar las ventajas de las tecnologías CAD / CAM. Existen varias áreas de aplicación de ingeniería inversa dentro de la industria del diseño y la manufactura debido a que, a menudo, es necesario producir una copia de una pieza, cuando no hay dibujos originales o documentación disponible. En otros casos, hay la necesidad de reorganizar una parte existente, cuando se requieren análisis y modificaciones para la construcción de un producto mejorado (Varady, Martin, & Cox, 1997).

Partiendo del diseño original se realiza una captura de datos, necesarios para reproducir la forma y condiciones del modelo original, posteriormente en la etapa de pos procesamiento estos datos son editados procurándose mantener únicamente información útil, para finalmente en base a esto generar un modelo CAD (Otto & Wood, 2001).

En situaciones donde no es aplicable el uso de técnicas de medición de contacto, tales como calibradores de láminas, micrómetros o máquinas de medición coordinadas (CMM), generalmente debido a la naturaleza frágil del objeto a ser digitalizado, o a la limitación inherente a la velocidad de dichas técnicas de medición, se han desarrollado alternativas que permiten la captura total o parcial de la geometría deseada por medio de varios métodos (Figura 12) (Bradshaw, 1999).

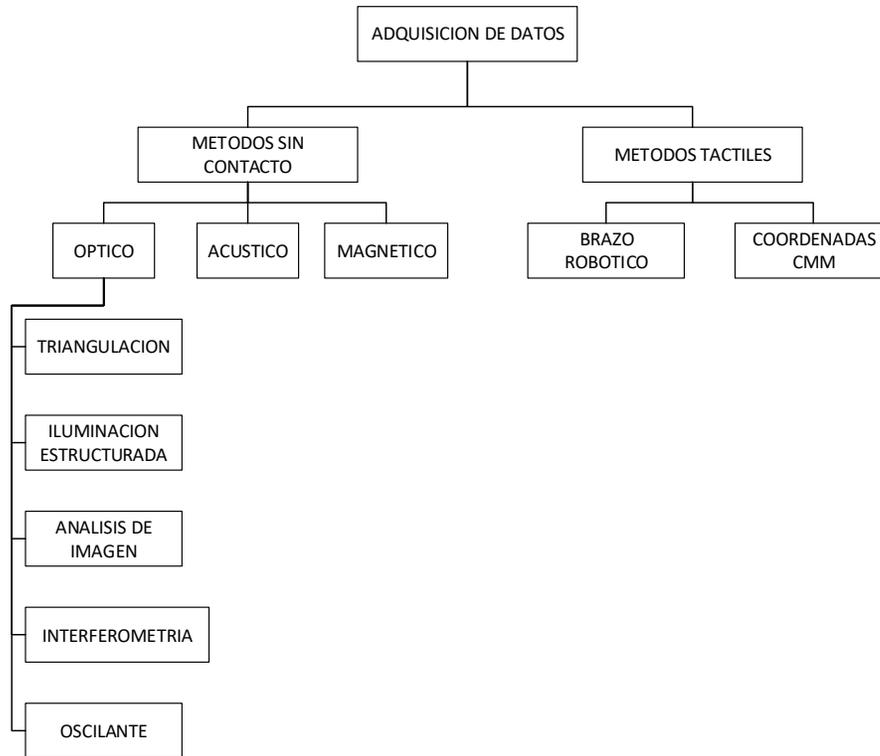


Figura 12. Métodos de adquisición de datos.

Fuente: Tomado de (Varady, T., Martin, R., & Cox, J, 1997, pág.256). Reverse engineering of geometric models—an introduction. Computer-Aided Design.

Escaneo 3D

Un escáner 3D (Figura 13) es un dispositivo que obtiene la información tridimensional necesaria para digitalizar total o parcialmente la superficie de un objeto, sin necesidad de contacto directo con el cuerpo, se emplea el principio de triangulación utilizando para esto un haz de luz y un sensor óptico para captar los datos y formar una nube de puntos con coordenadas espaciales correspondientes al objeto escaneado (Acosta, Garcia, & Aponte, 2006).

Las capturas de datos se pueden ver afectadas por influencias ambientales como condiciones de iluminación desfavorables, polvo o vibraciones. Las mediciones en los datos generados pueden conducir a resultados incorrectos y presencia de ruido. Por lo tanto, se necesitan procedimientos posteriores para la optimización, evaluación e inspección de la nube de

puntos antes de iniciar el modelado, por lo que es recomendable realizar esta edición por medio de softwares compatibles con los datos entregados por el escáner 3D (Teutsch, 2007).



Figura 13. Equipo de escáner 3D CREAFORM

Fuente: Tomado de <https://www.creaform3d.com/es/soluciones-de-metrologia/escaneres-3d-portatiles-goscan-3d>.

Impresión 3D metálica

La impresión tridimensional es un proceso de fabricación aditiva para la producción de piezas complejas. Los elementos son creados mediante una impresión en capas, la información para cada capa se obtiene aplicando un algoritmo de seccionamiento al modelo digital de la pieza, generalmente dado por un archivo de estereolitografía (STL) (Williams, Brancazio, & Cornie, 1992).

La primera forma de crear capa por capa un objeto tridimensional utilizando el diseño asistido por ordenador (CAD) fue el prototipado rápido, desarrollado en la década de 1980 para crear modelos y prototipos de piezas. Entre los principales avances que este proceso presentó al desarrollo de productos se encuentran el tiempo y la reducción de costos, la interacción humana y, en consecuencia, la disminución en el ciclo total de desarrollo del producto (Wong & Hernandez, 2012).

Dentro de los procesos de última generación desarrollados para el prototipado rápido se encuentra el sinterizado laser directo de metal, este proceso se utiliza para construir un

componente en capas depositando material metálico. El sistema comienza aplicando una fina capa del material metálico en polvo en la plataforma de construcción. Después de cada capa, un haz de láser fusiona el polvo exactamente con los puntos definidos por los datos generados por ordenador, usando un escaneado óptico mediante láser. Luego la plataforma es bajada y se aplica otra capa adicional de polvo. Una vez más, el material se une con la capa inferior en los puntos preestablecidos mediante el calor generado por el láser, dando como resultado una pieza (Grünberger & Domröse, 2015).

La aplicación de la impresión 3d metálica es amplia dentro del campo automotriz, debido a que permite elaborar partes con geometrías de alta complejidad y ultraligeras (Figura 14) obviando las restricciones de diseño anteriormente impuestas por el proceso de manufactura tradicional que se empleaba para su fabricación (ALTAIR HyperWorks, 2017).



Figura 14. Parte metálica optimizada impresa en 3D
Fuente: Tomado de <https://www.rapidsol.org/dmlp.aspx>

Metodología

Dentro del presente estudio se usará un método Histórico-lógico durante el estudio del arte, empleándose datos obtenidos en trabajos similares (Rodriguez & Batista, 1996). En el cual se analizará el modelo matemático con el propósito de establecer el valor de las cargas a las que se encuentra sometido el brazo de suspensión, así como sus restricciones de movimiento.

Posteriormente se digitalizará la geometría del brazo de suspensión mediante la técnica de escaneo 3D sin contacto usando el equipo Go!SCAN50 de Creaform proporcionado por la institución, con el que se obtendrá un archivo en formato de estereolitografía que a continuación será empleado como base para el modelado 3D del elemento. Cabe indicarse que para todos los procesos de simulación, modelado y optimización se empleara el software Unigraphics NX.

Como siguiente paso, mediante ingeniería inversa se realizará el modelo CAD del brazo de suspensión. Con el modelo 3D se puede determinar la masa inicial del componente y ejecutar el proceso de simulación mediante análisis FEM, de donde se extraerán los datos de los esfuerzos máximos y deformaciones producidas en la estructura del elemento, así como también la carga crítica de pandeo. Para esto se aplicarán las restricciones geométricas y cargas analizadas con anterioridad en el estudio del arte.

Los resultados obtenidos en esta simulación servirán como estándar para comparar los valores obtenidos en análisis similares aplicados a la nueva geometría optimizada topológicamente del brazo inferior de suspensión.

A continuación, para iniciar con el estudio de optimización topológica se deberá simplificar la geometría del brazo de suspensión mediante herramientas de modelado CAD, adicionalmente se dividirán en regiones al modelo 3D para identificar la zona del espacio de diseño donde el volumen del componente será redistribuido de forma óptima por el software y también las zonas que no serán afectadas con cambios en su volumen.

Antes de iniciar el módulo de optimización topológica en el software es necesario tener un análisis estático de la geometría a ser optimizada, este análisis será ejecutado respetando las mismas condiciones de borde planteadas con anterioridad. Una vez obtenidos los datos del análisis se inicia con el proceso de optimización topológica, donde se establecerán el objetivo de diseño, para este caso será mantener la rigidez original del brazo de suspensión. Para llevarse esto a cabo se deberá minimizar la cantidad de energía de deformación interna en el sistema, restringiendo la disminución del volumen del espacio de diseño en un máximo del 50%.

Una vez establecidas todas las restricciones y variables del punto anterior, se ejecutará el módulo de optimización para que el software realice los cálculos computacionales.

Los datos de post procesamiento que se obtengan como resultado de la optimización topológica serán analizados en el mismo software y posteriormente extraídos en formato de estereolitografía. Esta geometría se empleará como modelo base en el proceso de reingeniería, en el cual se modelará nuevamente el brazo hasta llegar a obtener el sólido con la nueva forma optimizada, la misma que se espera tenga una reducción aproximada del 20% de su masa en comparación al modelo original.

Como punto final se realizará la simulación computacional del brazo de suspensión optimizado topológicamente mediante el uso de análisis FEM, donde se aplicarán las mismas condiciones de borde establecidas previamente. Luego se compararán los datos de los resultados obtenidos con los valores de las simulaciones anteriores, esto permitirá determinar si se cumplen los objetivos de diseño planteados inicialmente y los valores deformaciones y esfuerzos son equivalentes a los del modelo original.

En el siguiente diagrama de flujo (Figura 15) se ven sintetizados todos los puntos del proceso descrito anteriormente.

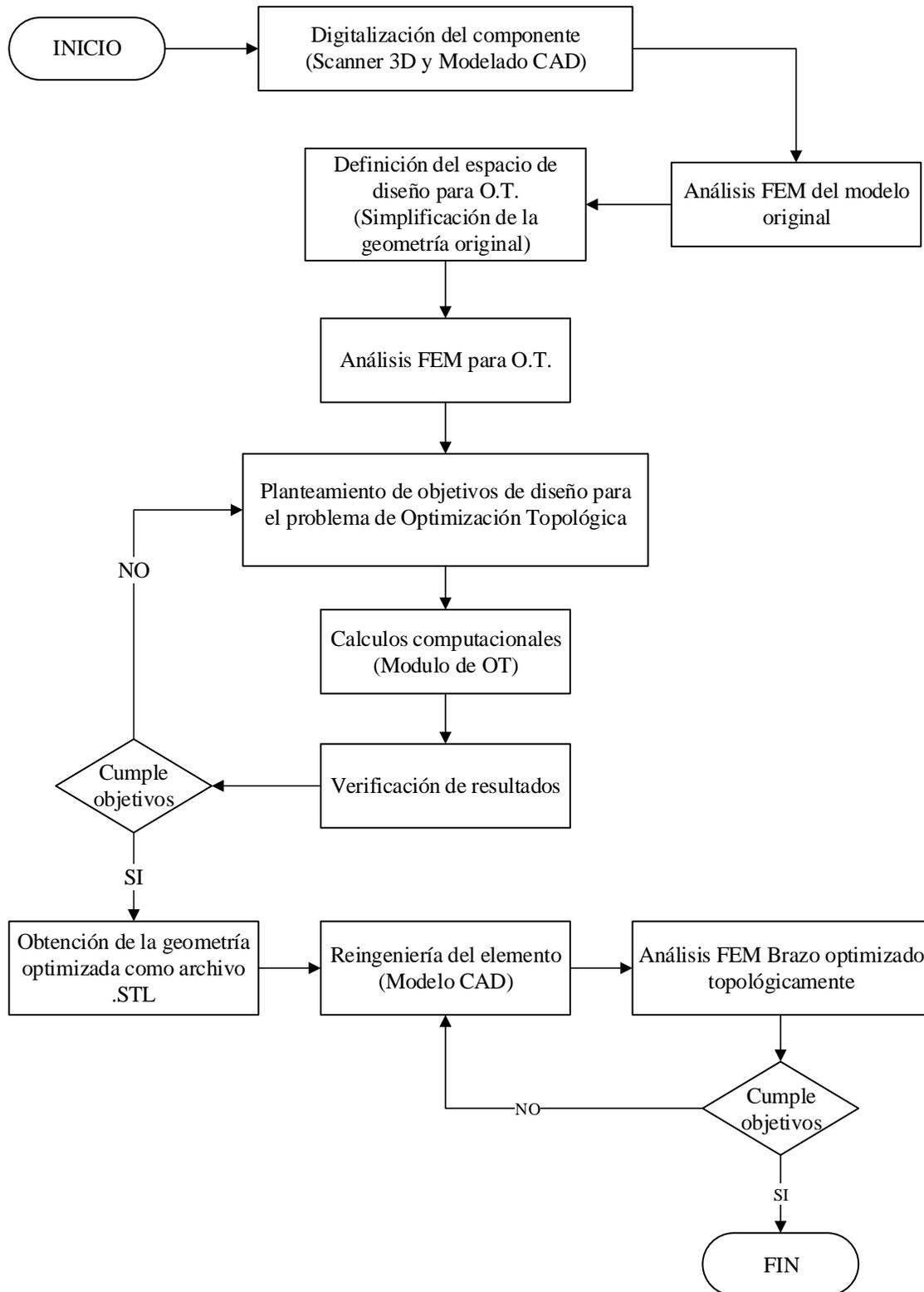


Figura 15. Diagrama de flujo del proceso de reingeniería del brazo de suspensión.

Digitalización y modelo CAD del Brazo de Suspensión

El punto de partida para ejecutar el proceso de optimización topológica es contar físicamente con el brazo de suspensión, debido a que al no poseer acceso a planos técnicos donde se detallen las dimensiones y tolerancias geométricas del modelo, la única alternativa para digitalizar la geometría de la manera más precisa posible es empleando el escaneo 3D sin contacto. El equipo que se empleó para realizar este proceso es el escáner 3d modelo Go! SCAN50 de Creaform (Figura 16).



Figura 16. Equipo de escáner 3D y brazo de suspensión.

Aprovechando la alta compatibilidad del software Unigraphics NX con la gran variedad de extensiones de archivos, se escogió emplear el formato de la pieza escaneada con extensión STL debido a su menor tamaño en disco, lo que permite agilizar el proceso de diseño y reducir de gran manera el gasto computacional.

Para generar el modelo 3D se emplearon herramientas de modelado con superficies y sólidos, así como el módulo de ingeniería inversa. Para lo que, como primer paso dentro de su interfaz se crea un nuevo archivo de modelo y se importa la geometría previamente digitalizada en el proceso de escaneo 3D (Figura 17).

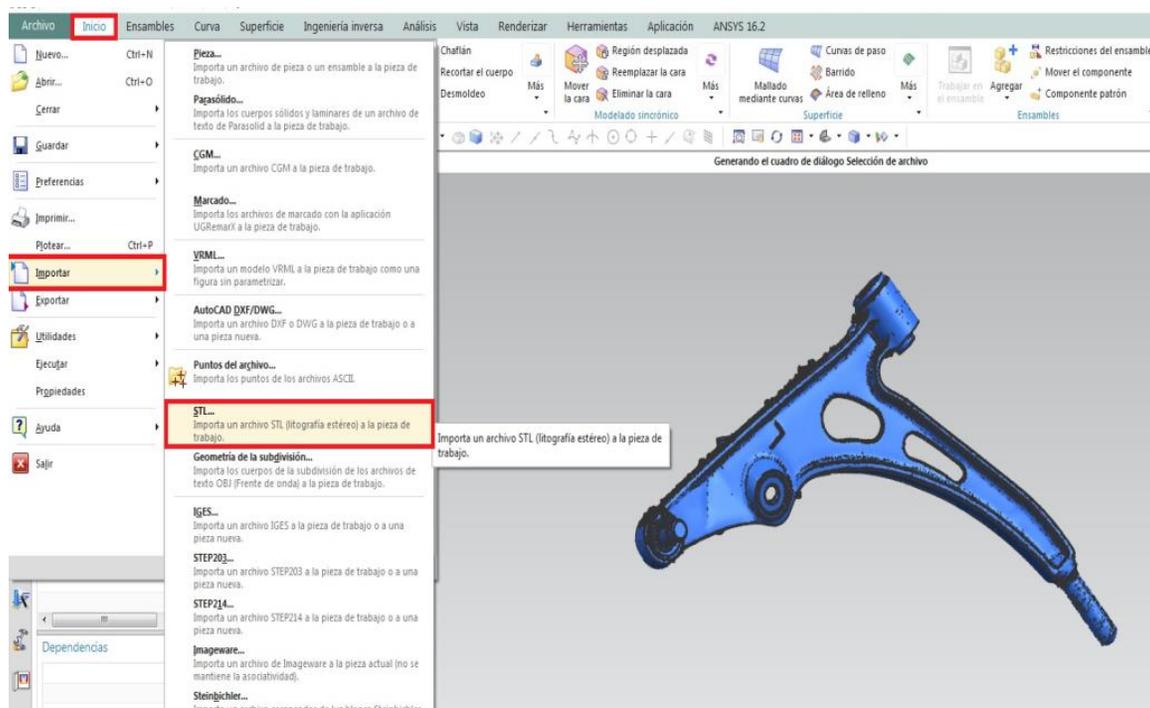


Figura 17. Modelo stl importado a NX

A continuación, es necesario alinear el eje de coordenadas del elemento importado con el eje del nuevo archivo, para esto es indispensable emplear puntos de referencia establecidos previamente por un croquis y el uso del comando “Conjunto de puntos a conjunto de puntos” ubicado en la pestaña de Ingeniería Inversa (Figura 18).

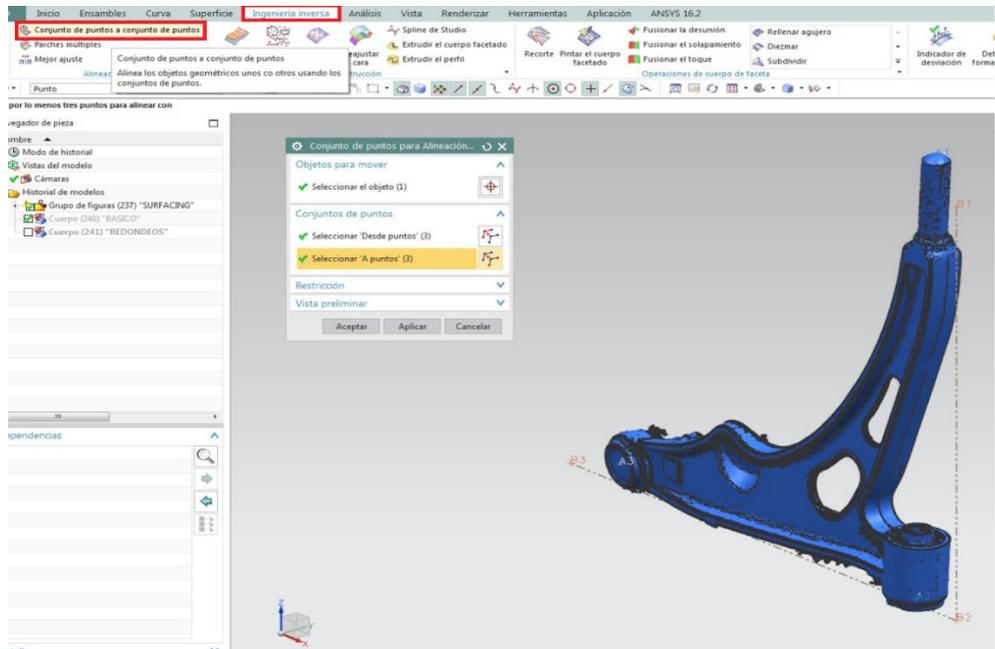


Figura 18. Alineación por conjunto de puntos.

Para eliminar puntos innecesarios en la geometría que hayan pasado por alto durante la digitalización del modelo físico se puede emplear el comando “Recorte” y seleccionar el área a editarse (Figura 19).

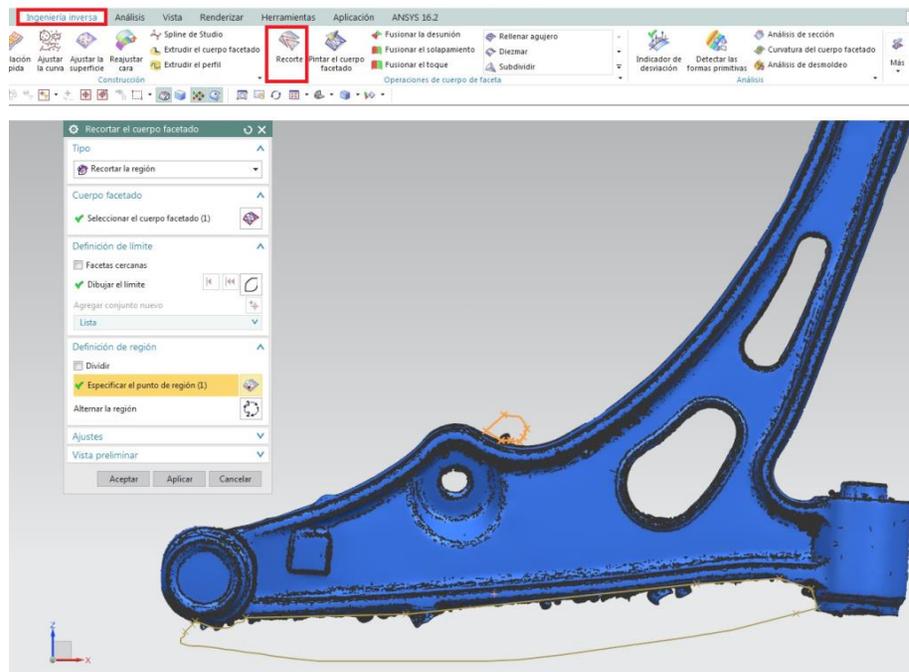


Figura 19. Recorte de elementos.

Así mismo, es sugerido mejorar la textura de la estereolitografía con el fin de tener una superficie más homogénea, esto se puede realizar de forma localizada o general a todo el cuerpo con el uso del comando “Suave”. Para este caso se empleó un suavizado general con un factor del 30% y un porcentaje de modificación del 90% (Figura 20).

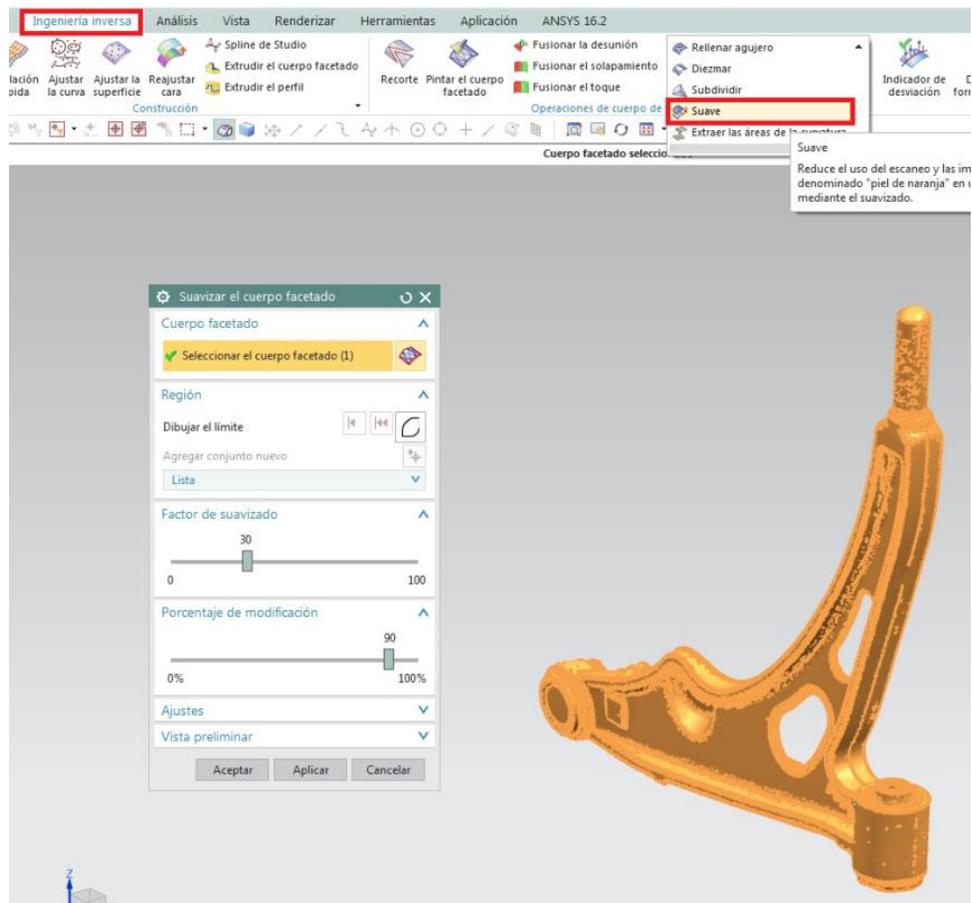


Figura 20. Suavizado del cuerpo 3D.

En la (figura 21), se observa el cuerpo importado libre en su mayor parte de ruido y con una textura superficial mas uniforme, es necesario realizar todo este proceso de preparacion antes de iniciar con el modelado 3D, asi se garantiza que las herramientas usadas posteriormente cumplan de manera efectiva su funcion y de esta forma precindir de errores que afectarian las tolerancias dimensionales finales de la pieza.



Figura 21. Cuerpo listo para modelado 3D.

Para iniciar la etapa de modelado teniendo como base la geometría importada, se puede hacer uso de la herramienta “Detectar formas primitivas” (Figura 22), la cual divide en diferentes secciones continuas el cuerpo, cada región es delimitada con un código de color.

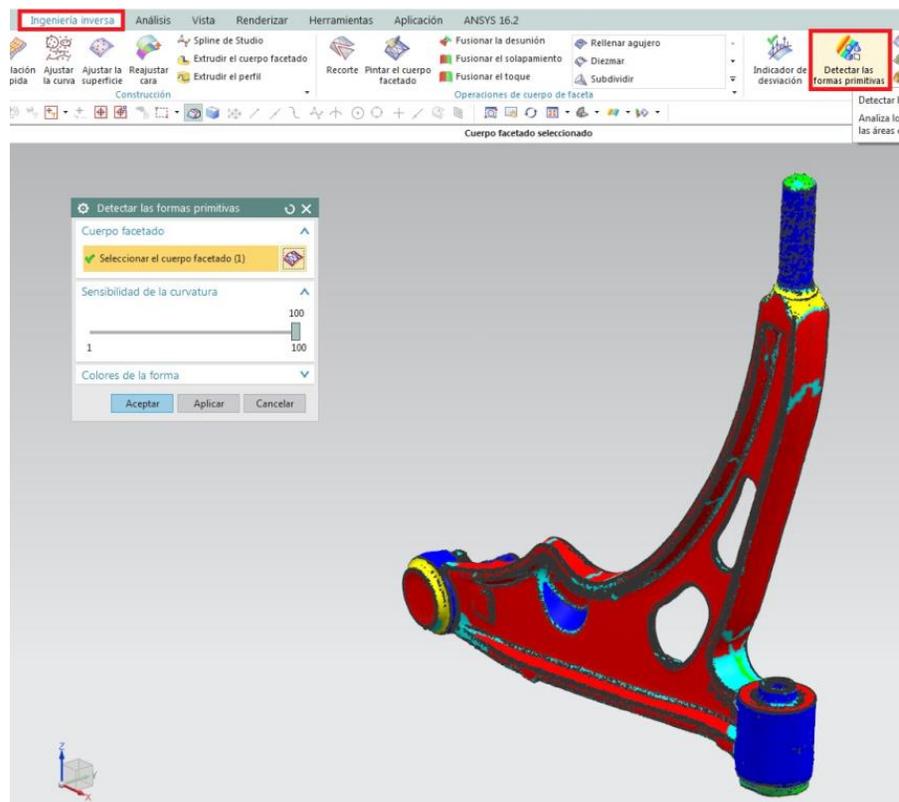


Figura 22. Formas primitivas.

A partir de estas secciones se logran generar superficies iniciales básicas del cuerpo (esferas, cilindros, conos, etc.) Por medio del comando “Ajustar superficie” (Figura 23). Esto facilita en gran medida principiar el proceso de modelado.

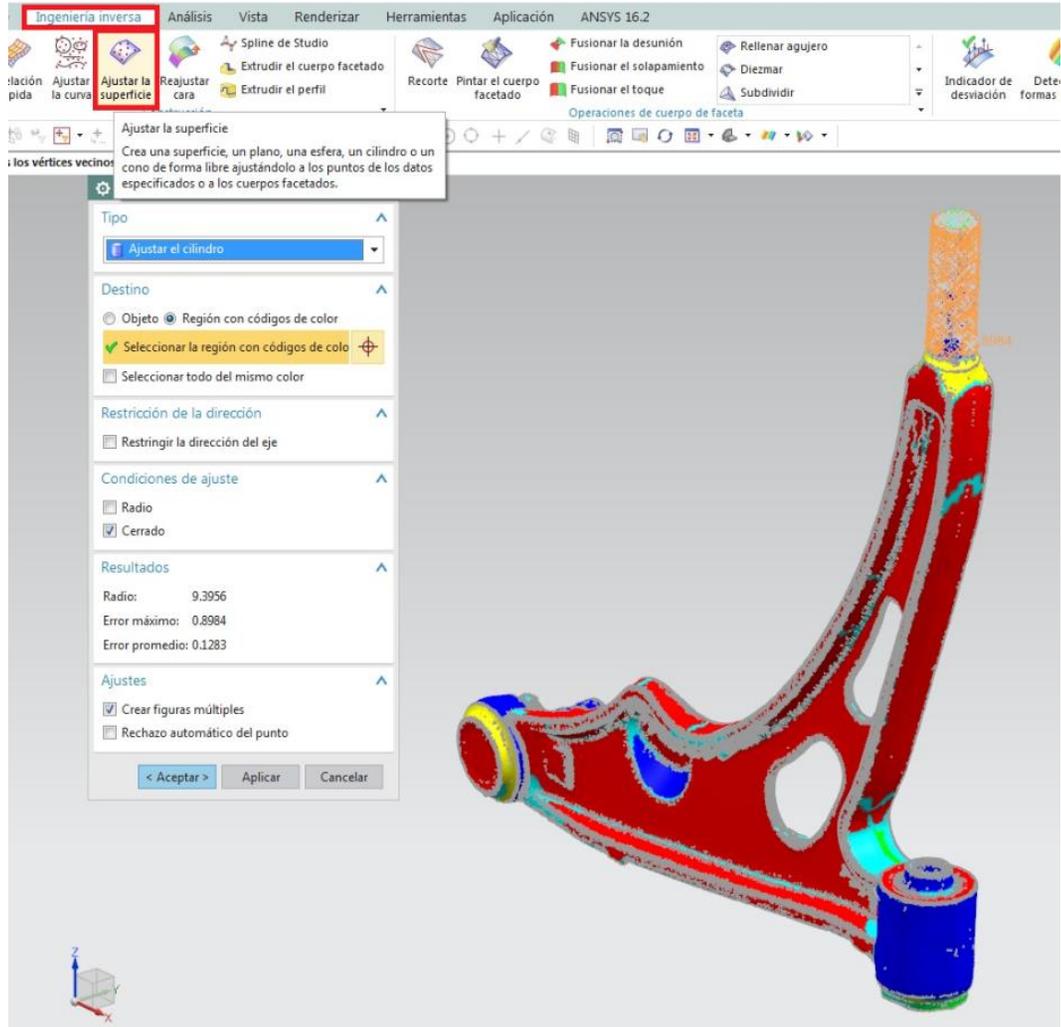


Figura 23. Ajustar superficie a forma cilíndrica.

Una vez generadas todas las superficies básicas posibles como ayuda, se continúa el resto de trabajo de forma manual con el uso de las herramientas para modelado de superficies (Figura 24) hasta completar el diseño total de la geometría del brazo de suspensión.

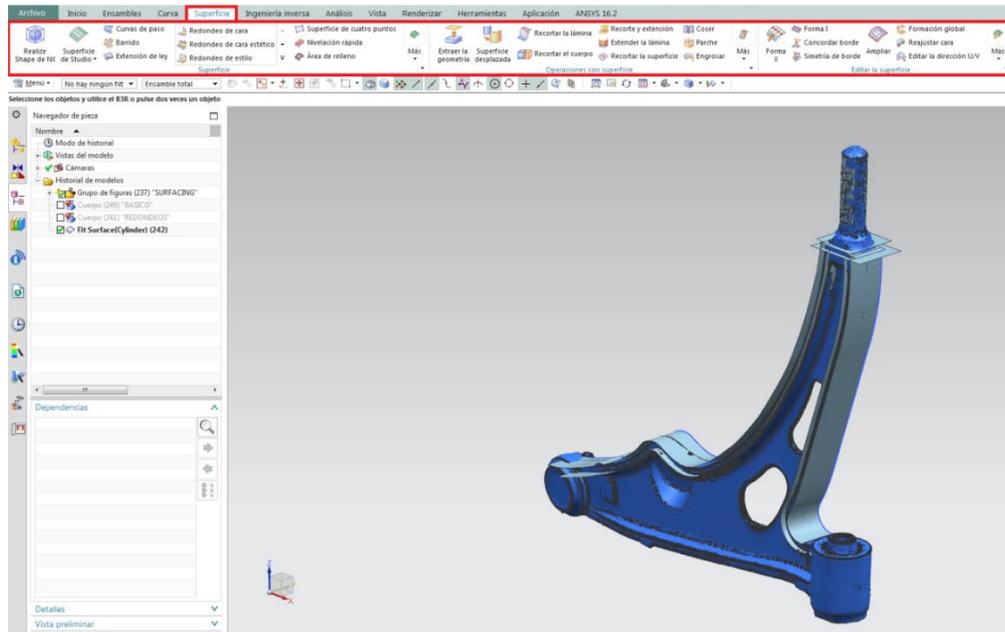


Figura 24. Modelado con superficies.

En este punto el modelo es hueco por dentro por lo que para convertirlo en un cuerpo solido se emplea el comando “Coser” (Figura 25) y se seleccionan todas las superficies creadas anteriormente.

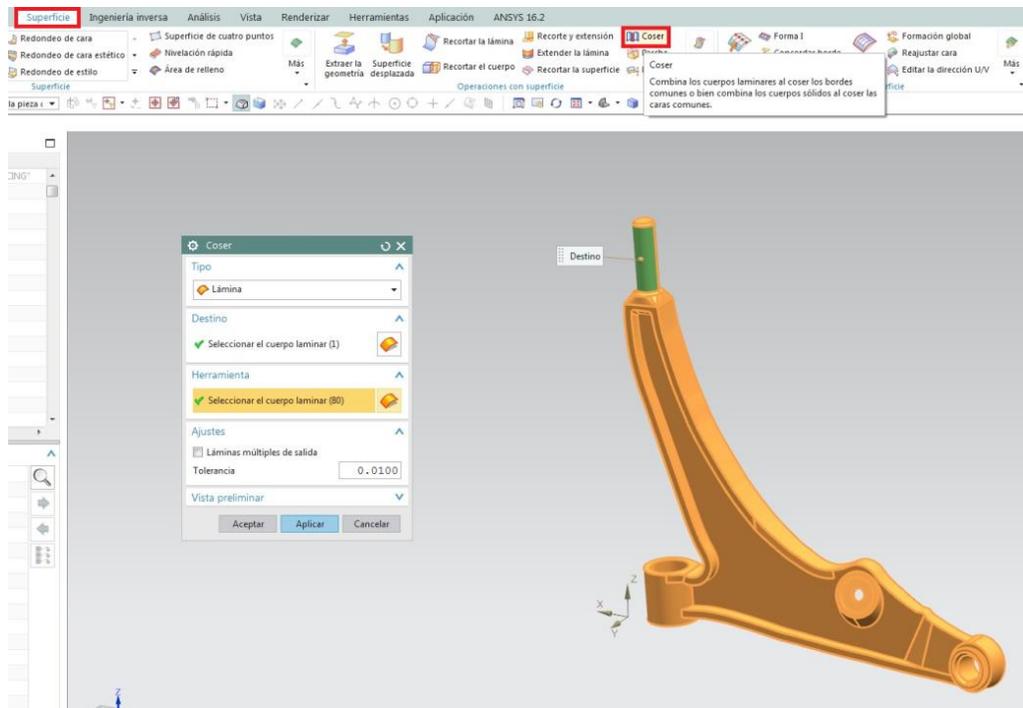


Figura 25. Conformado de modelo sólido.

Finalmente se realizan los vaciados en el brazo empleando una spline de estudio para genera el croquis siguiendo la forma del contorno de los agujeros (Figura 26).

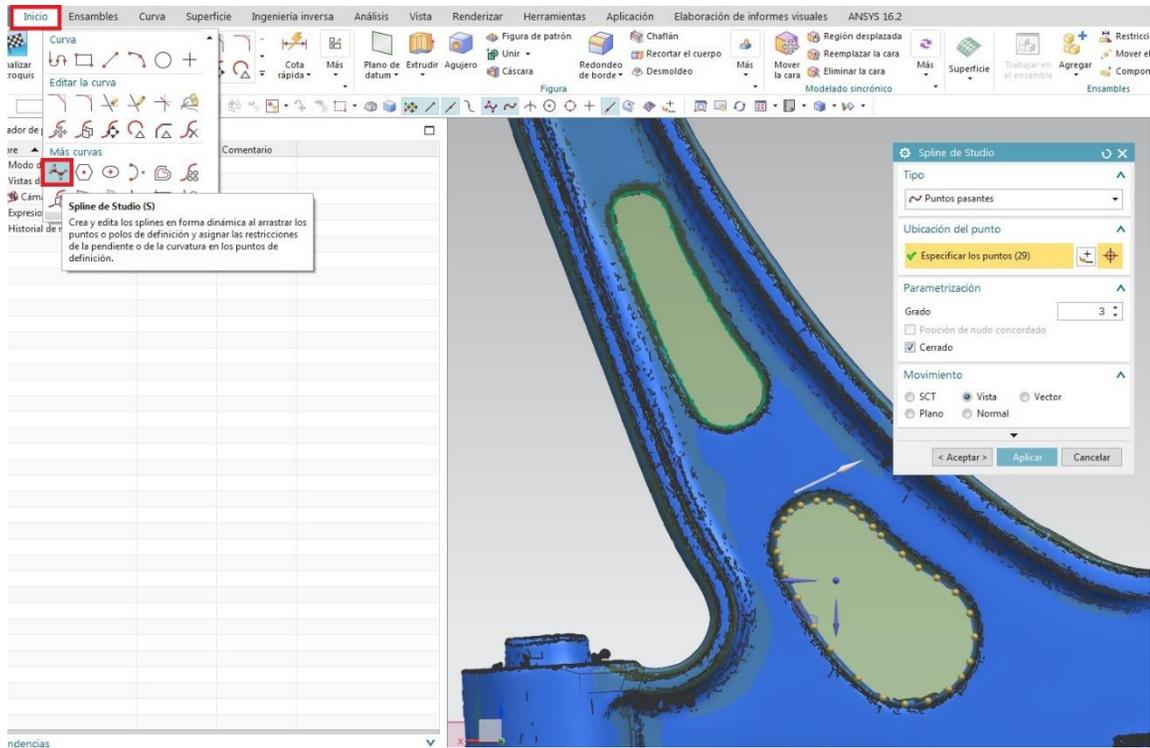


Figura 26. Spline de estudio.

Se emplea el comando “Extruir” seleccionando para el tipo de operación booleana a ejecutarse en el sólido la opción sustraer, con lo que se restará el volumen creado del total del volumen del cuerpo (Figura 27).

Posteriormente se realizan todos los redondeos con valores altamente aproximados a la geometría base en el modelo, para acercar al máximo posible las dimensiones de la geometría modelada a la forma obtenida por el método de escaneo 3D previamente ejecutado.

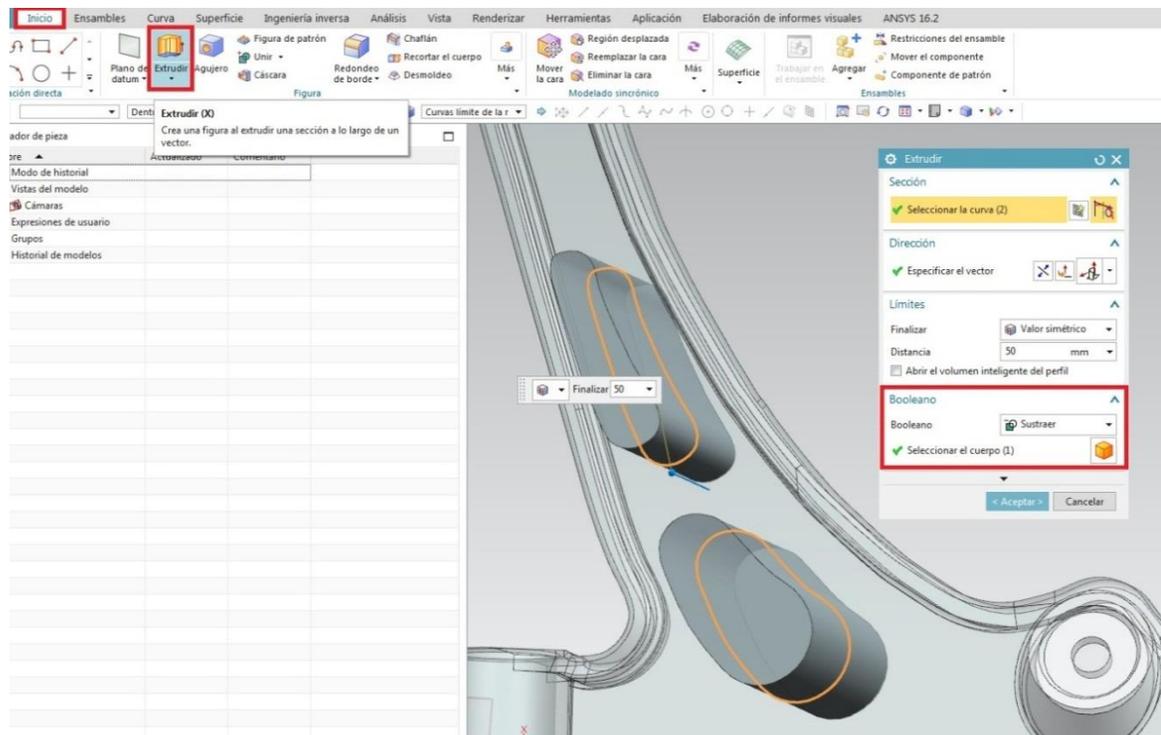


Figura 27. Sustraer vaciado.

Como resultado final del proceso de modelado se obtiene la geometría del brazo de suspensión (Figura 28).



Figura 28. Modelo 3D del brazo de suspensión.

Del modelo generado se pueden obtener el valor de la masa del componente (Figura 29) aplicando como material en el sólido Hierro nodular, cuyas propiedades se detallarán más adelante.

Masa del modelo original del brazo de suspensión: 2.335 Kg

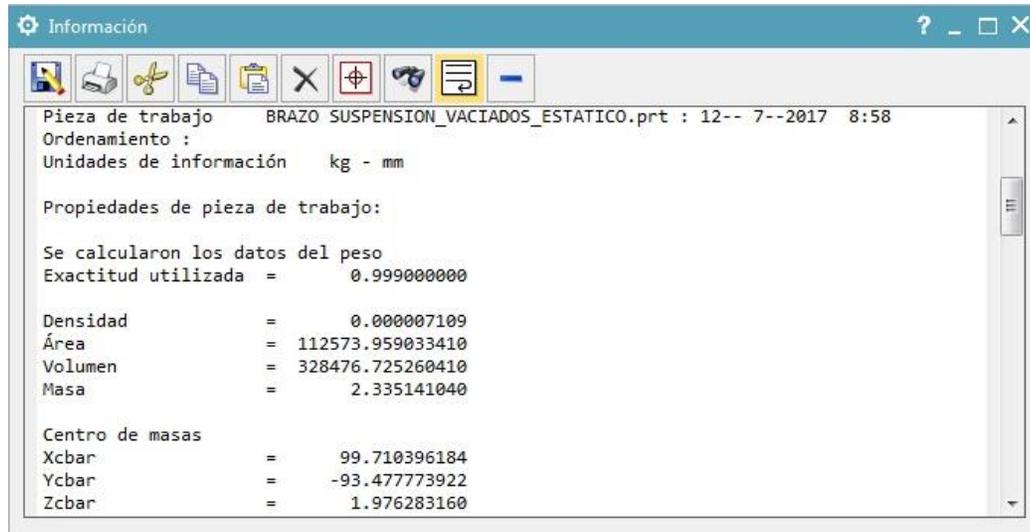


Figura 29. Cálculo de masa el modelo 3D.

Análisis FEM del modelo inicial de Brazo de Suspensión

Aplicando el análisis por el método de elementos finitos, se podrán establecer valores de esfuerzos máximos, cargas críticas admisibles y desplazamientos máximos producidos en el modelo durante la aplicación de las cargas de trabajo a las que está sometido, estos valores servirán posteriormente como punto de control para la verificación del desempeño del modelo optimizado topológicamente del brazo de suspensión.

Análisis Estático lineal

Como punto base para el análisis FEM se encuentra la etapa de pre procesamiento, para esto se partirá por la creación de un nuevo estudio de simulación dentro de la interfaz del software NX, donde se generarán los nuevos archivos de FEM y SIM para continuar con el proceso.

Los parámetros de configuración para el nuevo análisis se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 2. Configuración para el análisis estático lineal.

Solver:	NX Nastran
Tipo de Análisis:	Estructural
Tipo de solución:	Estático lineal SOL 101- restricciones globales

El criterio que se empleó para la selección del tipo de solución estático lineal SOL 101, se basa principalmente en la compatibilidad que presenta con la posterior ejecución del proceso de optimización topológica, así como también se consideró que el material a usarse para el análisis tiene comportamiento lineal y el modelo no presentaría deformaciones geométricas significativas durante la aplicación de las cargas.

A continuación, se designa el material en el sólido, para este caso de estudio se escogió hierro nodular (Iron Nodular) (Figura 30).

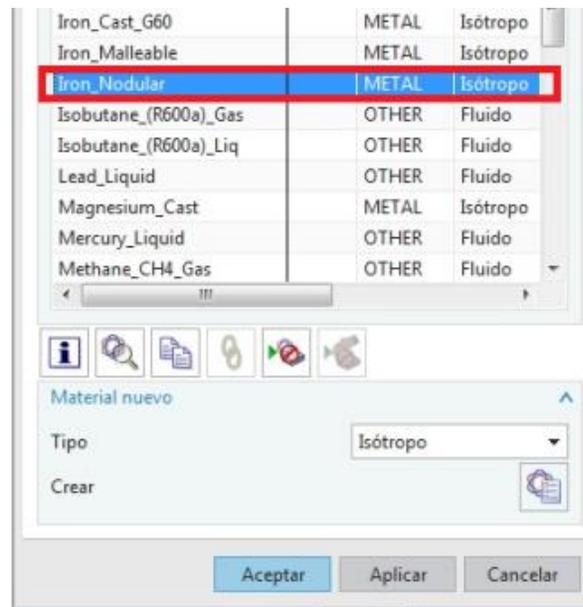


Figura 30. Designación de material

Las propiedades del material aplicado se detallan a continuación.

Tabla 3. Propiedades del Hierro Nodular

Categoría:	Metal
Subcategoría:	Hierro fundido
Densidad de la masa (ROH):	7.109e-006 kg/mm ³
Módulo de Young (E):	162000000 mN/mm ² (kPa)
Coefficiente de Poisson (NU):	0.25
Limite Elástico:	250000mN/mm ² (kPa)
Tensión de rotura:	400000mN/mm ² (kPa)

Fuente: Librería de materiales Siemens NX

Seguidamente para el mallado del modelo tomando como consideración que se trata de un cuerpo sólido, se aplica una malla tetraédrica de 10 nodos **CTETRA (10)** con un tamaño de elemento de 4mm (Figura 31), el mismo que en base a varias pruebas previas de calidad de elemento se encontró como idóneo.

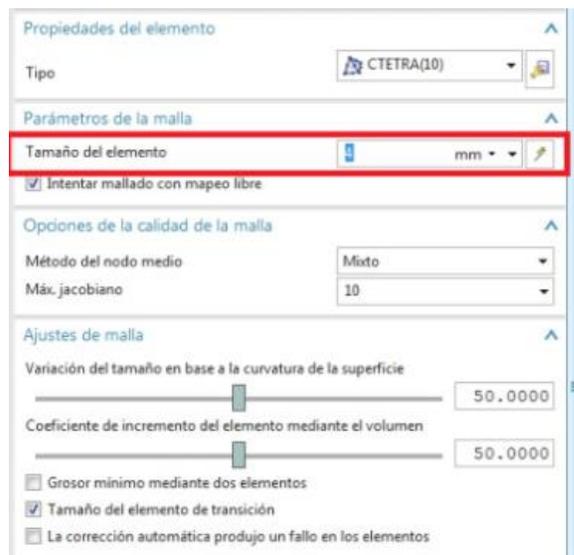


Figura 31. Tamaño de malla

Restricciones.

Para la realización del análisis estático se tomarán en cuenta las restricciones preexistentes en el sistema.

La restricción cilíndrica en la cara interna del buje y externa del pin (Figura 32) simula los bushings de sujeción del brazo con el chasis del vehículo, los cuales permiten la rotación únicamente alrededor del eje central de las caras cilíndricas.

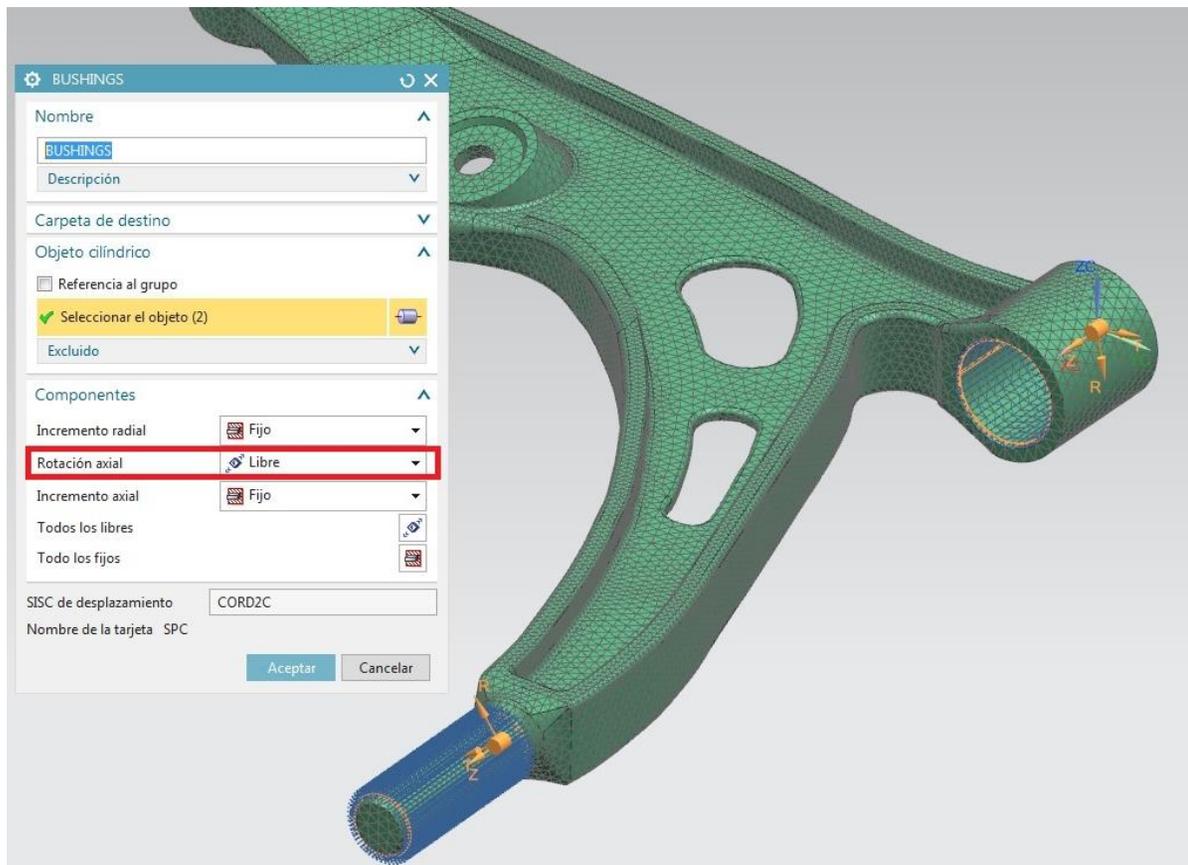


Figura 32. Restricción cilíndrica

A continuación, se aplica una restricción definida por el usuario en el eje Z (Figura 33), con el objetivo de limitar el movimiento vertical de la cara donde se encuentra la rótula, simulando con esto la restricción provocada por el amortiguador y el resorte del vehículo analizado en estado estático.

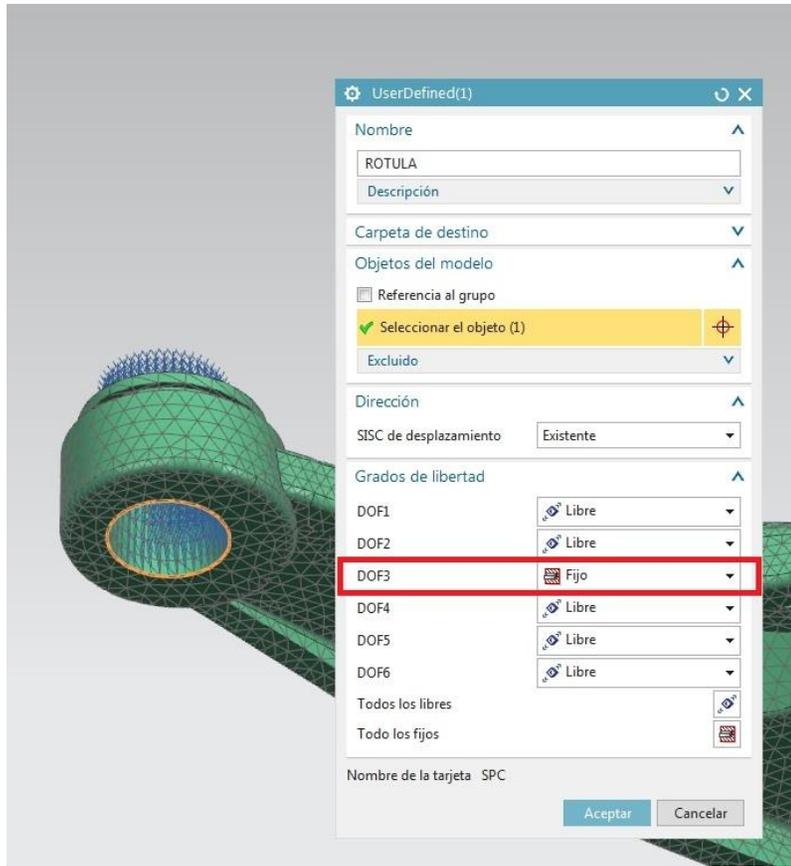


Figura 33. Restricción vertical en la rótula.

Cargas.

Se aplica una carga de rodamiento en la cara cilíndrica interna donde va ubicada la rótula con una fuerza de 7064 N en dirección del eje Y+ (Figura 34), representando la fuerza máxima aplicada en el brazo, producida por la transferencia horizontal de masas en el vehículo durante una curva, la cual se calcula de la siguiente manera aplicando las ecuaciones analizadas previamente:

$$B = l_1 + l_2 \text{ (Ecuación 2)}$$

$$l_1 = l_2 = 1240 \text{ mm}$$

$$B = 2480 \text{ mm}$$

$$m^d = \frac{m \cdot l_2}{B} \text{ (Ecuación 4)}$$

$$m^d = \frac{1450Kg \cdot (1240mm)}{2480mm}$$

$$m^d = 725 Kg$$

$$m_s^d = m^d - m_{ss}^d \quad (\text{Ecuación 3})$$

$m_{ss}^d = 10 \text{ kg}$ (masa del amortiguador y resorte helicoidal)

$$m_s^d = 725 \text{ kg} - 10 \text{ kg}$$

$$m_s^d = 715 \text{ kg}$$

$$F_s^d = m_s^d \cdot a_y \quad (\text{Ecuación 1})$$

$F_s^d = 715 \text{ kg} \cdot (9.8 \frac{m}{s^2})$ (aplicando una aceleración horizontal equivalente a 1G)

$$F_s^d = 7064 \text{ N.}$$

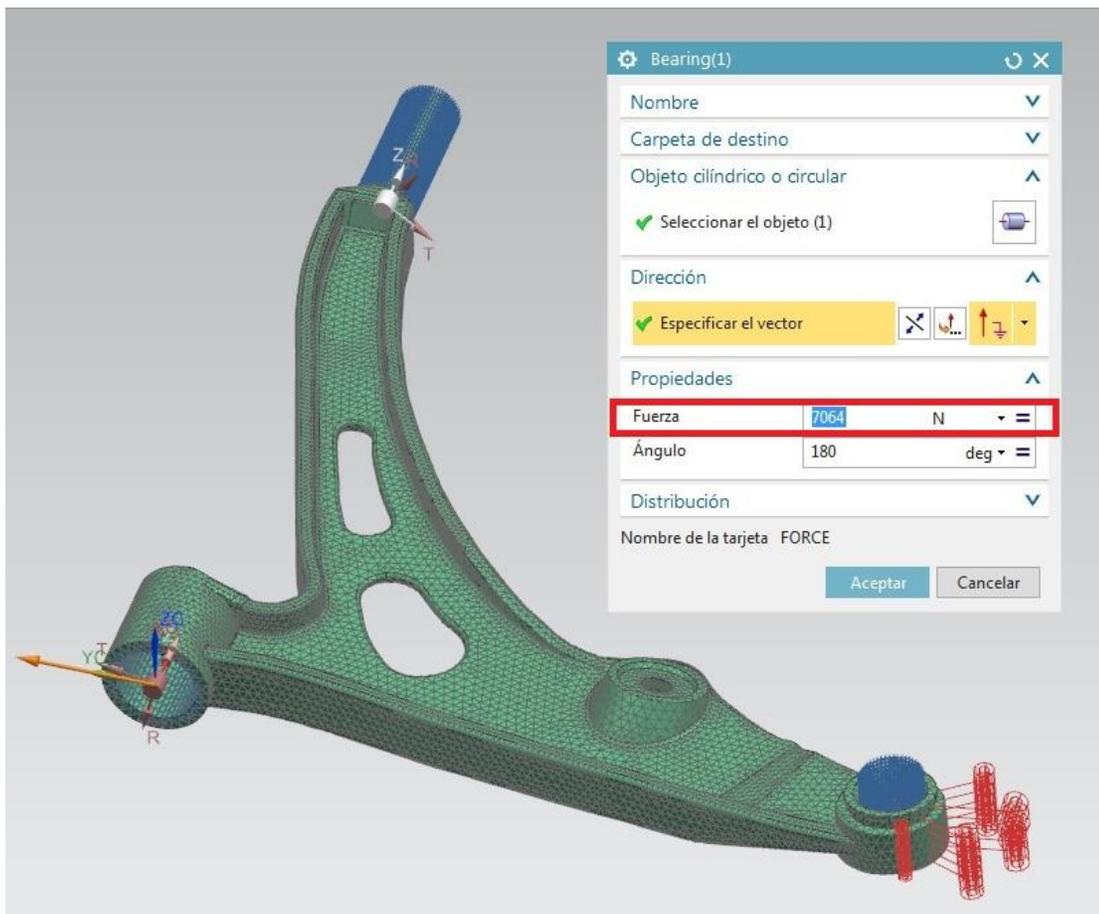


Figura 34. Carga horizontal.

Posteriormente con todas las condiciones de borde y configuraciones de pre procesamiento establecidas correctamente, se ejecuta la simulación con el objetivo de obtener los datos primordiales para el análisis.

Resultados del análisis estático.

Del análisis estático lineal realizado se obtiene que según el criterio de Von Mises, el valor del esfuerzo máximo elemental encontrado en la estructura, corresponda a 84.962 MPa (Figura 35). El mismo que se encuentra situado en el elemento número 54849 ubicado en cercanía al alojamiento de la rótula del brazo de suspensión.

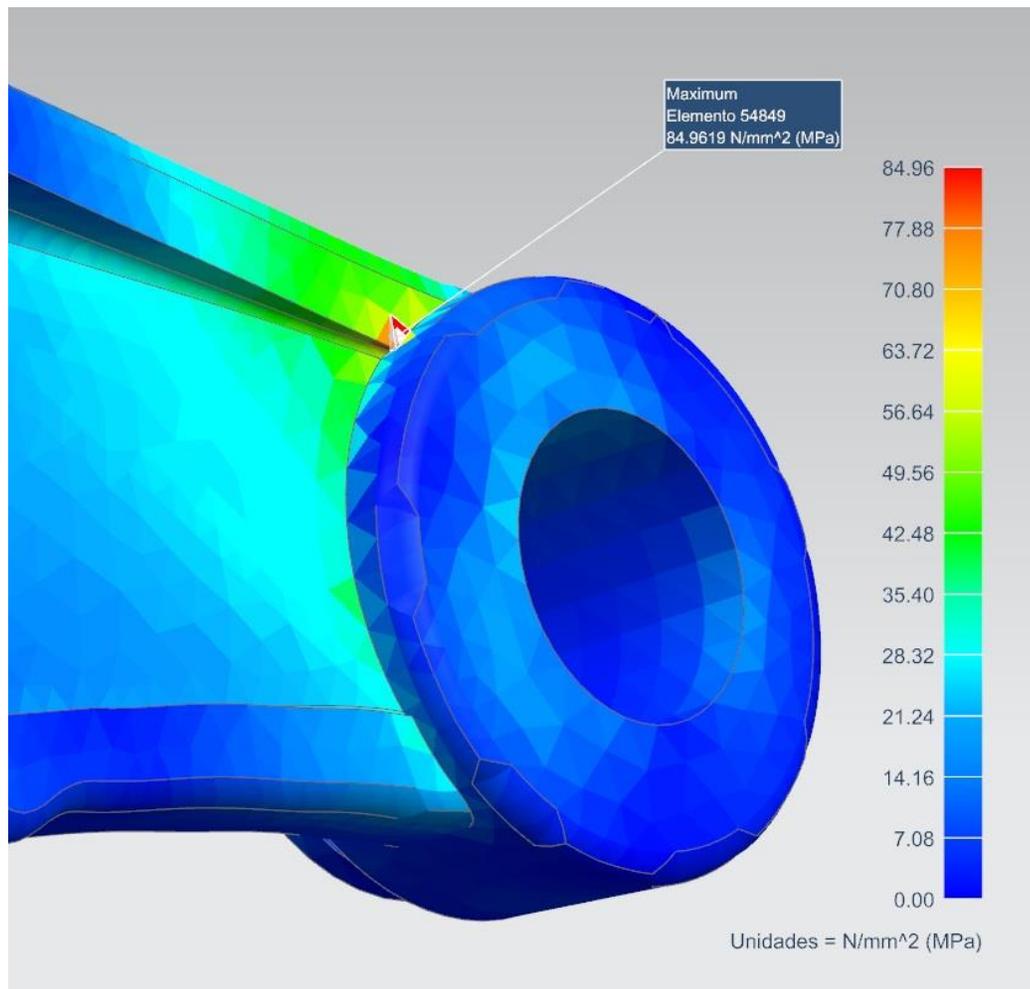


Figura 35. Esfuerzo máximo.

Adicionalmente se pueden identificar sectores de concentración de esfuerzos secundarios en el resto de la estructura del brazo (Figura 36). Los mismos que no superan un valor máximo de 54.179 MPa.

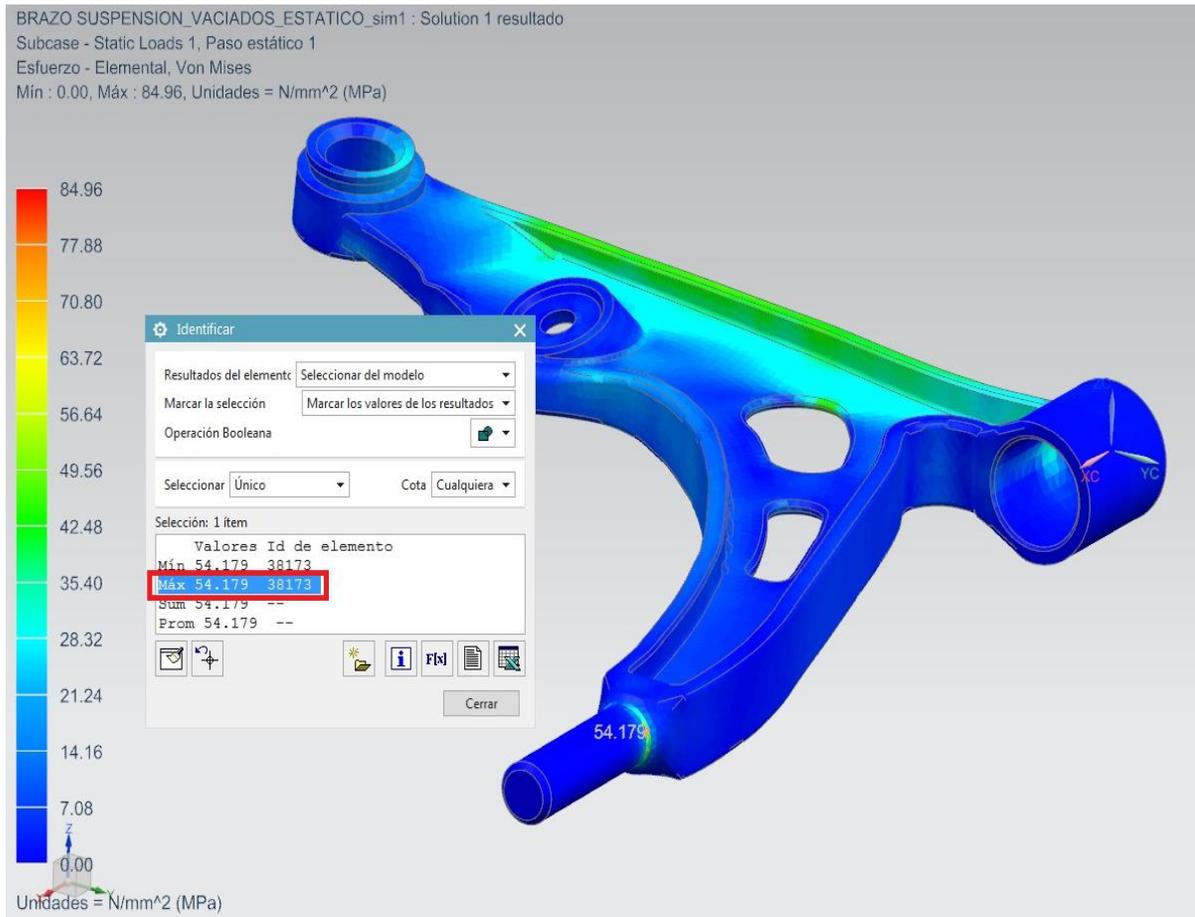


Figura 36. Esfuerzos secundarios.

Otro punto a ser tomado en cuenta, es el desplazamiento nodal, el cual indica que el valor máximo de deformación encontrada en la estructura analizada es de 0.199 mm. (Figura37).

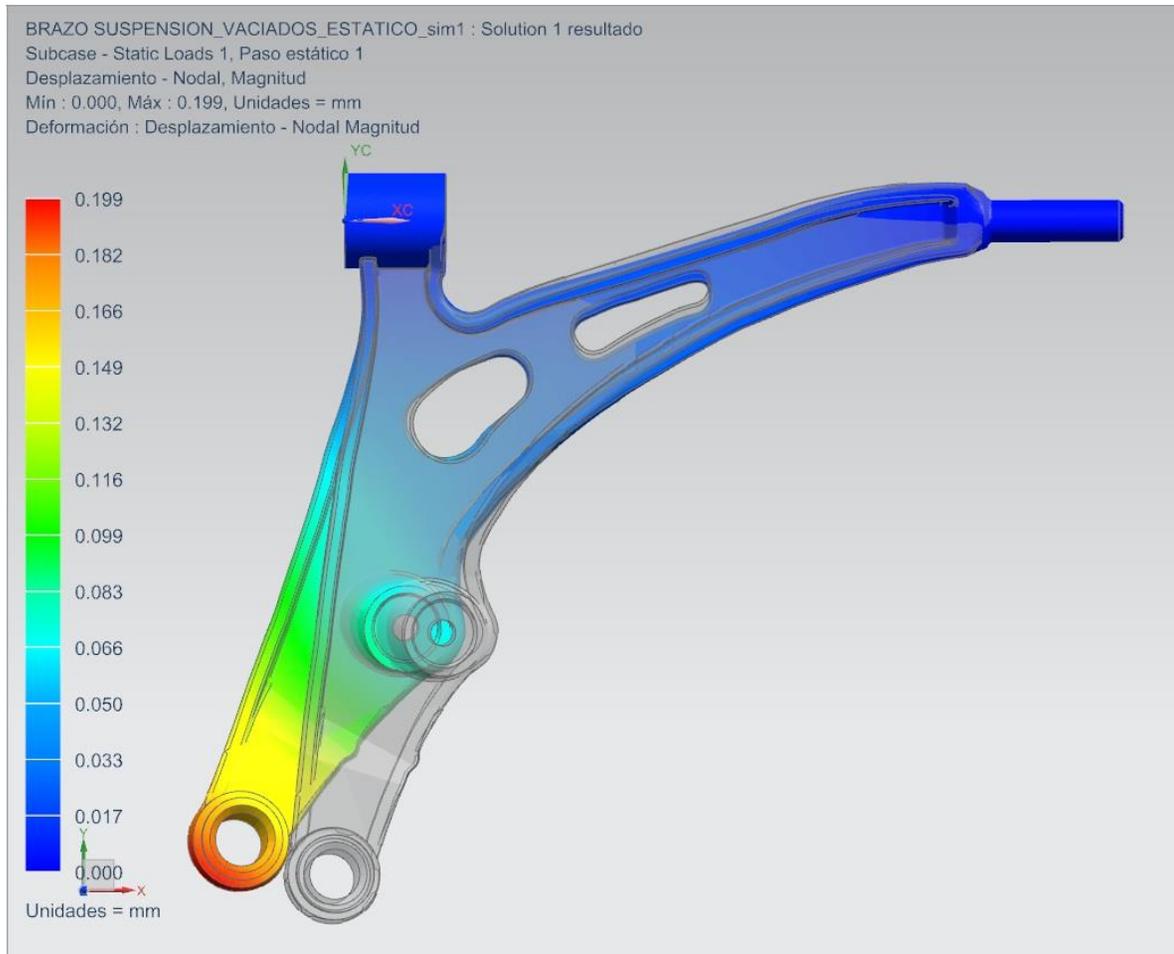


Figura 37. Desplazamiento máximo.

Análisis de pandeo

El objetivo del análisis es identificar la carga crítica de pandeo soportada por el brazo de suspensión, para lo cual se crea un nuevo archivo de simulación para un análisis de tipo estructural, pero en este caso se emplea una solución del tipo SOL 105 pandeo lineal (Figura 38).

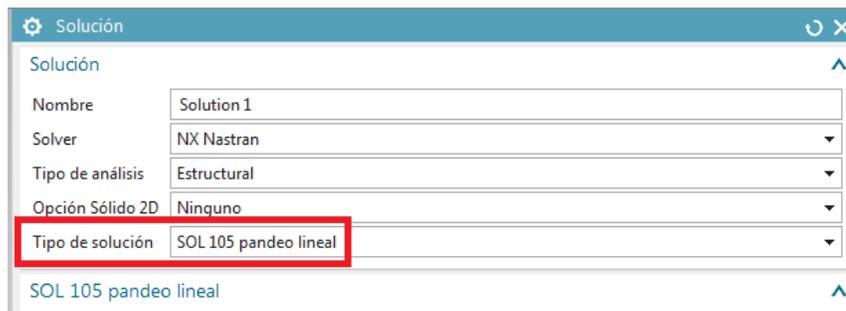


Figura 38. Solución pandeo lineal.

Las condiciones de borde empleadas para las restricciones del modelo son las mismas que se aplicaron en el análisis estático estructural anterior, por lo que se conserva el valor para el tamaño de mallado y el tipo de material usado.

El valor de la carga de rodamiento para la fuerza horizontal empleada en el análisis inicial es sustituido por un valor de 1N (Figura 39), el cual actuará como un coeficiente para obtener la carga máxima admisible analizando el primer modo de pandeo.

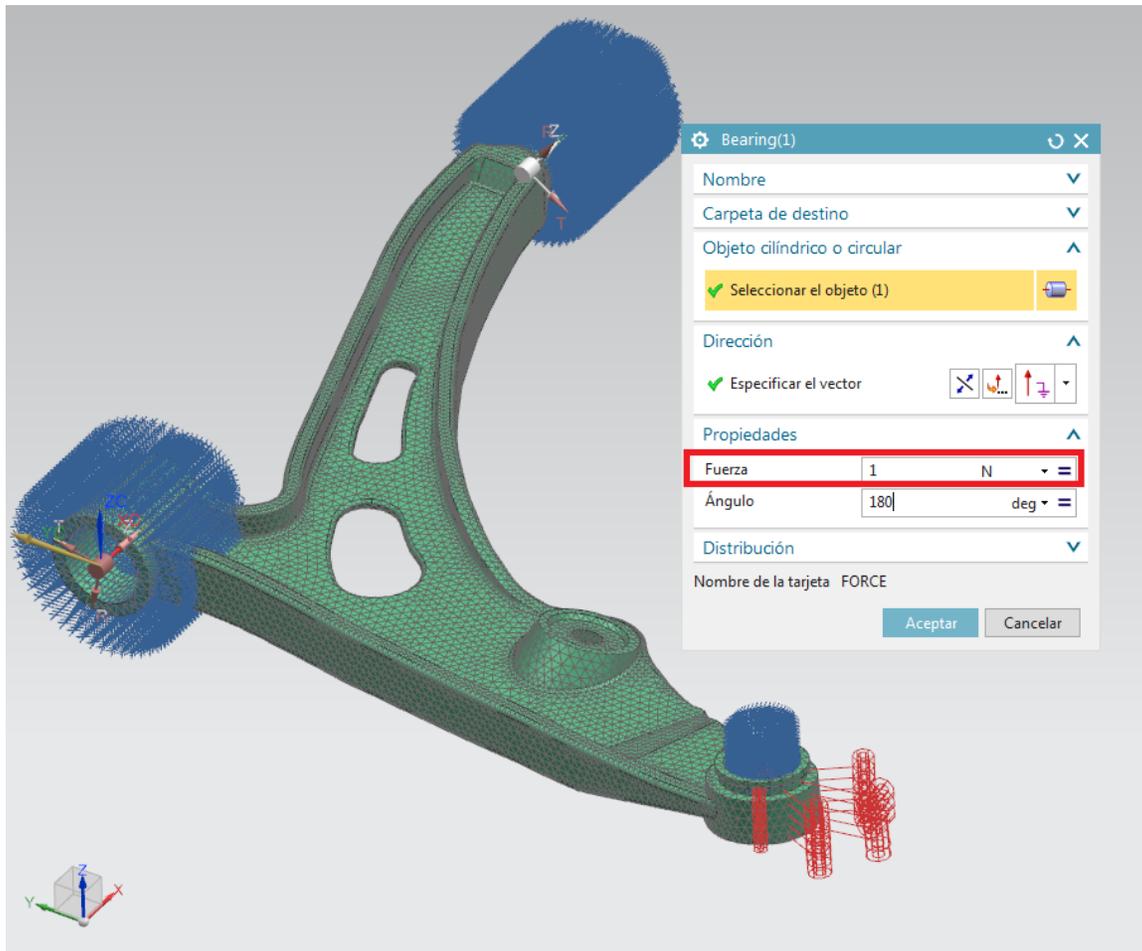


Figura 39. Carga horizontal para pandeo.

Después de haberse ejecutado el análisis se puede identificar que el valor para la carga máxima admisible en el modelo es de **307.481 KN**. Con un desplazamiento máximo nodal de 1mm en la estructura (Figura 40).

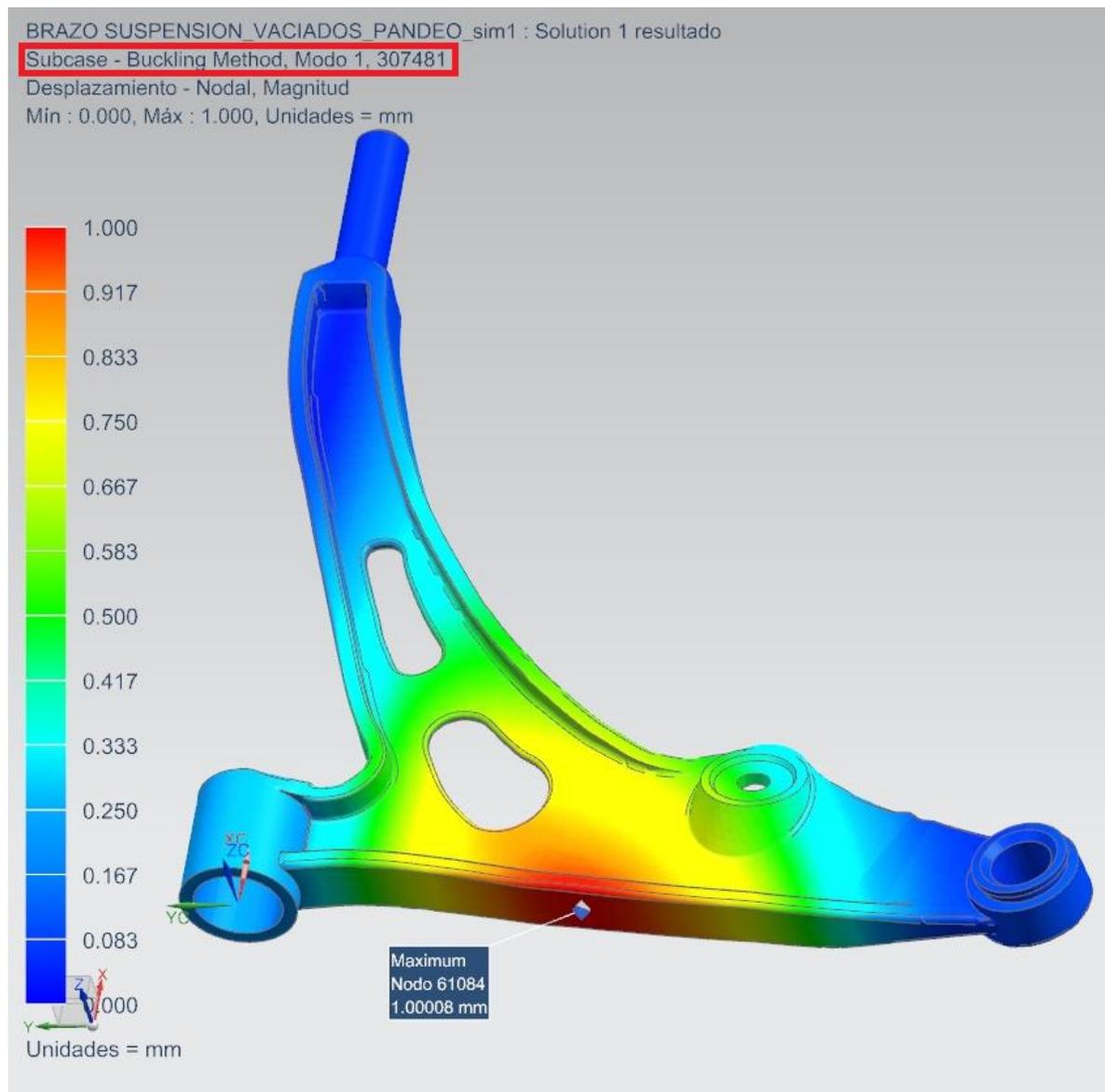


Figura 40. Desplazamiento máximo de pandeo.

Así mismo el esfuerzo máximo encontrado para que la estructura del brazo de suspensión falle por pandeo corresponde a un valor de 312.915 MPa y se encuentra en el nodo número 54849, ubicada en la zona crítica identificada en el análisis estático, cerca del alojamiento de la rótula (Figura 41).

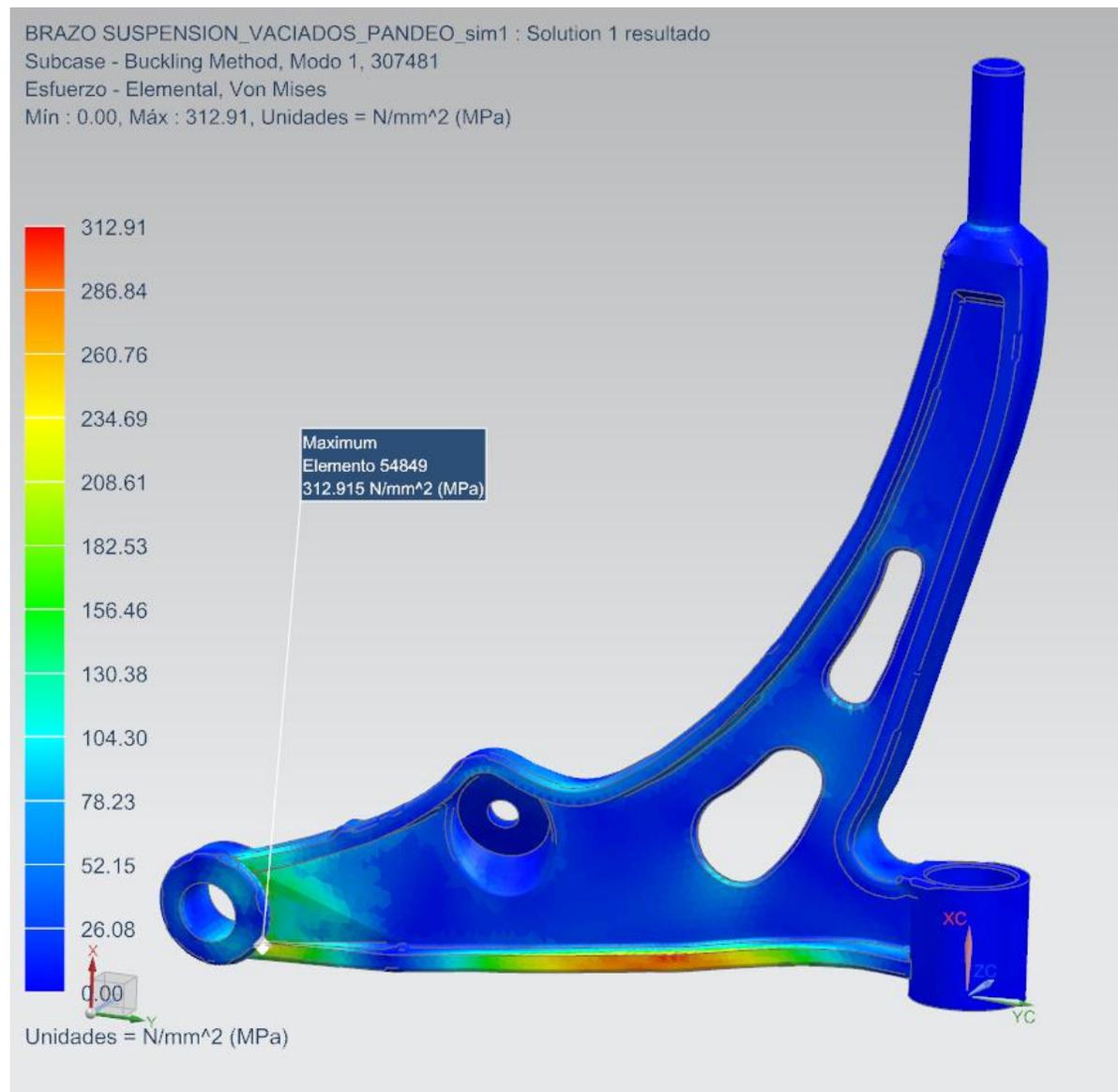


Figura 41. Esfuerzo máximo de pandeo.

Optimización Topológica del Brazo de Suspensión

Espacio de diseño y análisis FEM

Para obtener mejores resultados al momento de realizar el análisis de optimización y reducir el tiempo de cálculo computacional es recomendable que se simplifique la geometría del modelo. Por tal motivo se suprimieron los vaciados realizados en el modelo (Figura 42).

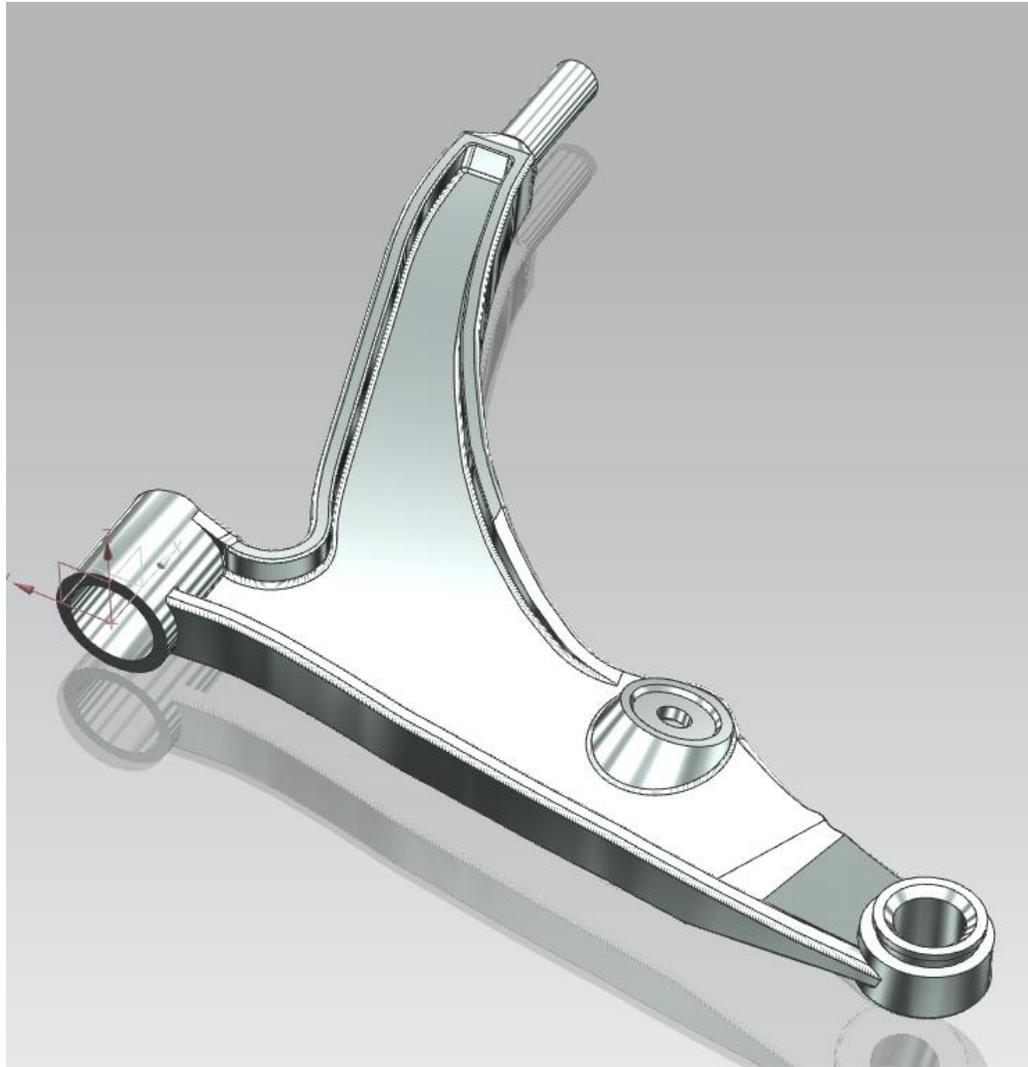


Figura 42. Modelo 3D sin vaciados.

Durante la ejecución del proceso de optimización topológica es necesario que dentro del modelo CAD del elemento de estudio se identifiquen los volúmenes donde se llevará a cabo la redistribución del material, así como, regiones en donde no se variará en absoluto la geometría del mismo. Para esto se recomienda preparar previamente el sólido empleando herramientas de modelado como el comando “Dividir cuerpos” (Figura 43). De esta manera se agilizará la selección de los elementos correspondientes a cada una de las zonas en los pasos siguientes.

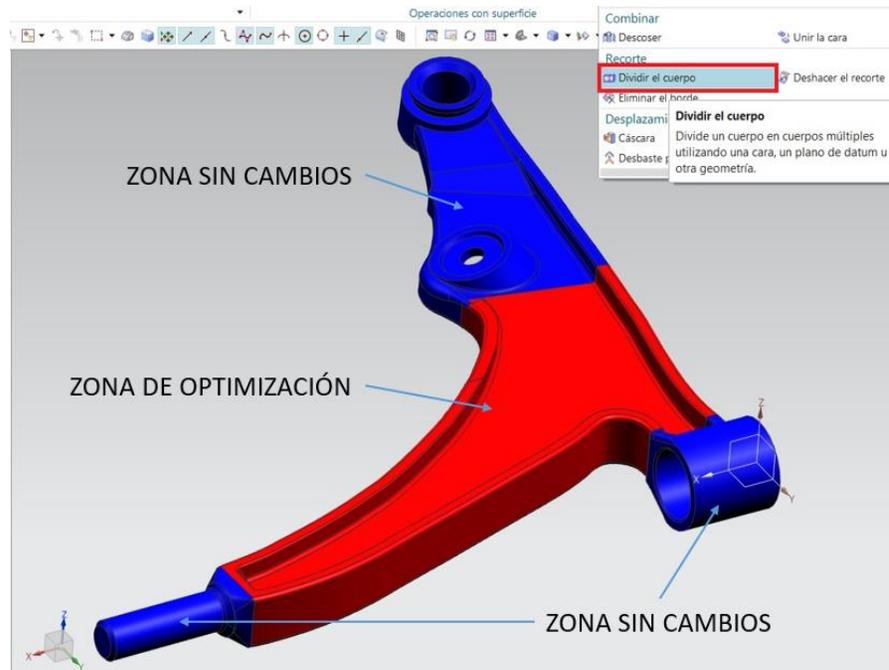


Figura 43. Dividir el cuerpo.

Una vez con la geometría del modelo 3D delimitada, se configura nuevamente un análisis estático a base de la solución **Estático lineal SOL 101- restricciones globales**, donde se realiza reiteradamente la discretización de toda la geometría (Figura 44), manteniendo el tipo de mallado **CETRA (10)** y el tamaño de malla preestablecido en el estudio anterior que corresponde a un valor de 4mm.

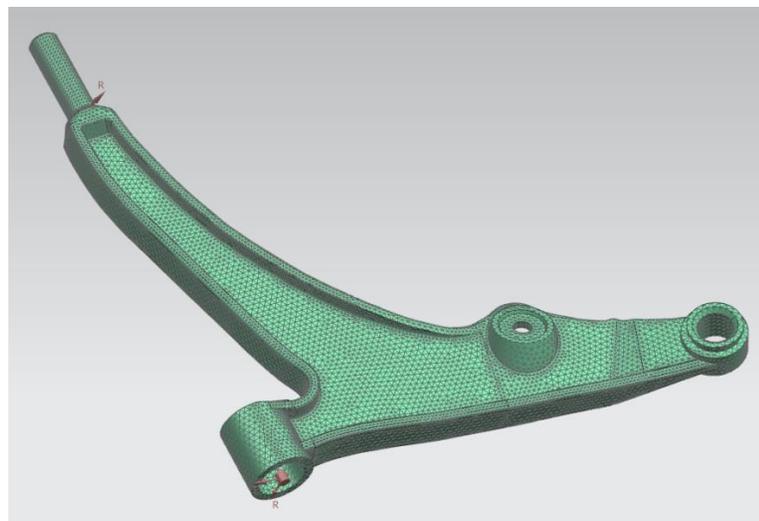


Figura 44. Mallado modelo sin vaciados.

Seguidamente se crean grupos de los elementos propios a cada región, empleándose para esto el comando “Grupo” (Figura 45). Estos grupos de elementos servirán para que en el análisis de optimización topológica se puedan identificar las zonas de restricción donde se efectuará la redistribución de la masa y donde el sólido no sufrirá ningún cambio.

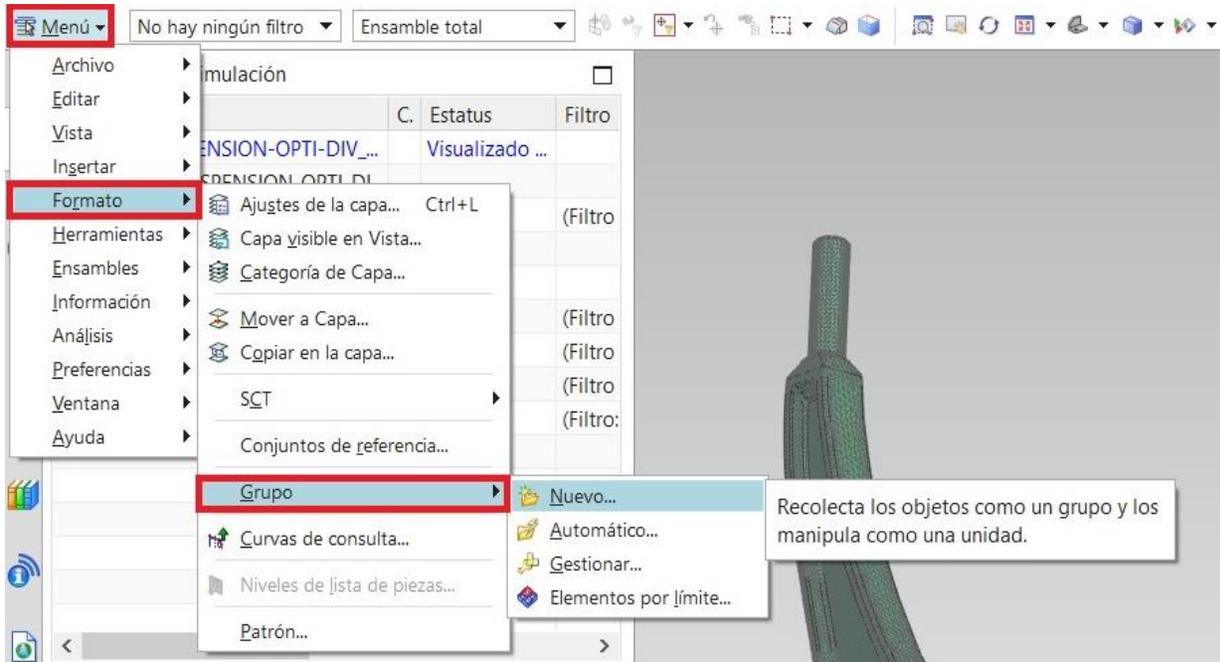


Figura 45. Crear Grupo.

Es de suma importancia que se emplee como método de selección la opción “Elementos relacionados”, para que se seleccionen en conjunto todos los elementos adyacentes de la zona requerida, así como también se identifique claramente a cada una de las regiones creadas en el modelo (Figura 46).

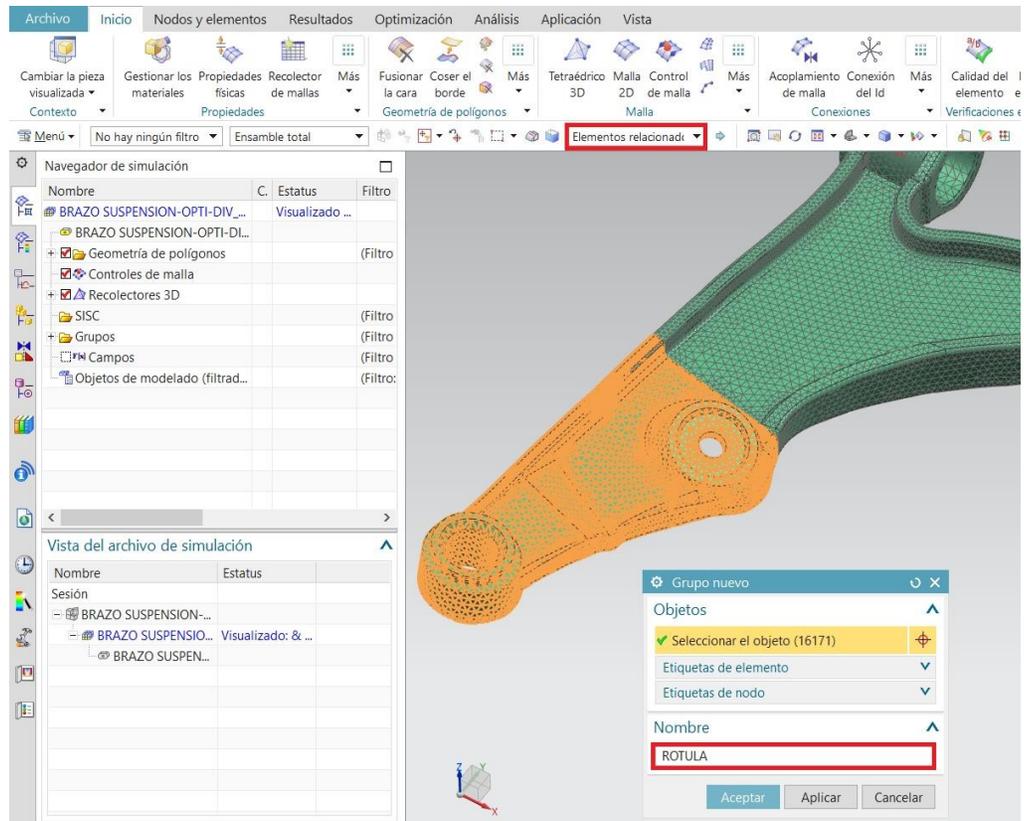


Figura 46. Método de selección de elementos sección rótula.

Posteriormente con todos los conjuntos de elementos delimitados, se continúa con el análisis estático lineal, aplicando las condiciones de borde como cargas, sujeciones y materiales de manera exacta que, en el análisis ejecutado previamente (Figura 47).

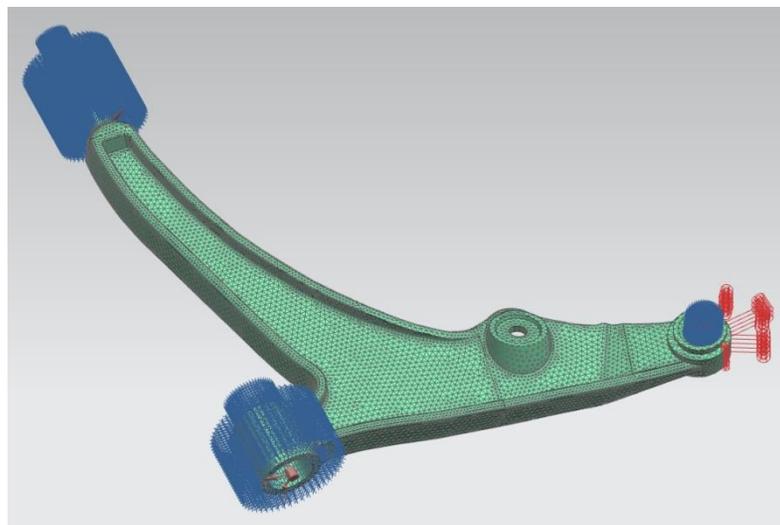


Figura 47. Condiciones de borde para análisis para optimización.

Una vez con todas las restricciones y cargas establecidas correctamente según las condiciones ya planteadas, se ejecuta la solución dando inicio al proceso de cálculo computacional.

Una vez que el programa finaliza los cálculos se obtienen como resultado los siguientes datos.

El desplazamiento nodal máximo hallado en la estructura del brazo es de 0.197mm

(Figura 48)

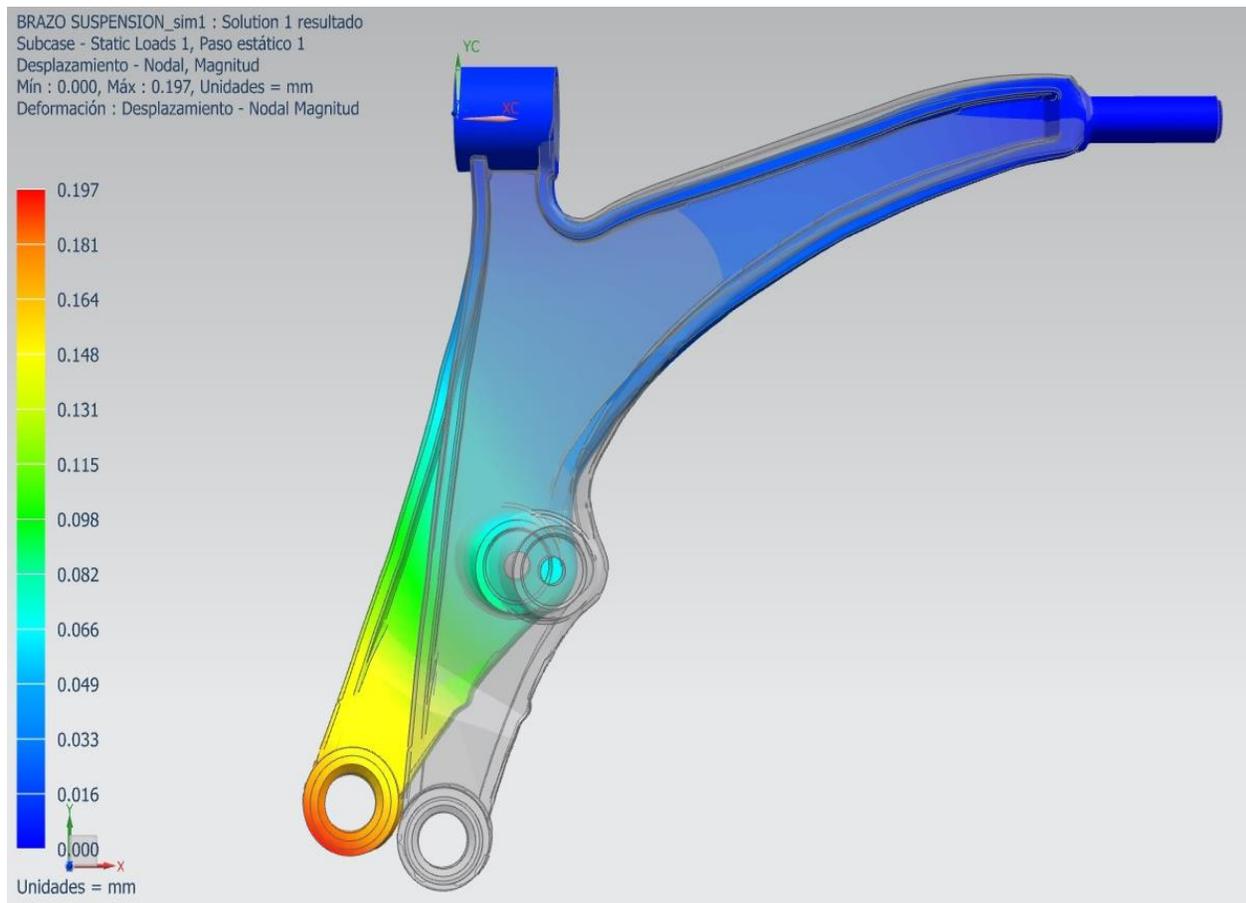


Figura 48. Deformación modelo sin vaciados

Según el criterio de Von Mises el esfuerzo elemental máximo hallado en el análisis estático lineal realizado al brazo de suspensión con la geometría sin los vaciados en su geometría, corresponde a un valor de 77.318 MPa (Figura 49).

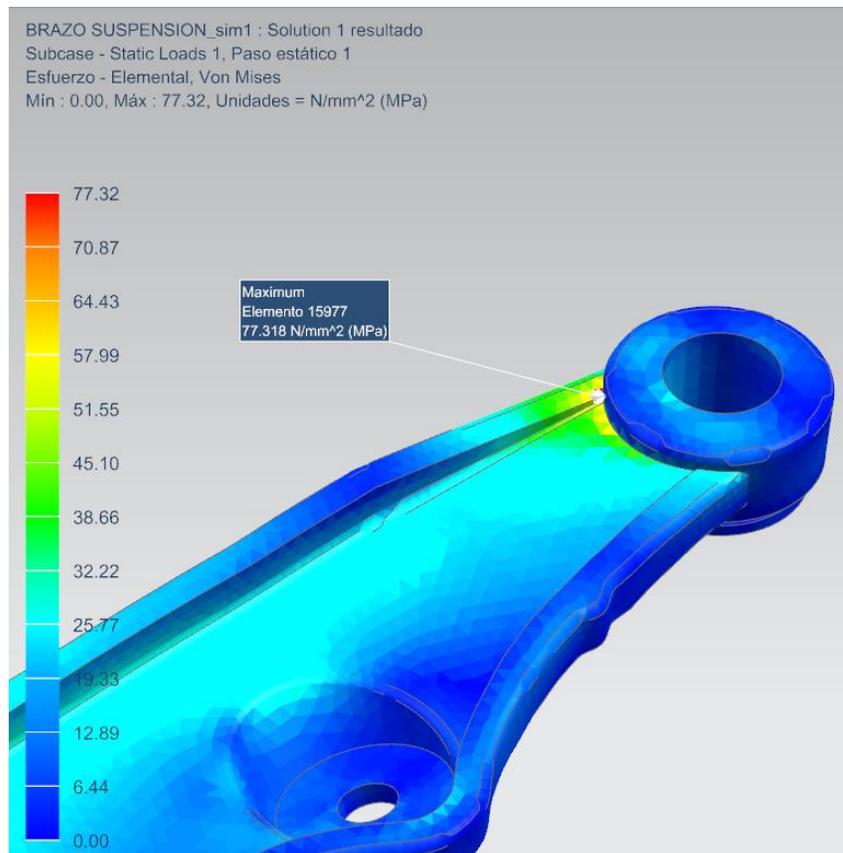


Figura 49. Esfuerzo máximo modelo sin vaciados.

Módulo de Optimización Topológica Siemens NX

Para ingresar al proceso de optimización topológica es necesario acceder al menú que se despliega al dar clic derecho en el estudio de simulación ejecutado previamente (Figura 50).

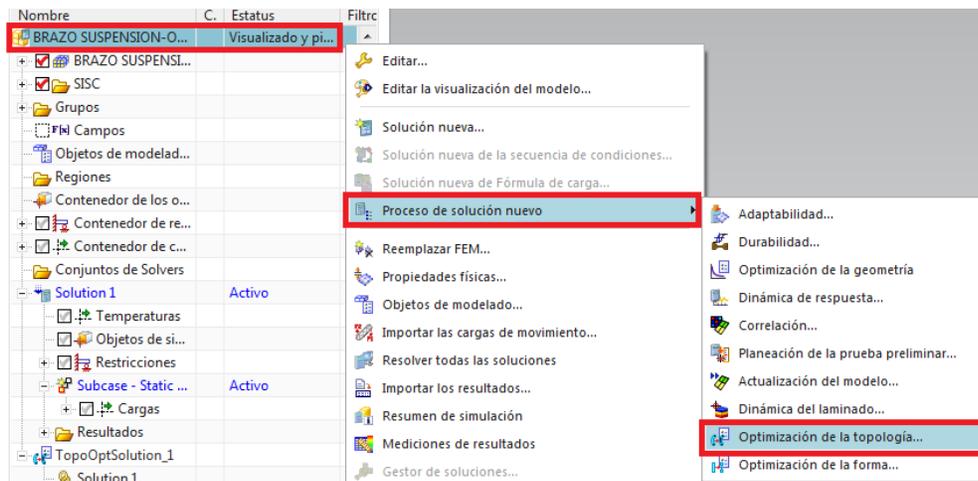


Figura 50. Ingreso módulo de optimización topológica.

Ajuste inicial.

Como primer paso se encuentra el ajuste inicial general en el cual se puede nombrar al estudio de optimización para posteriormente identificar los resultados (Figura 51).

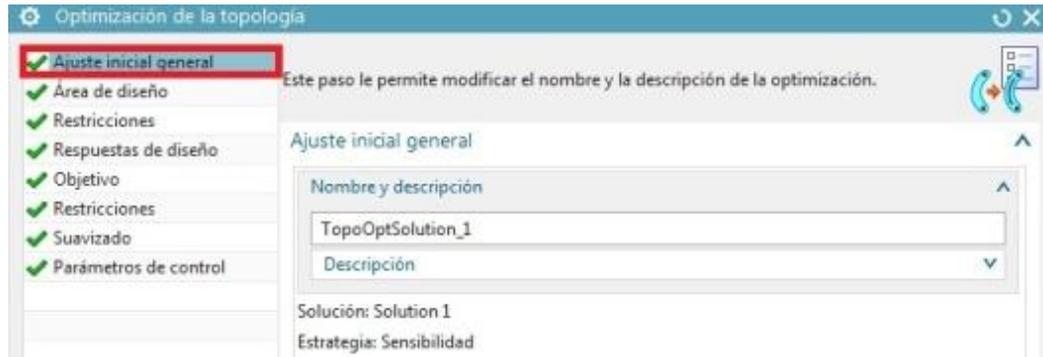


Figura 51. Ajuste inicial general.

Área de diseño.

En el siguiente punto se define un área de diseño para el estudio, para este caso en particular al tratarse de un solo componente se escoge en el menú a todos los elementos (Figura 52).

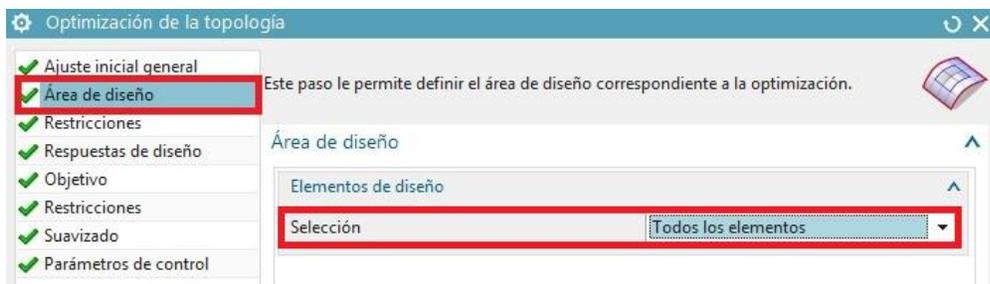


Figura 52. Área de diseño.

Restricciones geométricas.

A continuación, se designan las restricciones geométricas en los diferentes sectores del brazo de suspensión, considerando cada región del cuerpo el cual fue dividido previamente (Figura 53).



Figura 53. Restricciones geométricas.

Para las regiones que no serán afectadas con la variación en su volumen por el proceso de optimización topológica, se empleará la restricción de tipo “Congelado”, tomándose en cuenta que en el tipo de selección de los elementos de restricción se debe hacer referencia a los grupos de elementos creados con anterioridad.

En la figura 54, se puede observar la restricción de congelamiento aplicada al pin del brazo donde se ubica el bushing externo.

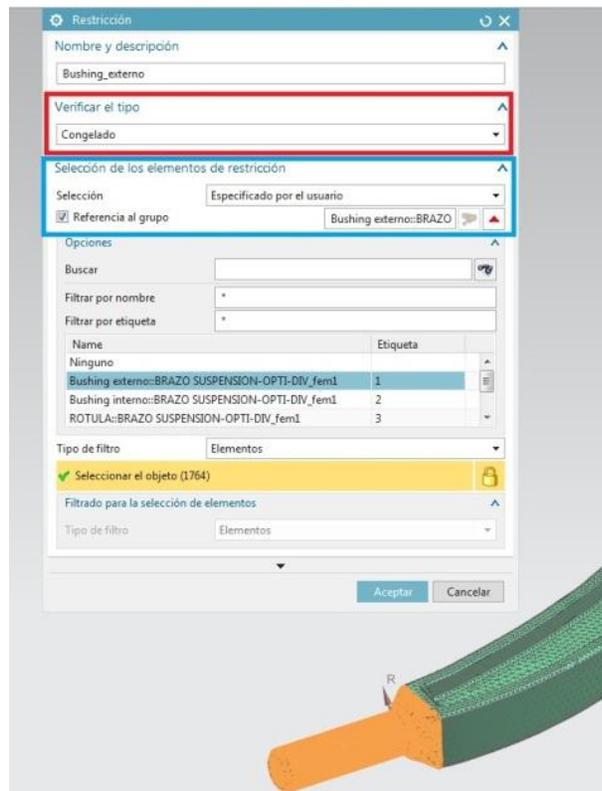


Figura 54. Restricción sección del bushing externo.

En la figura 55 se muestra la zona con el tipo de verificación congelada para los elementos correspondientes al sector donde se encuentra alojado el bushing interno del brazo de suspensión.

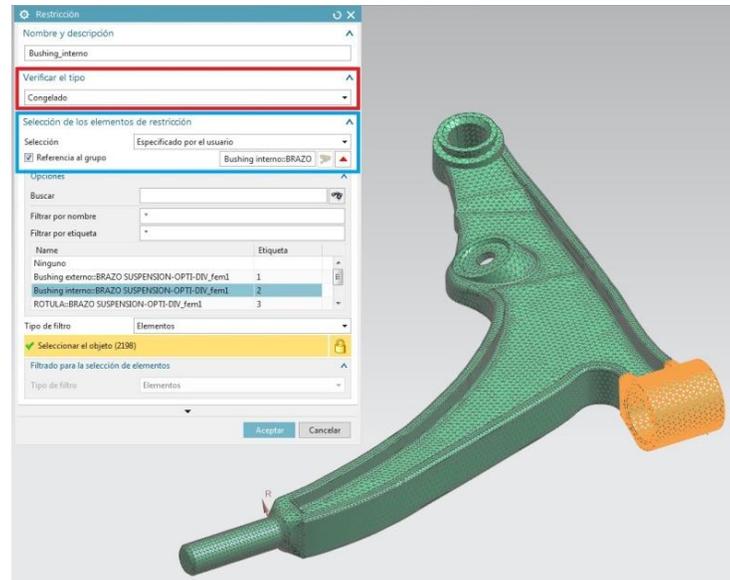


Figura 55. Restricción sección del bushing interno.

De la misma manera en la figura 56 se puede apreciar la sección de aislamiento correspondiente al espacio de alojamiento de la rótula que conecta con la mangueta del vehículo y la barra estabilizadora.

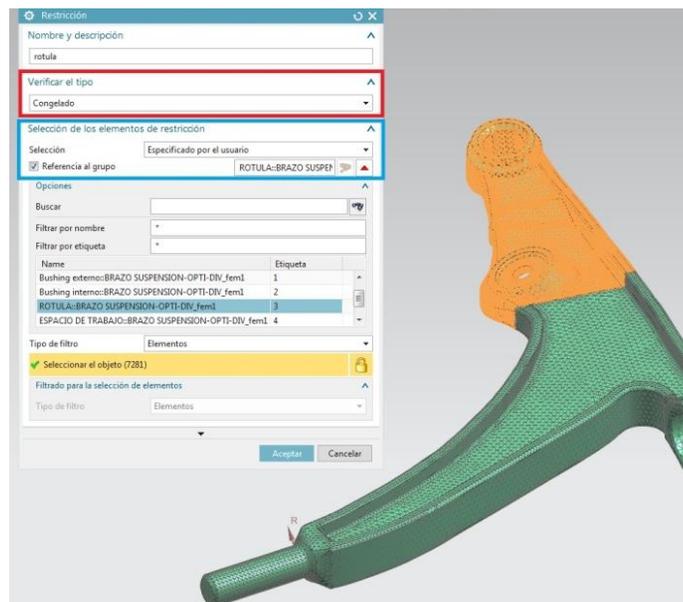


Figura 56. Restricción sección de la rótula.

En la restricción del espacio de trabajo donde la masa del componente será redistribuida, se emplea el tipo de verificación “Condición de simetría” con referencia al plano de simetría XY (Figura 57), esto ayudará a que se genere de mejor forma una geometría continua en los resultados, así como también se balancee la distribución de la masa del elemento de manera regular tanto en la dirección positiva y negativa del eje Z.

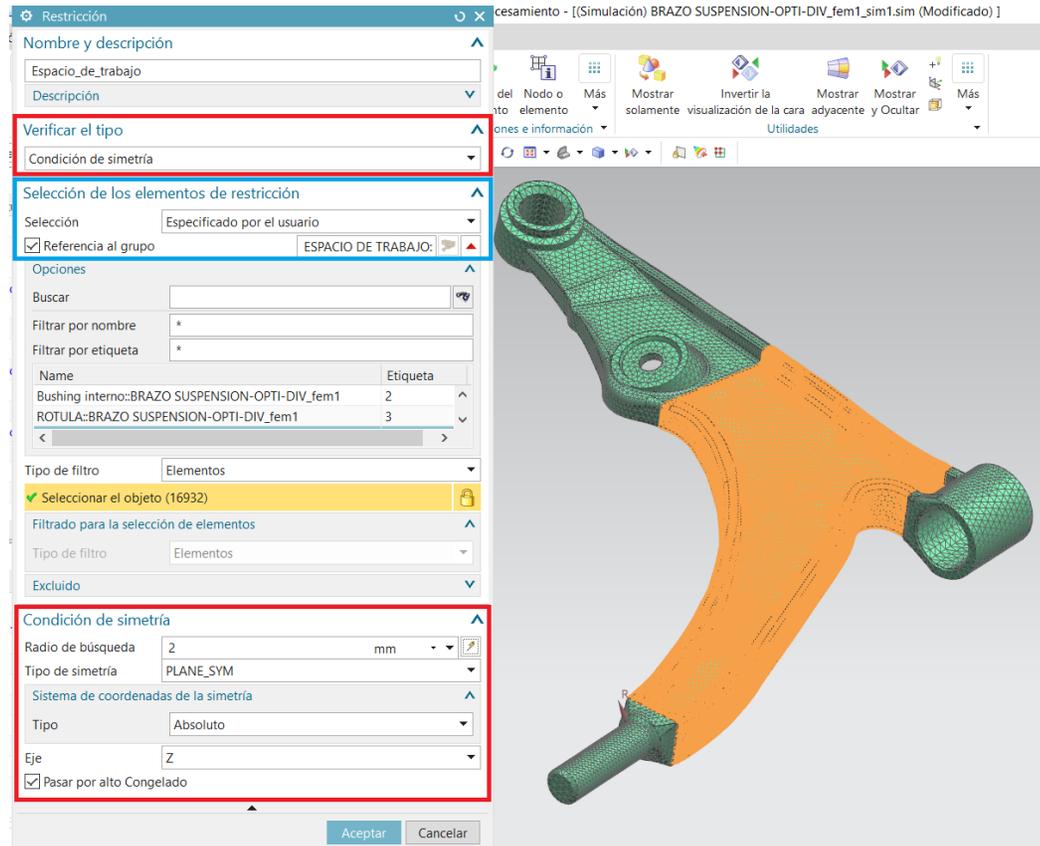


Figura 57. Restricción del espacio de trabajo.

Respuestas de diseño.

Seguidamente se configuran las respuestas de diseño que se desean obtener para el análisis (Figura 58), las mismas que se pueden considerar como las variables de control que se establecen en el proceso de simulación.



Figura 58. Respuestas de diseño.

Como primer tipo de respuesta de diseño se escogerá al valor de la energía de deformación, considerando al sub caso de carga estática con el cual fue analizado previamente el elemento (Figura 59).

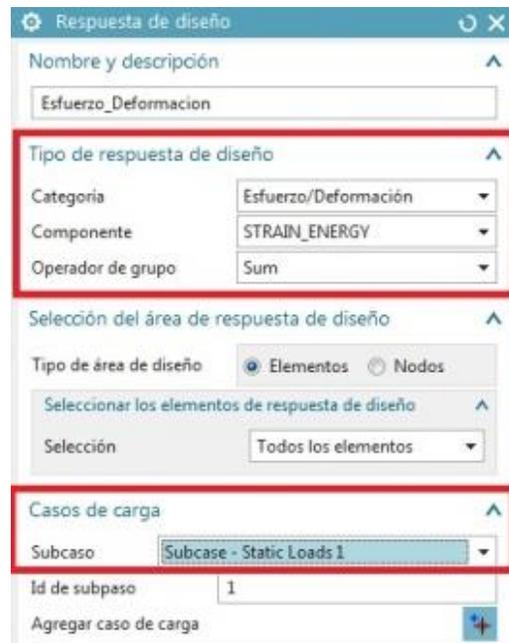


Figura 59. Energía de deformación.

El segundo tipo de respuesta de diseño a ser controlada será el volumen, aplicándose a todos los elementos que forman parte del grupo del espacio de diseño donde se realizará la optimización (Figura 60).



Figura 60. Volumen.

Objetivo.

Consecutivamente se designa el objetivo de la optimización, el cual será minimizar la cantidad de energía de deformación que se genera en la estructura (Figura 61).

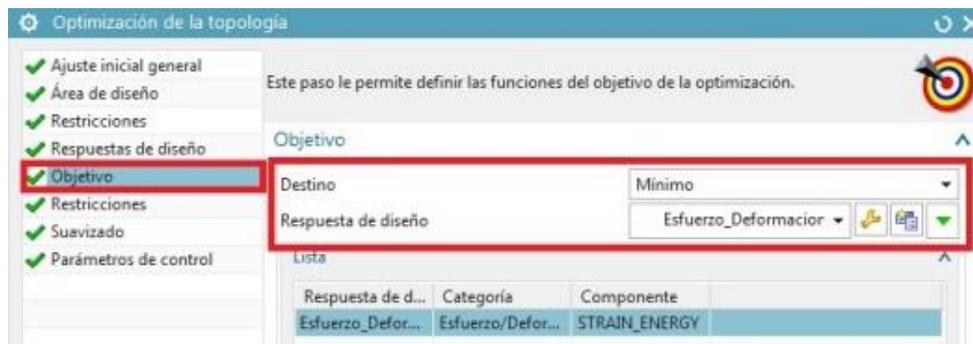


Figura 61. Objetivo de optimización.

Restricciones según respuestas de diseño.

El paso siguiente es determinar que se cumplan los objetivos de optimización mediante restricciones basadas en las respuestas de diseño previamente establecidas (Figura 62).



Figura 62. Restricción para respuesta de diseño.

Para este caso se empleó una restricción para que la reducción en el volumen del espacio de diseño no supere el 50%, todo esto manteniendo al mínimo posible la energía de deformación interna producida en el brazo de suspensión (Figura 63).

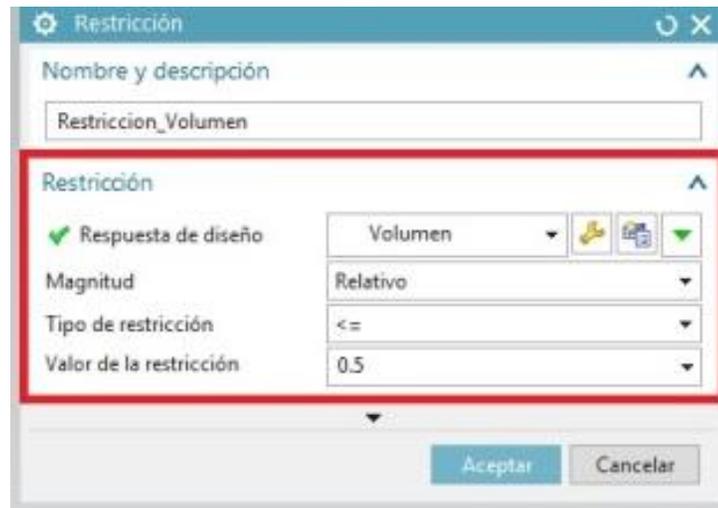


Figura 63. Restricción de volumen máximo.

Suavizado.

Para que se obtengan varios resultados de cuerpos optimizados y un mayor número de datos de salida, es necesario que se inserten algunos parámetros de suavizado correspondientes a las geometrías que se generaran durante el proceso (Figura 64).



Figura 64. Suavizado.

Al momento de crear un nuevo suavizado, se debe variar el valor ISO para obtener diferentes resultados en cada pos procesamiento individual de la geometría optimizada, así mismo en el formato de salida se recomienda escoger la opción de estereolitografía (.STL) para facilitar la interpretación de los resultados (Figura 65).

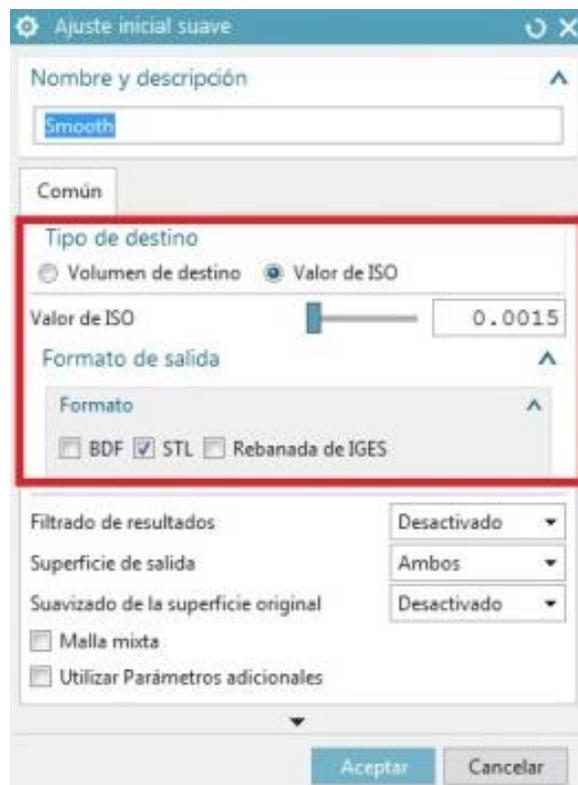


Figura 65. Formato de salida.

Parámetros de control.

Como paso final para que se pueda ejecutar correctamente el cálculo computacional de optimización del elemento analizado, se establece un valor de 50 iteraciones como número máximo en los parámetros de control (Figura 66), este valor es el doble que el establecido por defecto en el software, con esto se garantiza una mejor convergencia en los resultados.

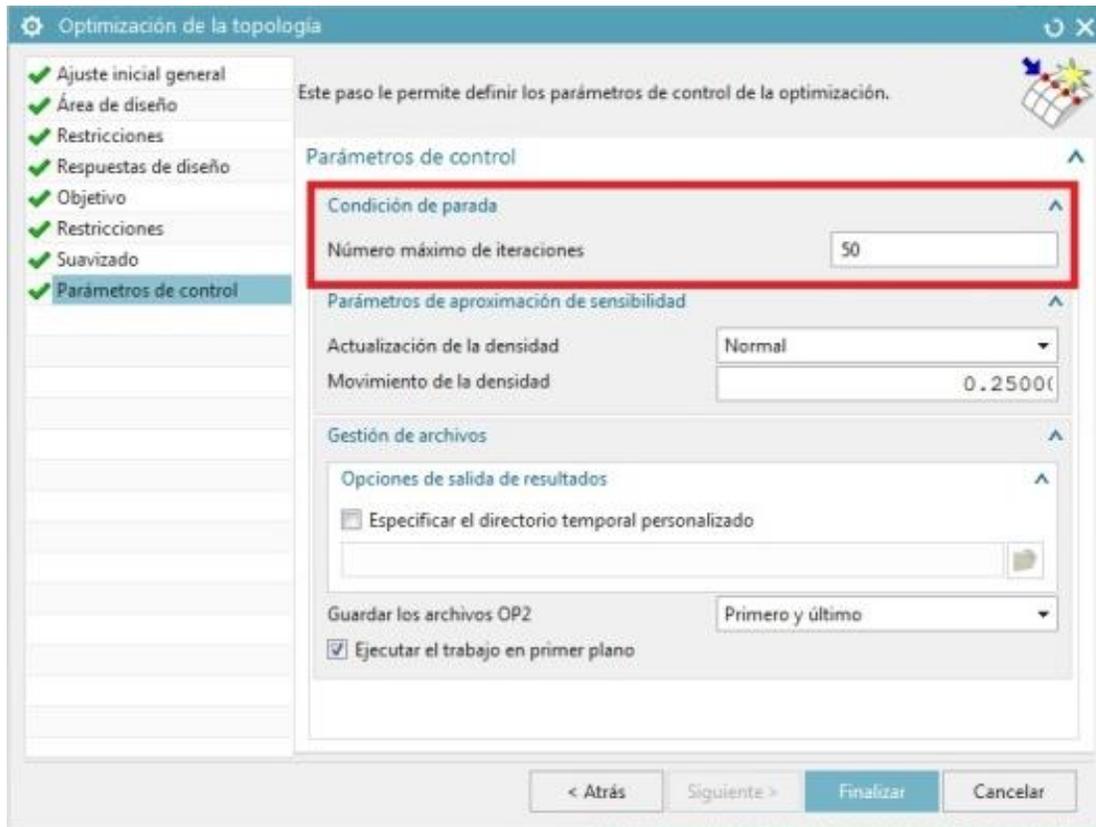


Figura 66. Número de iteraciones.

Con todos los parámetros correctamente definidos se finaliza el módulo de optimización topológica para que el solver empiece a realizar los cálculos computacionales correspondientes hasta llegar a converger en una solución final.

Geometría optimizada

Posterior al cálculo computacional es posible obtener los resultados del proceso de optimización topológica de forma gráfica, de manera similar que en otros análisis de elementos finitos.

En la figura 67 se muestran la ruta de concentración de esfuerzos elementales principales en la estructura.

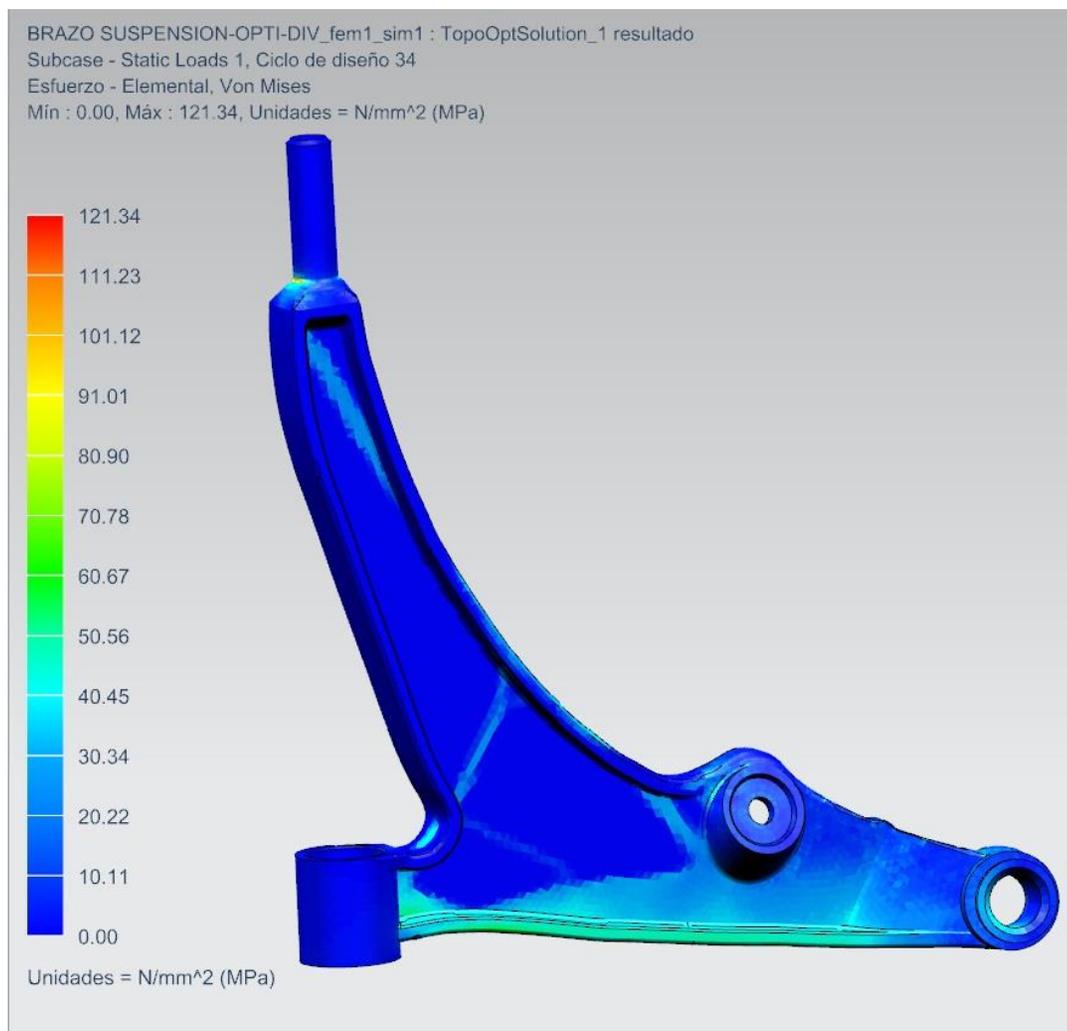


Figura 67. Esfuerzos elementales de optimización lado 2.

De forma similar en la figura 68 se aprecia el valor máximo de energía de deformación 0.163 N-mm.

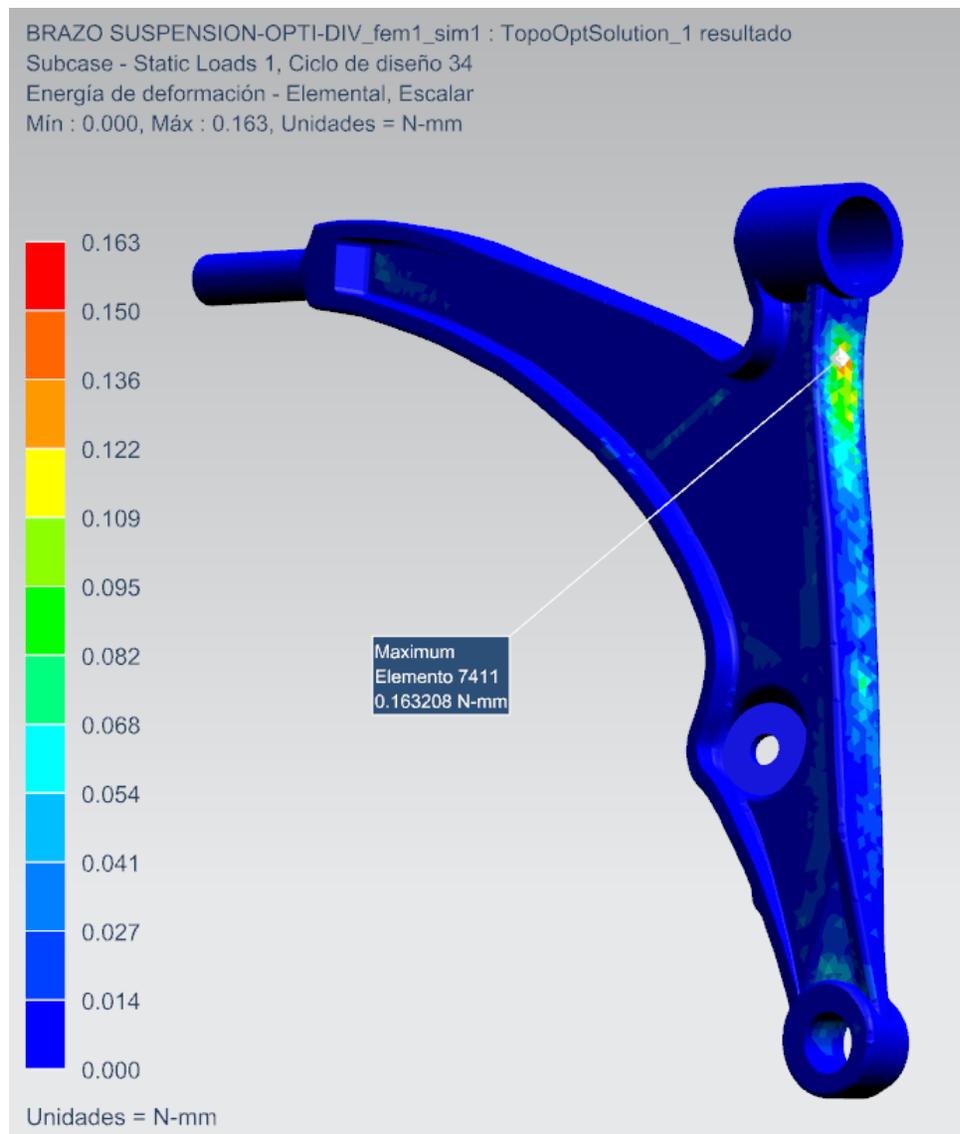


Figura 68. Energía de deformación

Como resultado primordial del análisis se obtienen los valores de la densidad normalizada del material (Figura 69), en donde se observa como el algoritmo de optimización realizó la redistribución de la masa del componente. Las zonas donde la densidad es menor se identifican en un espectro de color más frío.

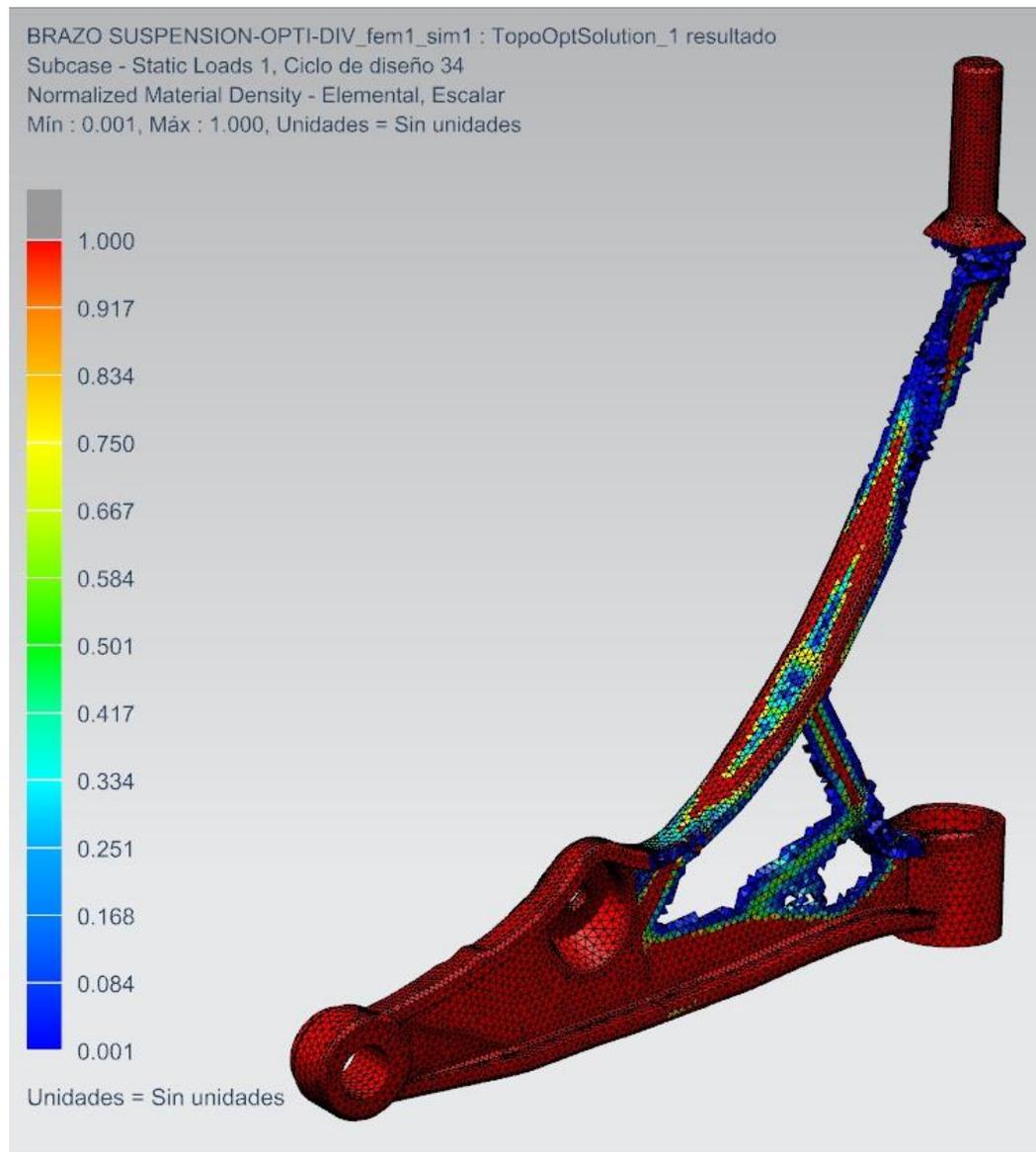


Figura 69. Densidad normalizada del material

El siguiente punto es analizar las geometrías generadas con los distintos valores de suavizado (Figura 70), estas se crean como archivos externos al análisis en formato de estereolitografías, las cuales pueden ser importadas al interfaz del software NX como en procedimientos anteriores para su revisión detallada.

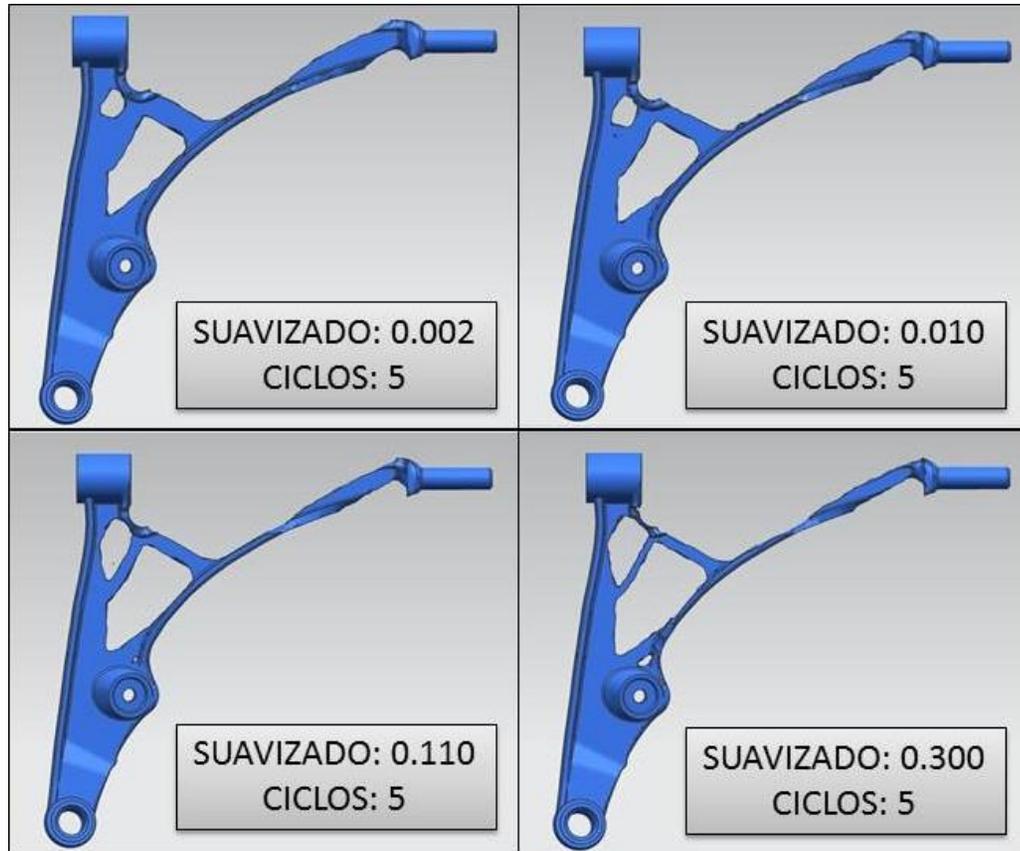


Figura 70. Geometrías generadas

Tras varias revisiones detalladas en la geometría de los distintos resultados, se considera emplear como modelo para ejecutar la reingeniería del brazo a la estereolitografía obtenida con un valor de suavizado de 0,002, debido a que, a diferencia del resto de opciones inspeccionadas, esta presenta ampliamente una menor cantidad de discontinuidades y elementos dispersos en su forma.

Reingeniería del brazo de suspensión

Como punto de partida para la reingeniería del brazo inferior de suspensión es necesario importar la geometría generada por el proceso de optimización topológica junto con el modelo sólido previamente analizado del cual se retirará material hasta llegar a tener un cuerpo sólido con la forma optimizada (Figura 71).

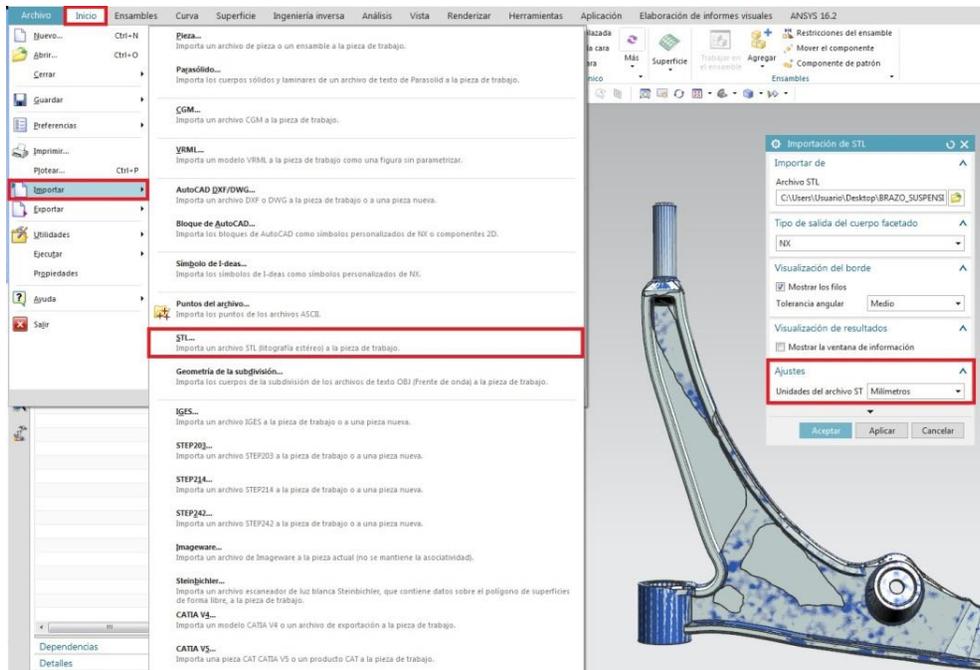


Figura 71. Modelo sólido y geometría optimizada

Una vez con ambos cuerpos en el interfaz de NX, es recomendable cambiar el nivel de translucidez del modelo sólido (Figura 72) con el fin de facilitar la visión en el área de trabajo y ejecutar de manera más óptima todas las operaciones de modelado 3D.

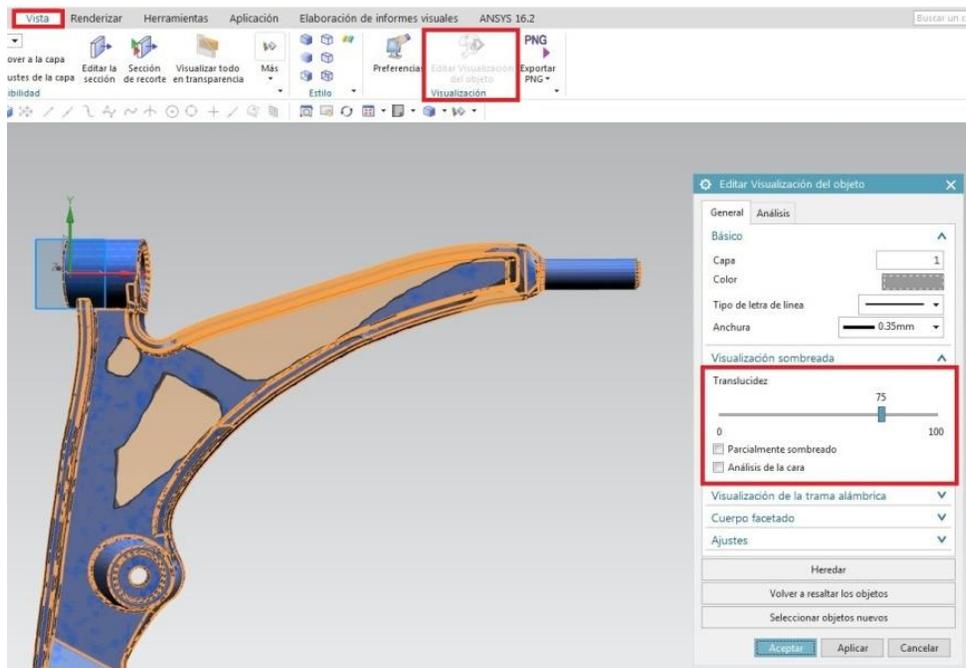


Figura 72. Editar visualización

Con la ayuda de croquis basados en splines de estudio se puede delinear el contorno aproximado de los vaciados obtenidos en el proceso de optimización (Figura 73), esto servirá para que por medio de las herramientas de modelado integradas en el software se retire el volumen considerado como no indispensable en la geometría, obteniéndose con esto una nueva parte aligerada.

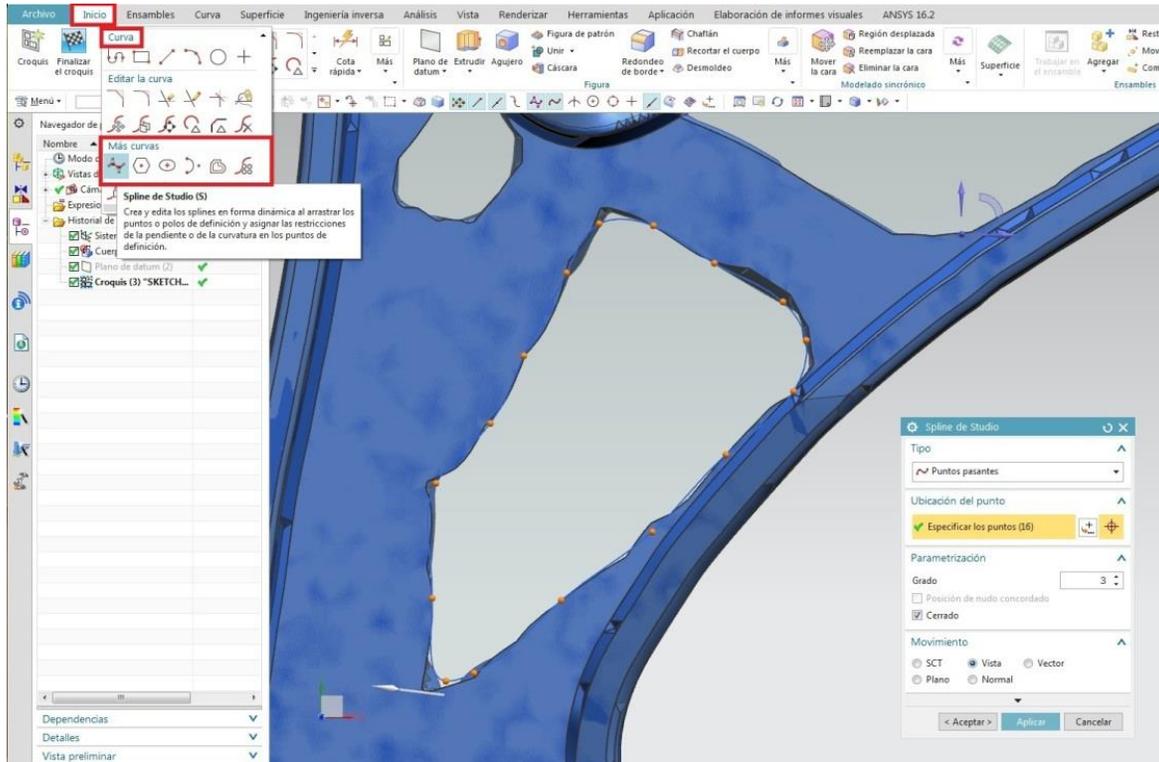


Figura 73. Coquizado de splines para vaciados

En la figura 74, se muestra el resultado de la geometría del brazo de suspensión optimizada, obtenida tras la finalización del proceso reingeniería mediante modelado 3D.

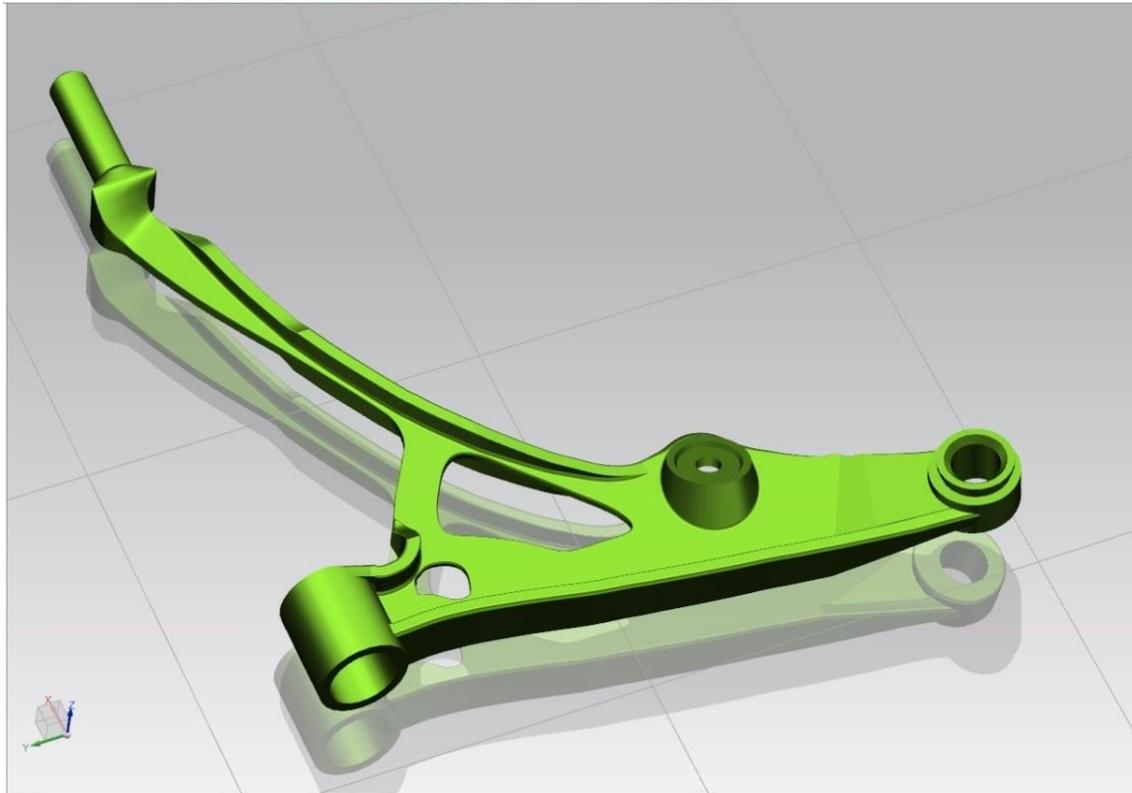


Figura 74. Modelo de brazo optimizado

La masa del brazo sometido a la reingeniería mediante el proceso de optimización topológica es de 1.833 Kg (Figura 75)

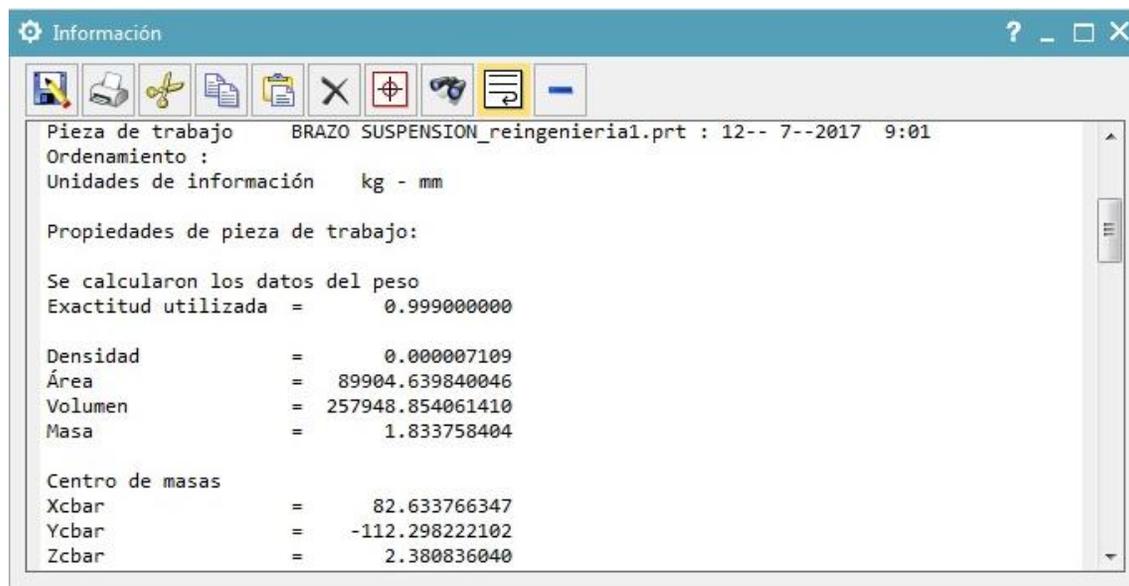


Figura 75. Valor de la masa del brazo optimizado

Análisis FEM del brazo Optimizado Topológicamente

Con el propósito de extraer información del comportamiento mecánico del brazo optimizado, este es sometido a los mismos tipos de análisis que previamente se realizaron con las anteriores geometrías.

Análisis estático lineal

Para la ejecución de este análisis de nuevo se emplea una solución del tipo Estático lineal SOL 101- restricciones globales, manteniendo las mismas condiciones de borde y cargas aplicadas en los análisis de la geometría original del brazo, así como también el tipo de material y tamaño de mallado (Figura 76).

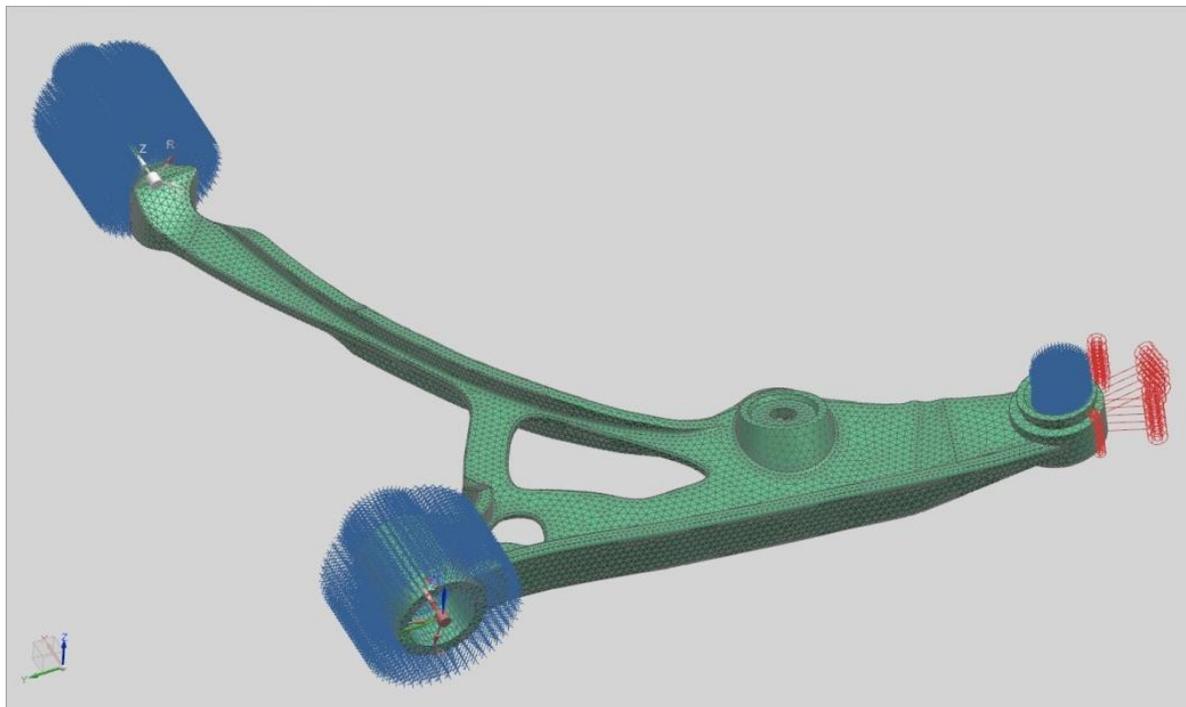


Figura 76. Restricciones, cargas y mallado del brazo optimizado

Después de que se ejecutó la solución del análisis mediante el solver de cálculo computacional del software, se obtuvieron los valores que pueden ser apreciados en las gráficas de post procesamiento siguientes.

El desplazamiento nodal máximo encontrado en la nueva geometría optimizada topológicamente del brazo de suspensión es de 0.223mm (Figura 77).

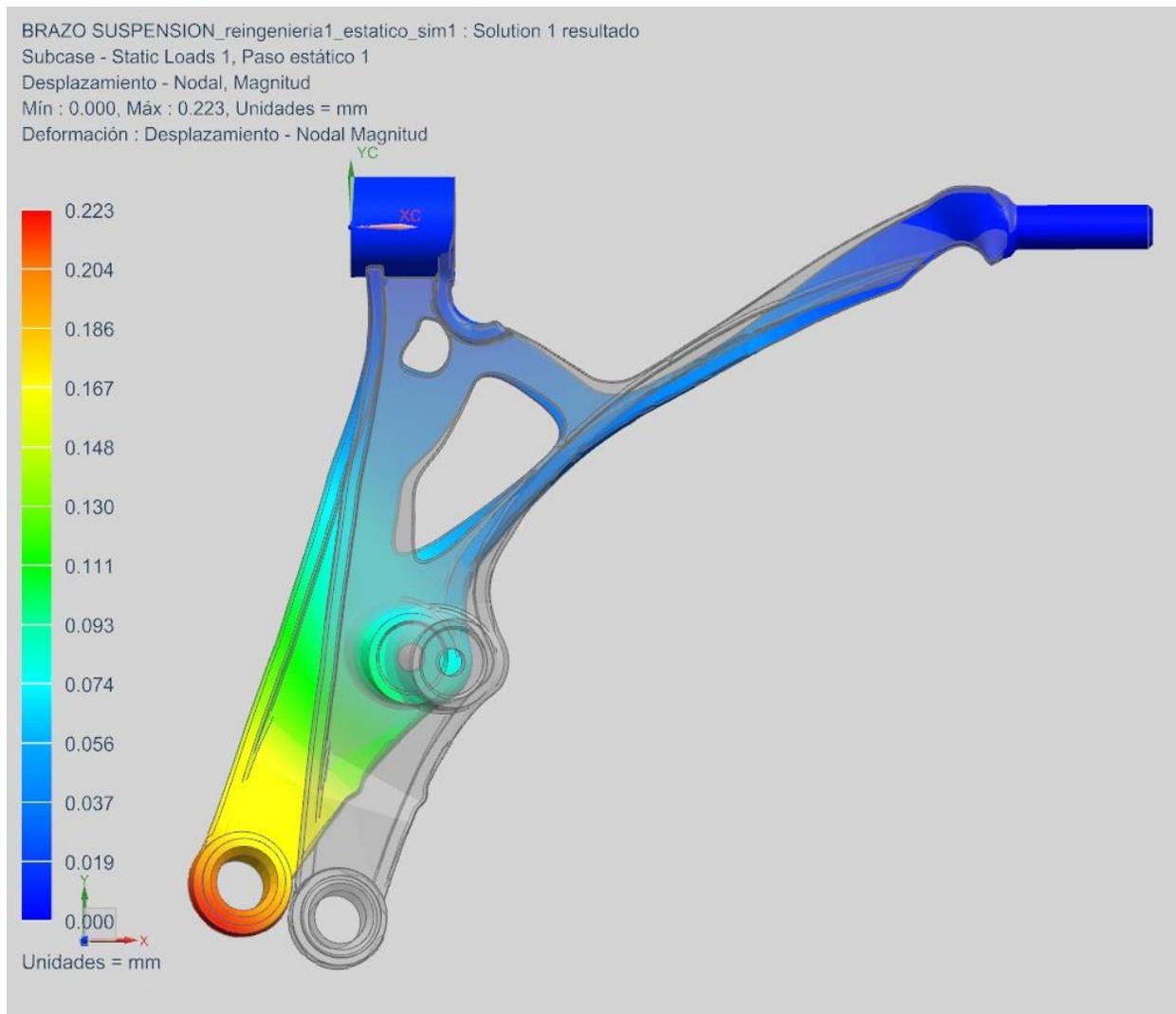


Figura 77. Desplazamiento máximo brazo optimizado

El valor del esfuerzo elemental máximo hallado según el criterio de Von Mises es de 90.181 MPa y se encuentra situado en el elemento número 50410

Este nodo se encuentra ubicado en la unión entre el pin de alojamiento para el bushing externo y el resto del cuerpo del brazo de suspensión (Figura 78).

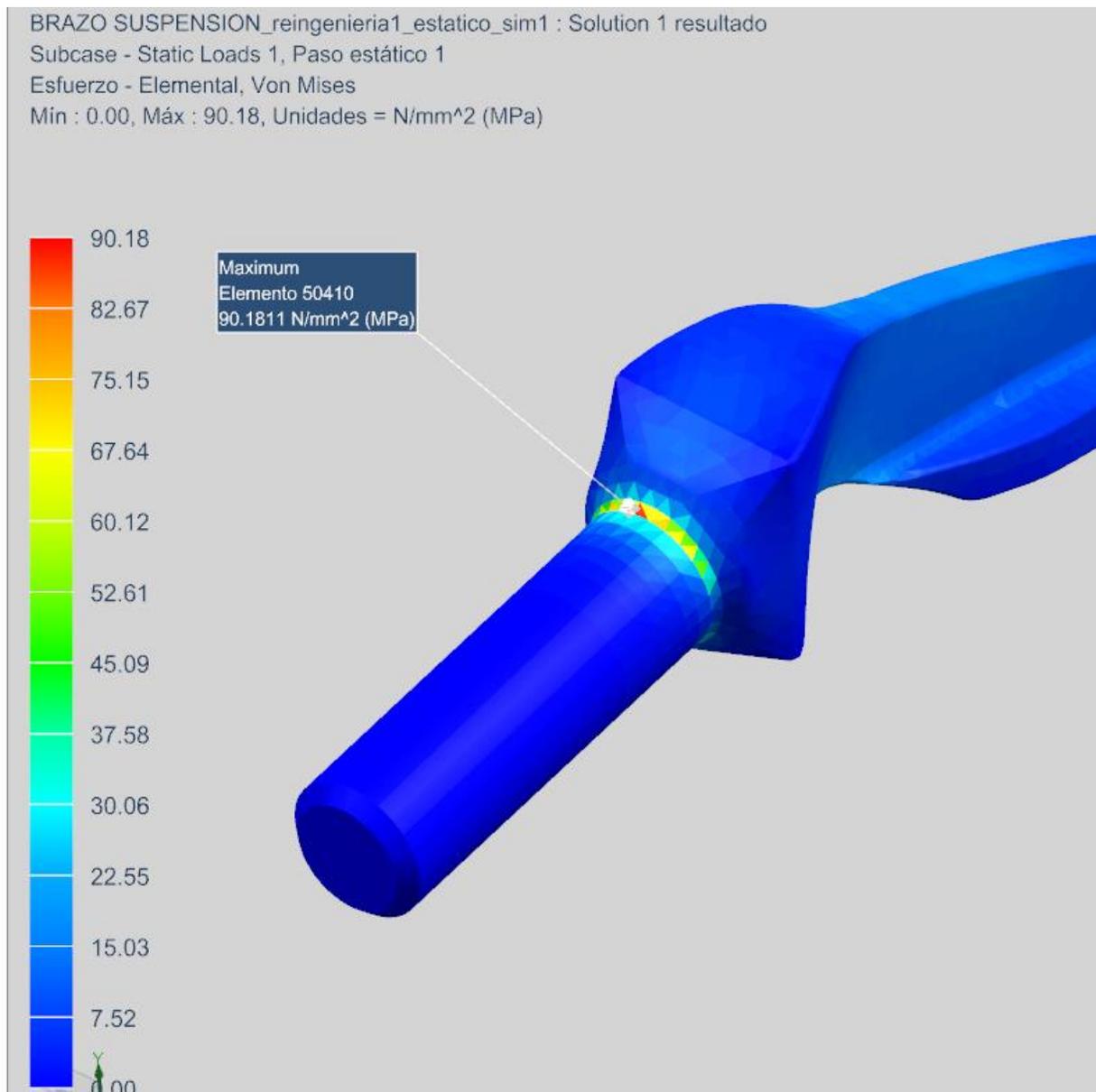


Figura 78. Esfuerzo máximo brazo optimizado

En la figura 79 se pueden observar el mayor esfuerzo secundario que se generan en el modelo, se puede notar que los valores de mayor magnitud se encuentran en el lado posterior del brazo de suspensión en la zona próxima al alojamiento de la rótula.

El valor del esfuerzo secundario hallado en este sector es de 83,454 MPa.

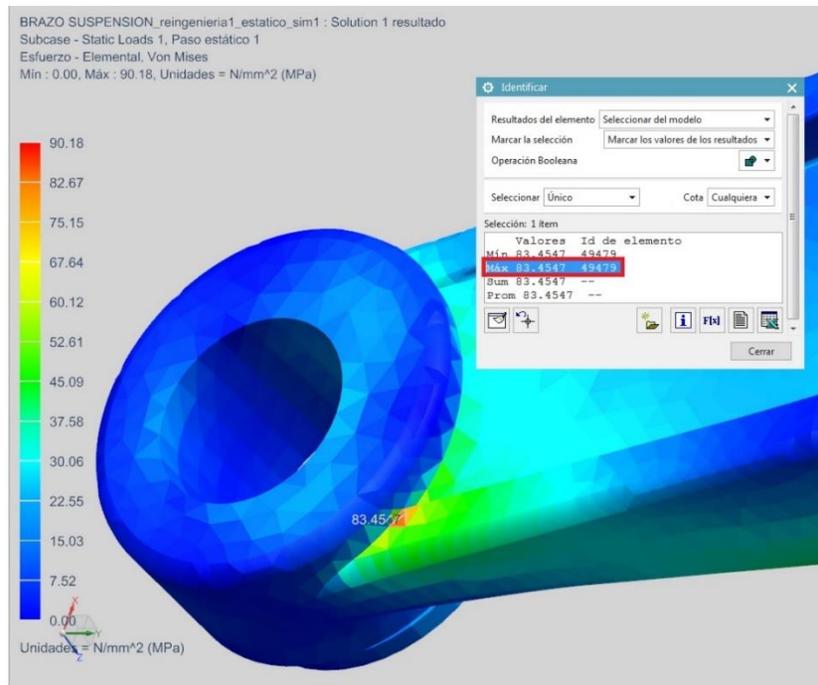


Figura 79. Esfuerzos secundarios brazo optimizado

En la figura 80 se muestra la gráfica de calor correspondiente a la distribución total de esfuerzos a lo largo de toda la estructura del brazo de suspensión.

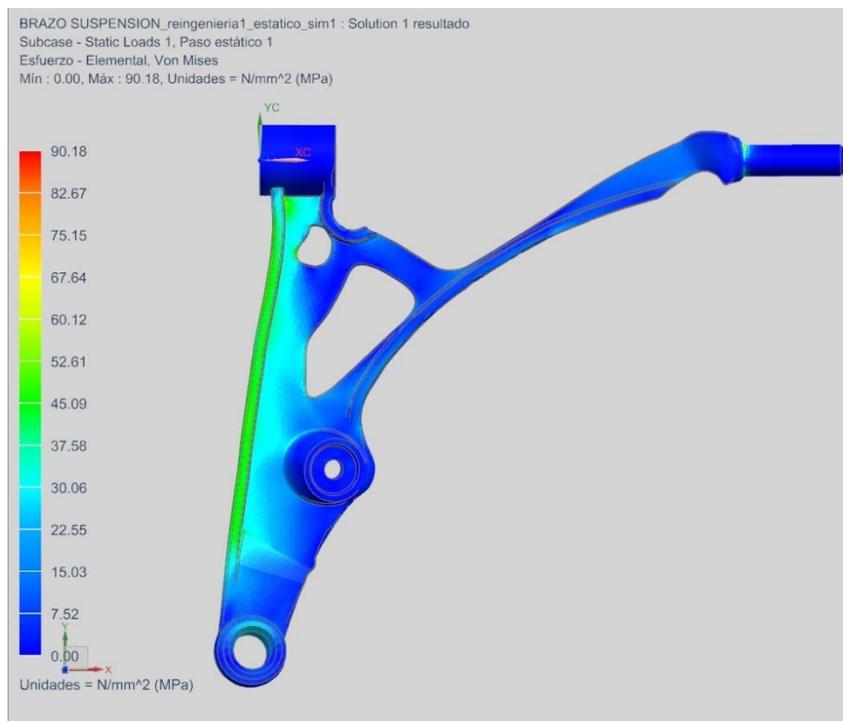


Figura 80. Esfuerzos secundarios brazo optimizado vista superior

Análisis de Pandeo

Los valores obtenidos en el análisis de pandeo del brazo de suspensión optimizado muestran una carga crítica de pandeo de 294.360 KN, con un valor de esfuerzo elemental máximo de 312.832 MPa (Figura 81).

Para este análisis se empleó la solución de tipo SOL 105 pandeo lineal, y exactamente las mismas restricciones y demás configuraciones de pre procesamiento que en análisis anteriores. De igual manera para este análisis se mantiene el valor de 1N para la fuerza horizontal que actúa como factor de multiplicación necesario para hallar la carga crítica.

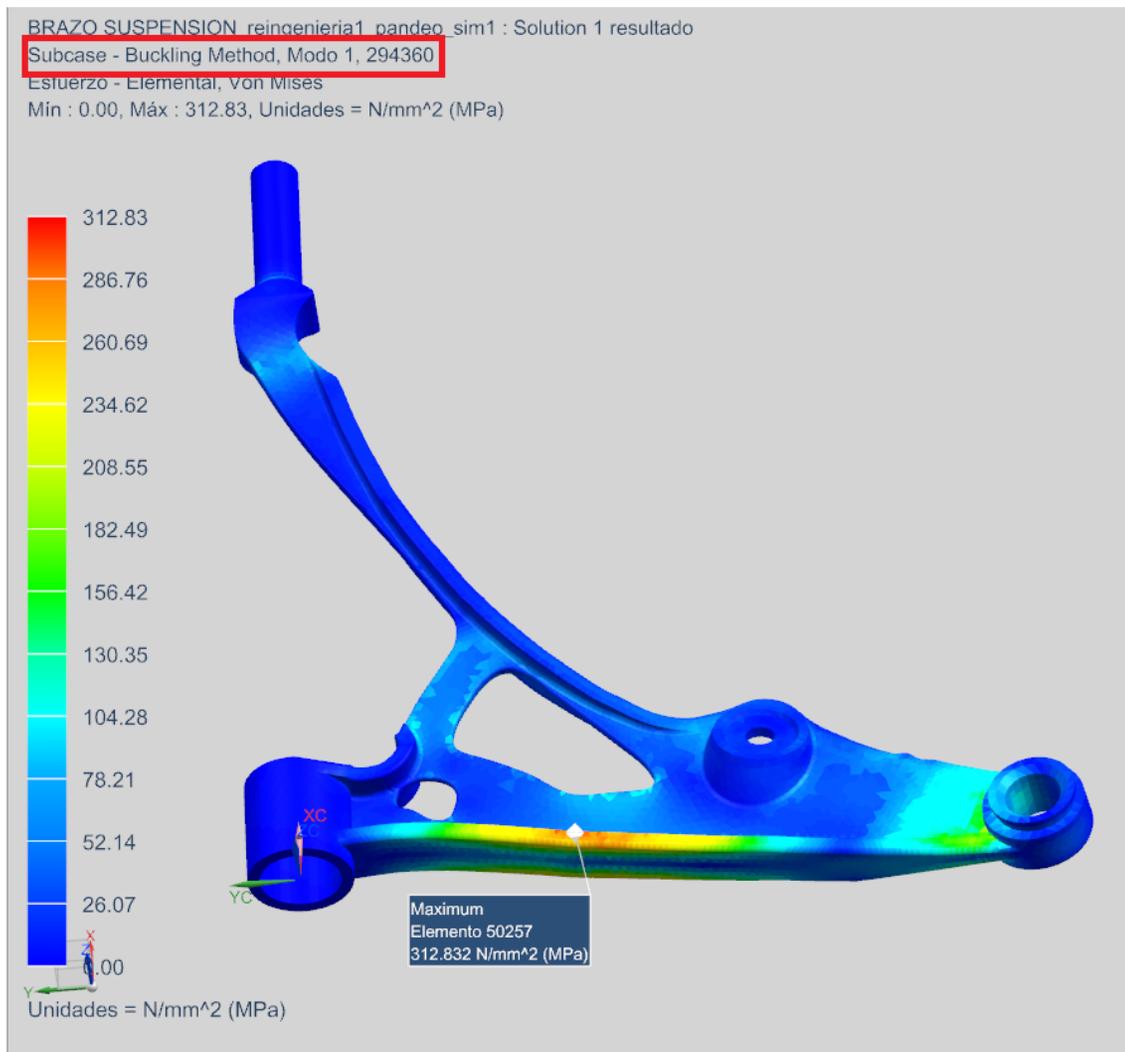


Figura 81. Esfuerzo máximo de pandeo brazo optimizado.

El valor de desplazamiento nodal máximo para que el brazo de suspensión optimizado falle por pandeo es de 1mm (Figura 82).

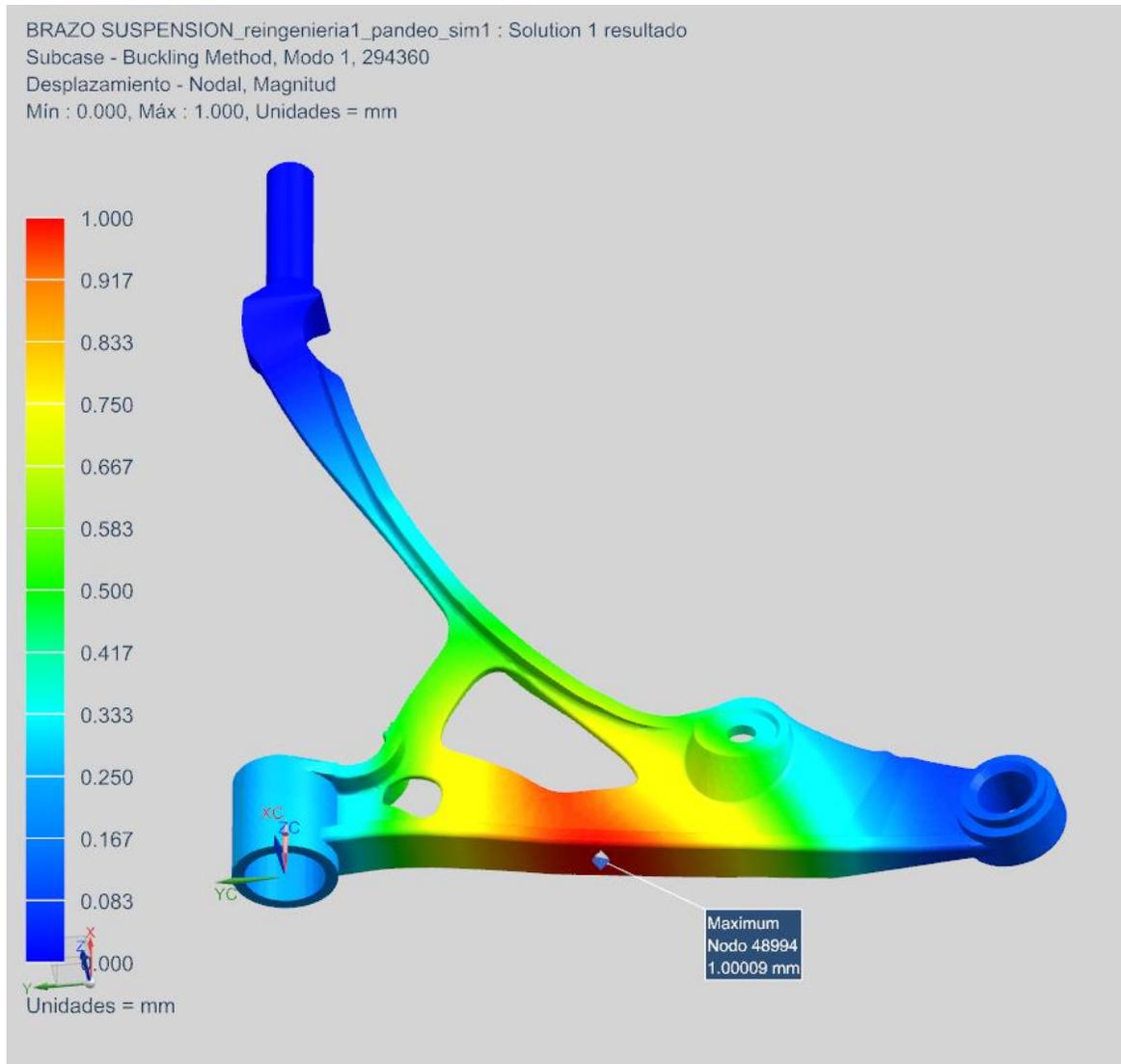


Figura 82. Desplazamiento pandeo brazo optimizado.

Análisis de resultados

Recopilando los resultados de los análisis realizados, se puede establecer una tabla de comparativa de desempeño entre el modelo original del brazo de suspensión y el modelo optimizado topológicamente en este estudio.

Tabla 4. Desempeño del Modelo Original Vs Modelo Optimizado Topológicamente.

	Unidades	Modelo original	Modelo Optimizado Topológicamente	Porcentaje de diferencia del modelo optimizado vs. el modelo original (%)
				
Masa	Kg	2,335	1,833	21,499
Volumen	mm³	328476,725	257948,854	21,471
Deformación máxima	mm	0,199	0,223	-12,060
Esfuerzo máximo (Von Mises)	MPa	84,962	90,181	-6,143
Carga crítica de pandeo	KN	307,481	294,36	4,267
Esfuerzo máximo de pandeo	MPa	312,915	312,832	0,027
Deformación máxima de pandeo	mm	1,000	1,000	0

En la tabla anterior se observa que el brazo optimizado topológicamente es un 21,499 % más ligero que la geometría de referencia del brazo analizado inicialmente. De la misma manera los valores de la deformación máxima, el esfuerzo máximo y la carga crítica de pandeo se encuentran dentro de un rango admisible menor al 15 % de diferencia con respecto al modelo

original. Esto satisface la intención de diseño planteada inicialmente de conservar la rigidez del elemento original y los datos examinados según las condiciones establecidas en el estudio se consideran totalmente válidos.

Del mismo modo se puede establecer que todos los modelos de brazos de suspensión analizados coinciden en que si los desplazamientos nodales producidos por la deformación estructural superan el valor de 1mm, su estructura entraría en fallo por pandeo.

Considerando la reducción de volumen que se obtuvo con el proceso de optimización, se puede decir que en teoría se obtendría una disminución de un 21,471% en la cantidad de material empleado para la manufactura del brazo de suspensión optimizado topológicamente.

Estudios similares

En un estudio similar realizado por Johnsen (2013), en donde se optimizó el brazo de suspensión de un vehículo Opel Insignia modelo 2008, se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla 5. Comparación resultados de optimización de un brazo de suspensión frontal inferior.

	Parte Original	Resultado de optimización	Objetivo vs Resultado, diferencia
Volumen [mm³]	534687,7	500389	- 6,41%
Desplazamiento [mm]	1,418	1,416	-0,11%

Fuente: Tomado de (Johnsen, S. 2013, pag 135.). Structural Topology Optimization; Basic Theory, Methods and Applications.

Se consigue notar que los resultados obtenidos por Johnsen en el proceso de optimización indican un menor porcentaje de diferencia entre los valores de volumen de ambos brazos, de la misma manera presentan una menor relación de desplazamiento que el obtenido en este estudio. Esto precisamente se debe a que la robustez del brazo afecta directamente en la capacidad de deformación del mismo.

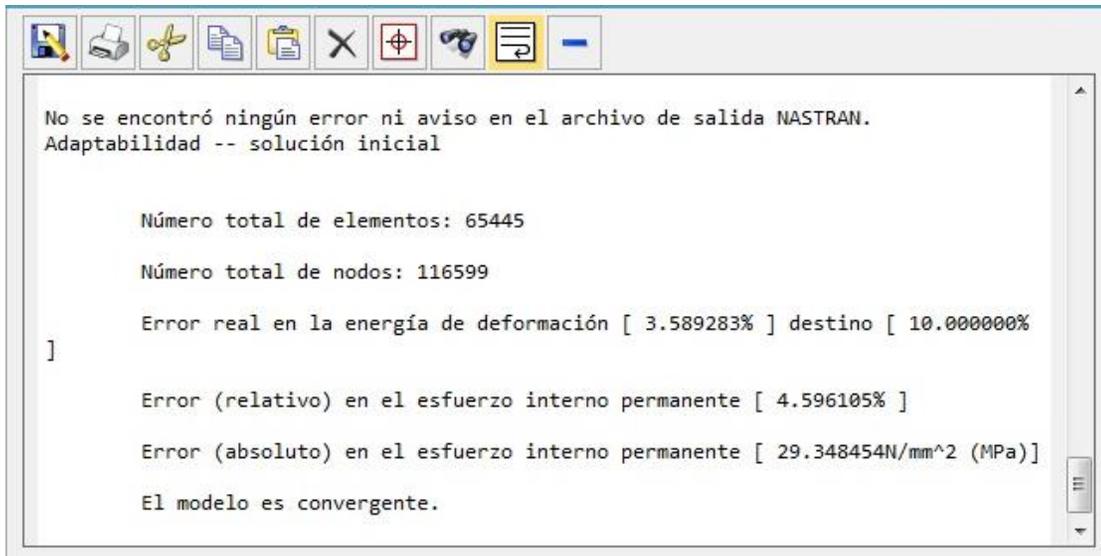
En la presente disertación se superó esta diferencia de porcentaje, obteniéndose un valor de optimización del volumen total del 21,471%, manteniendo un índice de desplazamiento del 12,06%. Con lo que se consigue llegar a un mejor equilibrio en la relación masa-rigidez del componente analizado.

Análisis de Convergencia

Con el fin de asegurar la exactitud de los resultados obtenidos se ejecutan los estudios de convergencia para cada uno de los modelos analizados. Como dato general se ha establecido que el número máximo de iteraciones empleadas para la verificación será de 5, así mismo el porcentaje de error en la variación de energía de deformación interna será del 10%

Modelo original

Al ejecutar el proceso de convergencia en los resultados para el análisis del modelo original del brazo de suspensión se obtuvo un resultado positivo, debido a que el porcentaje de error en la energía de deformación no supera el 10% (Figura 83).



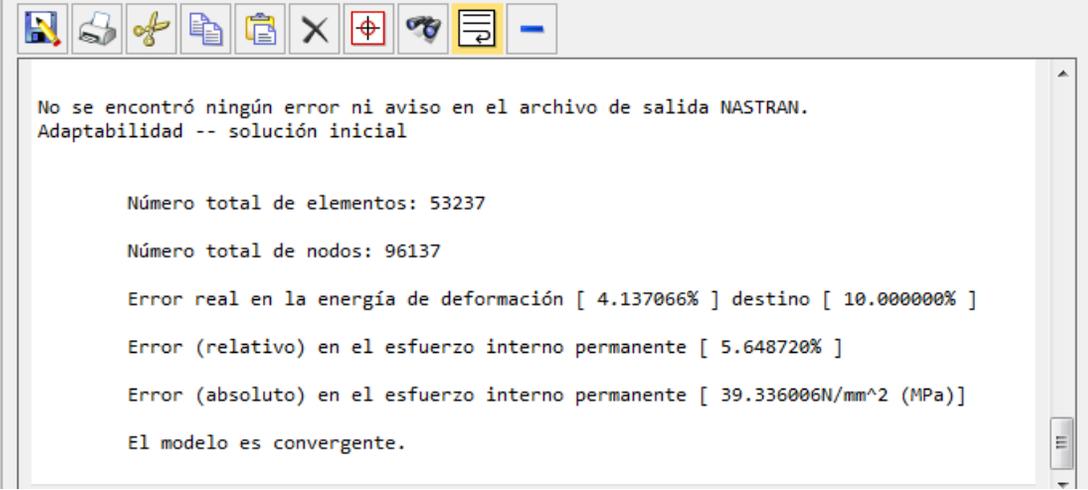
```
No se encontró ningún error ni aviso en el archivo de salida NASTRAN.
Adaptabilidad -- solución inicial

Número total de elementos: 65445
Número total de nodos: 116599
Error real en la energía de deformación [ 3.589283% ] destino [ 10.000000%
]
Error (relativo) en el esfuerzo interno permanente [ 4.596105% ]
Error (absoluto) en el esfuerzo interno permanente [ 29.348454N/mm^2 (MPa)]
El modelo es convergente.
```

Figura 83. Convergencia de mallado modelo de original.

Modelo optimizado topológicamente

De la misma manera, realizando nuevamente el procedimiento para verificar resultados en el análisis de la geometría del brazo optimizado topológicamente se corrobora que el modelo es convergente (Figura 84).

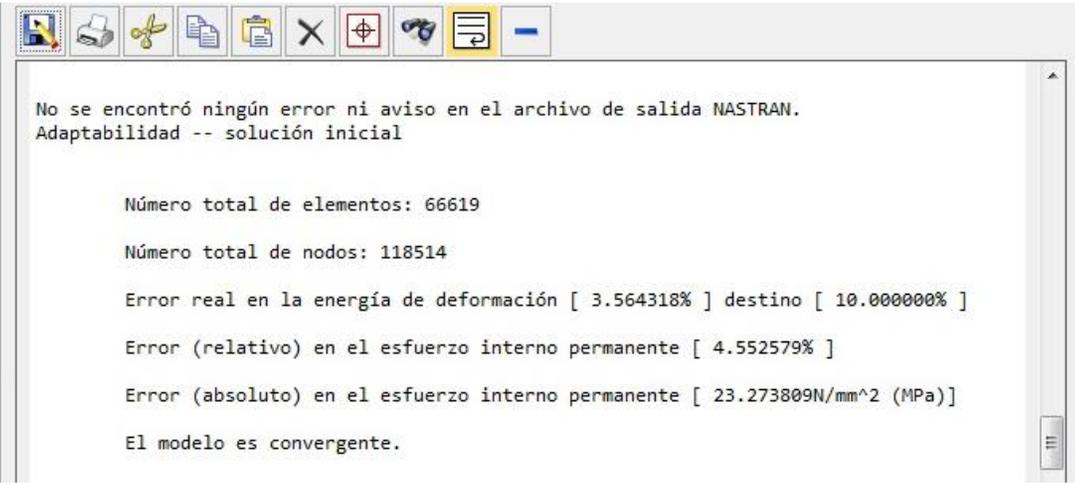


```
No se encontró ningún error ni aviso en el archivo de salida NASTRAN.  
Adaptabilidad -- solución inicial  
  
Número total de elementos: 53237  
Número total de nodos: 96137  
Error real en la energía de deformación [ 4.137066% ] destino [ 10.000000% ]  
Error (relativo) en el esfuerzo interno permanente [ 5.648720% ]  
Error (absoluto) en el esfuerzo interno permanente [ 39.336006N/mm^2 (MPa)]  
El modelo es convergente.
```

Figura 84. Convergencia modelo optimizado topológicamente.

Modelo sin vaciados

Para el estudio del modelo de brazo de suspensión sin vaciados el cual fue empleado en el proceso de optimización topológica se confirma la convergencia de los resultados. El cual es convergente también.



```
No se encontró ningún error ni aviso en el archivo de salida NASTRAN.  
Adaptabilidad -- solución inicial  
  
Número total de elementos: 66619  
Número total de nodos: 118514  
Error real en la energía de deformación [ 3.564318% ] destino [ 10.000000% ]  
Error (relativo) en el esfuerzo interno permanente [ 4.552579% ]  
Error (absoluto) en el esfuerzo interno permanente [ 23.273809N/mm^2 (MPa)]  
El modelo es convergente.
```

Figura 85. Convergencia modelo sin vaciados.

Análisis de la reducción del volumen con penalización

Como se estableció en el estudio de optimización topológica, el volumen del espacio de diseño debía mantener un porcentaje de reducción no mayor al 50%. En la figura 86 se visualiza la convergencia de resultados al mantener estable el porcentaje planteado en la restricción de volumen máximo, este valor converge en la iteración número 35 del proceso de cálculo computacional, con lo que se demuestra que fue totalmente valido el criterio empleado para de aumentar el número predeterminado de iteraciones máximas para el estudio de 25 a 50.

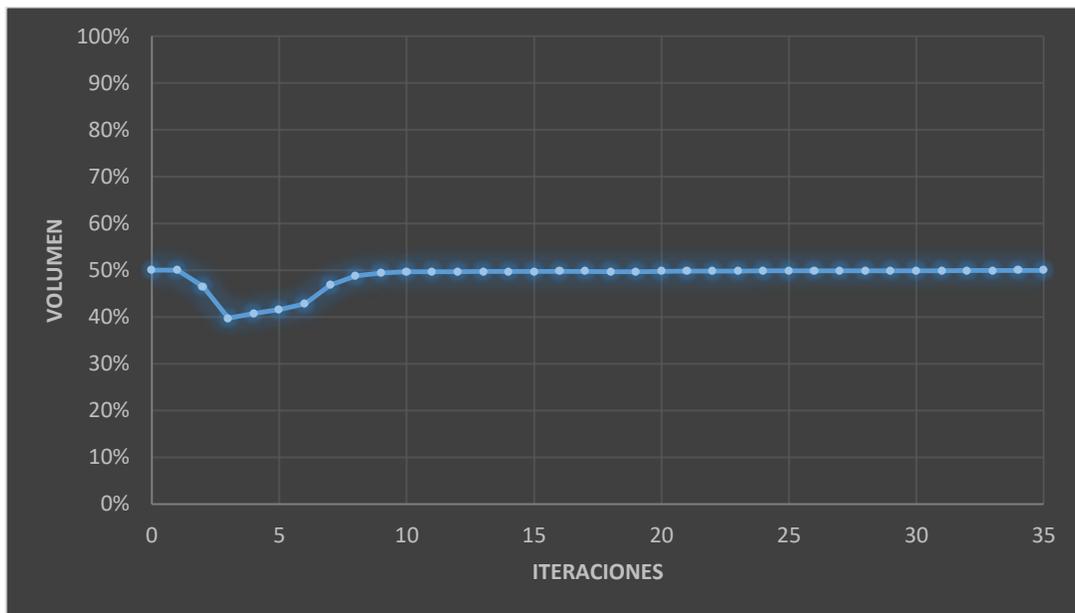


Figura 86. Convergencia de reducción de volumen.

Análisis de la reducción de la energía de deformación

En la figura 87 se observa como la cantidad de energía de deformación es reducida hasta alcanzar un valor estable en la iteración número 35 del proceso de cálculo computacional, con esto se verifica que el objetivo de optimización planteado para el estudio ha sido cumplido exitosamente.

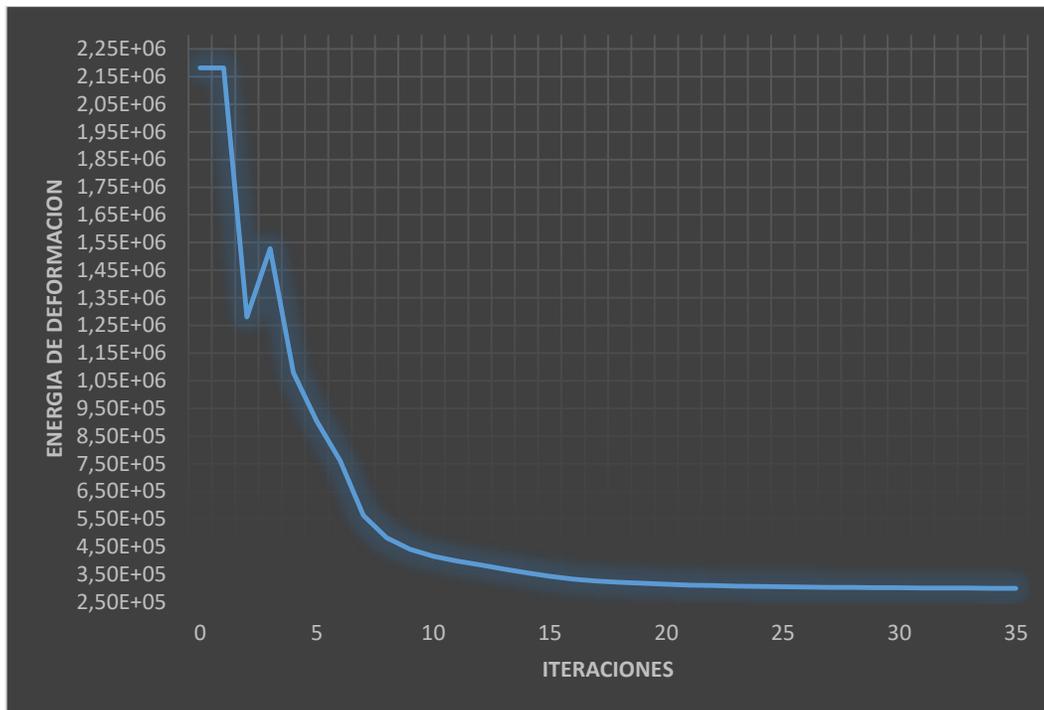


Figura 87. Convergencia de reducción de energía de deformación.

Conclusiones

Se logró obtener una nueva forma óptima para el brazo de suspensión estudiado a través de un proceso de optimización topológica desarrollado con el software NX de Siemens, donde se redujo significativamente su masa en un 21,5 % manteniendo su rigidez dentro de rangos admisibles, logrando con esto satisfacer la intención de diseño planteada inicialmente; tomando en cuenta que el modelo fue analizado estáticamente para una condición de reposo, simulando una carga horizontal de transferencia de masa producida cuando el vehículo entra en una curva.

El tiempo de diseño de partes aligeradas se ve drásticamente reducido al ejecutarse un análisis de optimización topológica, ya que se evita el clásico procedimiento de prueba y error.

El criterio e intuición del diseñador es indispensable en cada uno de las etapas del proceso, ya que si se fijan objetivos de optimización y respuestas de diseño erróneas el estudio no tendrá ninguna efectividad y por el contrario se generarían datos inservibles.

La optimización topológica brinda un recurso altamente poderoso en el diseño de partes mecánicas, pero actualmente no se encuentra explotada en su máximo potencial por la falta de conocimiento en su utilización.

Con la ayuda de los avances tecnológicos en procesos de manufactura como la impresión 3d metálica, se pueden construir de manera más fácil geometrías de forma optimizada como la que se obtuvo en este estudio y reducir considerablemente el volumen de material empleado.

Gracias al proceso de optimización topológica se obtiene mayor provecho de los procesos de ingeniería asistida por computador CAE.

Con el desarrollo del presente estudio se logró entender de mejor forma la utilización de la herramienta de optimización topológica integrada en NX.

El módulo de optimización topológica de Siemens NX es ejecutable considerando únicamente el análisis en materiales isotrópicos.

Recomendaciones

Para facilitar que el escáner 3D obtenga los datos de la geometría del modelo es necesario que este sea pintado previamente de un color claro.

En la etapa de ingeniería inversa es una buena práctica suavizar al menos un 5% a todo el modelo escaneado para facilitar la identificación de formas primitivas básicas las cuales facilitaran el modelado.

Es de suma importancia que antes de realizar las simulaciones computacionales se revise detalladamente la calidad y convergencia del mallado, al menos con 5 iteraciones mínimas por análisis.

Al ejecutarse el proceso de optimización se recomienda aumentar el número de iteraciones en los parámetros de control del módulo de optimización topología de NX para obtener mejores resultados de convergencia.

Antes de realizar el proceso de optimización topológica es recomendable verificar la geometría detalladamente cual será el espacio de diseño de donde se redistribuye el material.

Es necesario tener varias opciones de estereolitografías de geometrías optimizadas y analizarlas detalladamente antes del proceso de reingeniería.

Se recomienda en los estudios posteriores realizar análisis dinámicos y de fatiga para comprobar el desempeño del brazo inferior de suspensión optimizado topológicamente.

Es recomendable que en futuros análisis de optimización topológica se establezcan nuevos objetivos de diseño como frecuencias mecánicas de resonancia y valores de cargas de pandeo.

Para mayores detalles en el uso de Siemens NX es necesario se revisen la documentación y ayuda en línea proporcionada por el mismo software.

Referencias

- Acosta, D., Garcia, O., & Aponte, J. (2006). Laser triangulation for shape acquisition in a 3D scanner plus scan. *In Electronics, Robotics and Automotive Mechanics Conference (Vol. 2)*, 14-19. IEEE.
- Alcala, E., Arribas, D., Grimaldi, R., & Lagunilla, R. (2010). Optimización topológica de estructuras reticuladas de nudos rigidos y seccion variable. *In XVIII Congreso Nacional de Ingenieria Mecanica*.
- ALTAIR HyperWorks. (4 de 4 de 2017). *ALTAIR Hyperworks - Resource Library - Case Studies - HardMarque*. Obtenido de http://www.altairhyperworks.com/ResourceLibrary.aspx?category=Case%20Studies&altair_products=solidThinking-Inspire
- Altair University. (2015). *Practical Aspects of Structural Optimization A Study Guide*.
- An Introduction to Modern Vehicle Design*. (s.f.).
- Ariaz-Paz, M. (2004). *Manual de Automoviles*. Madrid: Dossat 2000.
- Bendsøe, M. P., & Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Berlin Heidelberg: Springer - Verlag.
- Bohner, M., Gerschler, H., Gobweiler, H., Leyrer, S., Pichler, W., Saier, W., . . . Zwickel, H. (1985). *GTZ Tecnologia del Automovil*. Barcelona: REVERTÉ, S.A.
- Brackett, D., Ashcroft, I., & Hague, R. (2011). Topology optimization for additive manufacturing. *In Proceedings of the solid freeform fabrication symposium*, (págs. 348-362). Austin, TX.
- Bradshaw, G. (1999). Non-contact surface geometry measurement technique. *Trinity College Dublin, Department of Computer Science*.

- Durgun, I., & Yildiz, A. R. (2012). Structural design optimization of vehicle components using cuckoo search algorithm. *Materials Testing*, 54(3), 185-188.
- Gil, D. H. (2002). *Manual del automovil reparación y mantenimiento, suspension, direccion, frenos, neumaticos y airbag*. Madrid, España: CULTURAL, S.A.
- Gillespie, T. D. (1997). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale PA 15096-0001.
- Grünberger, T., & Domröse, R. (2015). Direct metal laser sintering. *Laser Technik Journal*, 12(1), 45-48.
- Heißing, B., & Ersoy, M. (2011). *Chassis Handbook, Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien.
- Huang, X., & Xie, Y. M. (2007). Convergent and mesh-independent solutions for the bi-directional evolutionary structural optimization method. *Finite Elements in Analysis and Design*, 1039-1049.
- Johnsen, S. (2013). *Structural Topology Optimization; Basic Theory, Methods and Applications*.
- Kingman, J., Tsavdaridis, K. D., & Toropov, V. V. (2014). Applications of topology optimization in structural engineering. *In Civil Engineering for Sustainability and Resilience International Conference (CESARE)*.
- Koga, J. I., Koga, J., & Homma, S. (2013). Checkerboard Problem to Topology Optimization of Continuum Structures. *arXiv preprint arXiv:1309.5677*.
- Lee, D. H., Park, Y. C., & Huh, S. C. (2003). Multi-objective Optimization of Lower Control Arm Considering the Stability for Weight Reduction. *Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 4*, 94-101.

- Luo, Z., Chen, L., Yang, J., Zhang, Y., & Abdel-Malek, K. (2005). Compliant mechanism design using multi-objective topology optimization scheme of continuum structures. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 142-154, DOI: 10.1007/s00158-004-0512-y.
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2005). *Ingenieria del automovil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid: Thomson Ediciones Spain, Paraninfo S.A.
- Macho, M. (2002). ¿Que es la topología? *Sigma: Revista de matemáticas = Matematika aldizkaria*, 63-77.
- Meza, C. A., Tamayo, F., & Franco, E. E. (2015). Optimización topológica aplicada al diseño de componentes estructurales mecánicos de peso reducido. *El hombre y la maquina*, 72-79.
- Otto, K. N., & Wood, K. (2001). *Product Design: Techniques in Reverse Engineering and new Product Development*.
- Rahmatalla, S. F., & Swan, C. C. (2004). A Q4/Q4 continuum structural topology optimization implementation. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 27(1), 130-135.
- Rodriguez , G., & Batista, G. (1996). *Metodologia de la investigacion educacional vol.1*. La Habana: Pueblo y Educacion.
- Shridharan, M., & Balamurugan, S. (2016). Design and analysis of a lower control ARM. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*., 6510-6528; DOI: 10.15680/IJIRSET.2016.0504260.
- SMART FEM*. (5 de Octubre de 2016). Obtenido de https://www.smart-fem.de/media/nx_nast_topo.pdf
- Teutsch, C. (2007). Model - Based Analysis and Evaluation of Point Sets from Optical 3D Laser Scanners. *Otto Von Guericke University Magdeburg*, 1-149.
- Varady, T., Martin, R. R., & Cox, J. (1997). Reverse engineering of geometric models—an introduction. *Computer-Aided Design*, 255-268.

- Wang, S., Sturler, E., & Paulino, G. H. (2010). Dynamic adaptive mesh refinement for topology optimization. *arXiv preprint arXiv: 1009.4975*.
- Williams, P., Brancazio, D., & Cornie, J. (1992). Three Dimensional Printing: Rapid Tooling and Prototypes Directly from a CAD Model. *Journal of Engineering for Industry*, 114-481.
- Wong, K., & Hernandez, A. (2012). A review of additive manufacturing. *ISRN Mechanical Engineering*.
- Yang, R. J., & Chahande, A. I. (1995). Automotive applications of topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 9(3), 245-249.

Anexo A

Tabla 6. Ficha técnica del Chevrolet Esteem.

CHEVROLET ESTEEM (SUZUKI BALENO) 1,6 GLX 1998 - 2001



ESPECIFICACIONES GENERALES

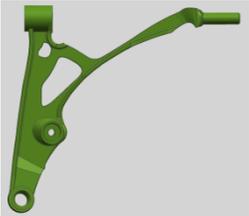
Tipo:	Sedan
Puertas:	4
Transmisión:	Manual
Número de asientos:	5
Fecha de lanzamiento:	1998
Fecha de finalización:	2001
MOTOR	
Sistema:	MCI
Eje impulsor:	Frontal
Combustible:	Gasolina
Potencia máxima:	71 KW (96 HP) a 6000 RPM
Par máximo:	134 Nm
Cilindros:	4, En línea
Válvulas por cilindro:	4
Cilindrada:	1590 cc
Diámetro x Carrera:	75 x 90 mm
Relación de compresión:	9,5:1
Depósito de combustible:	51 litros
DIMENSIONES	
Longitud:	4225 mm
Ancho:	1690 mm
Altura:	1390 mm
Distancia entre ejes:	2480 mm
Vía delantera:	1440 mm
Ancho de vía trasero:	1435 mm
MASAS	
Masa en vacío:	935 Kg
Max. Capacidad de carga:	565 Kg

Max. masa admisible:	1450 Kg
Max. Masa de remolque con freno:	1100 Kg
Max. carga de apoyo:	50 Kg
Max. Carga de techo:	50 Kg

Fuente: Tomado de <http://www.cars-data.com/es/suzuki-baleno-1.6-glx-specs/46940>

Anexo B

Tabla 7. Desempeño Modelo sin vaciados Vs Modelo Optimizado Topológicamente.

		Modelo Optimizado Topológicamente		Porcentaje de diferencia entre el modelo optimizado vs. el modelo sin vaciados (%)
Unidades	Modelo sin vaciados	Modelo Optimizado Topológicamente		
				
Masa	Kg	2,415	1,833	24,099
Volumen	mm³	339778,39	257948,854	24,083
Deformación máxima	mm	0,197	0,223	-13,198
Esfuerzo máximo (Von Mises)	MPa	77,318	90,181	-16,636
Carga crítica de pandeo	KN	316,9	294,36	7,113
Esfuerzo máximo de pandeo	MPa	310,321	312,832	-0,809
Deformación máximo de pandeo	mm	1,000	1,000	0

Anexo C

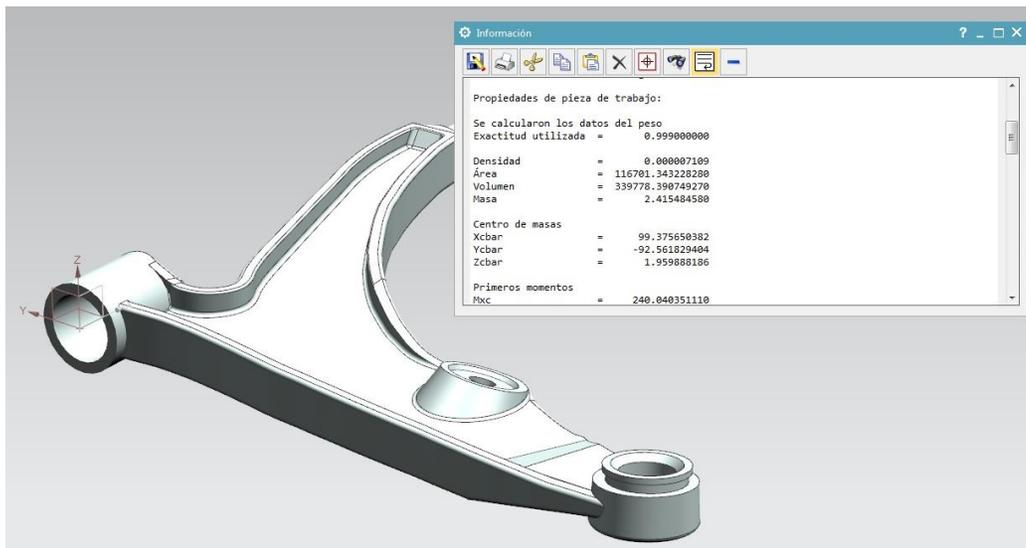


Figura 88. Masa del modelo sin vaciados.

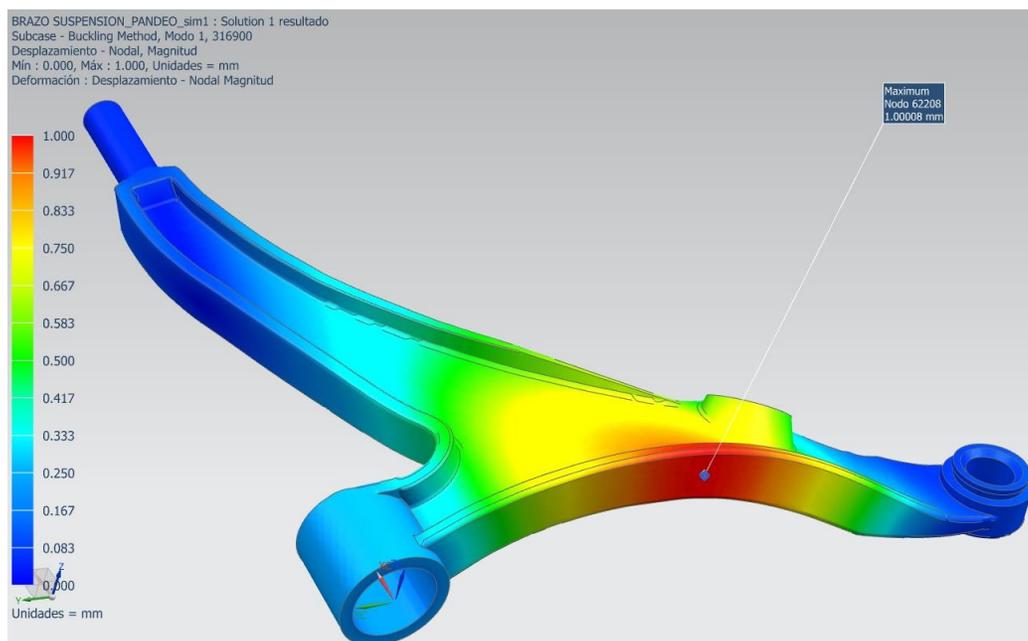


Figura 89. Desplazamiento máximo de pandeo modelo sin vaciados.

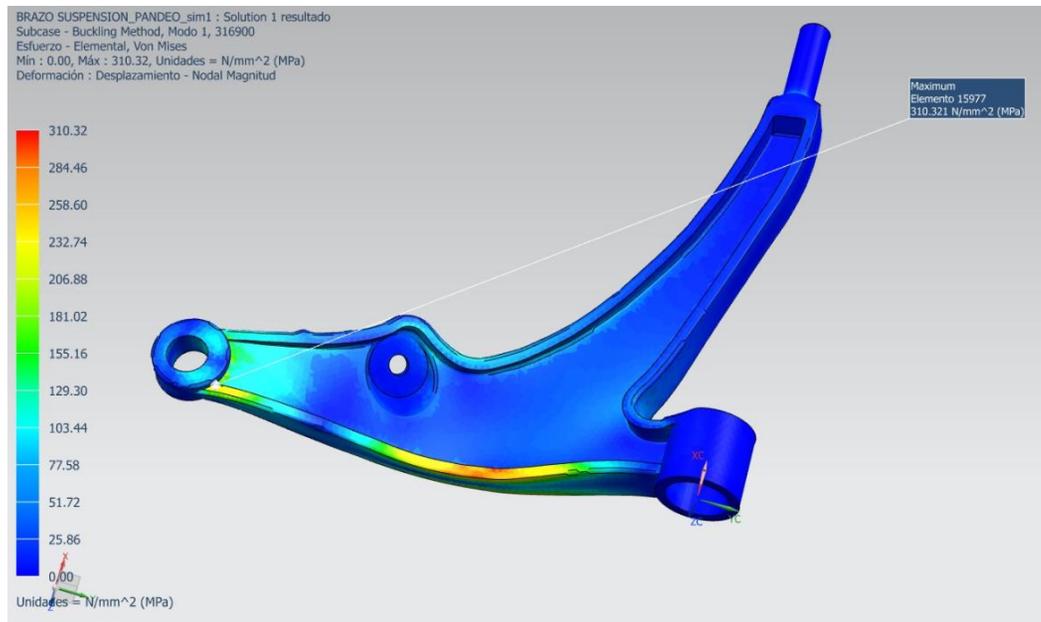


Figura 90. Esfuerzo máximo de pandeo modelo sin vaciados.