

DISEÑO MECÁNICO DE UN ROBOT DE ARQUITECTURA PARALELA TIPO DELTA DE 3 DOF

WILLIAM ZAMIR JR. MUÑOZ CAMELO
JUAN DAVID NIETO YUKOPILA

TRABAJO DE GRADO EN LA MODALIDAD DE AUXILIAR DE INVESTIGACIÓN PARA OPTAR
POR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR:
MSC. ING. CARLOS JULIO CAMACHO LÓPEZ

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS DE AQUINO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D. C.
2014

RESUMEN

Este trabajo presenta una metodología de diseño viable para el desarrollo de un robot de arquitectura paralela de tres grados de libertad de nivel industrial, desde los requerimientos y restricciones hasta la presentación del diseño final. Las diferentes etapas del proyecto fueron apoyadas fuertemente por herramientas CAD/CAE que facilitaron el proceso iterativo que conlleva diseñar mecanismos de precisión, además de reducir tiempo y recursos en el proyecto.

Inicialmente se realizó un diseño conceptual, basado en restricciones, requerimientos y criterios de DFMA, usando la matriz de despliegue de la función calidad para tener claro tanto prioridades en el diseño como valores objetivo, con los cuales determinar la eficiencia del producto final. Se utilizaron métodos como la generación de funciones e ideas basadas en artículos académicos, patentes y opciones industriales disponibles para generar diseños preliminares que cumplieran con las funciones respectivas.

Con la implementación de tecnologías CAD/CAE, se generó como prototipo una máquina virtual donde se simulaban situaciones extremas de trabajo con el fin de determinar las condiciones dinámicas críticas. Posteriormente, dichos resultados fueron las condiciones de frontera para realizar diferentes análisis de elementos finitos (estructurales, fatiga y elementos flexibles), con los cuales fue posible determinar la validación del diseño para cada uno de los componentes diseñados a través de un proceso iterativo.

AGRADECIMIENTOS

Queremos agradecer primeramente a Dios por la oportunidad y capacidades que nos ha dado para lograr finalizar un proyecto como este, permitiéndonos crecer a nivel personal y profesional. A nuestras familias por el apoyo incondicional en el tiempo de desarrollo del proyecto y en general de la carrera que hemos podido sacar adelante. También el apoyo que nos prestaron en conocimiento y guía a los profesores del grupo de investigación GEAMEC de la facultad de ingeniería mecánica de la universidad, especialmente con el ingeniero Carlos Julio Camacho, quien fue quien guio y apoyo el proyecto desde el principio y de manera especial el apoyo recibido por el ingeniero Julián Mora, quien nos dio en repetidas ocasiones soporte técnico con los diferentes módulos del programa y también un constante apoyo con el licenciamiento del mismo para resolver tanto el proceso de diseño planteado en el proyecto, como problemas inesperados que se presentaron.

CONTENIDO

1	Introducción.....	6
1.1	Problema de Investigación	6
1.2	Antecedentes	7
1.3	Objetivos	11
1.3.1	General	11
1.3.2	Específicos	11
1.4	Metodología del proyecto.....	11
2	Diseño Conceptual.....	13
2.1	Requerimientos del cliente	13
2.2	Despliegue de la función calidad.....	14
2.3	Generación de conceptos.....	14
2.4	Análisis de manufacturabilidad y ensamblabilidad.....	15
2.4.1	Diseño para el maquinado	17
2.4.2	Diseño para el ensamble.....	19
2.5	Alternativas de diseño	20
2.5.1	Base	21
2.5.2	Juntas Paralelogramo.....	23
2.5.3	Efector	26
2.5.4	Brazo	27
2.5.5	Sistema resorte	28
3	Análisis dinámico multicuerpo	32
3.1	Calibración del modelo cad.....	34
3.1.1	Modelo PK 43	34
3.1.2	Preparación y puesta punto del ensamble cad	37
3.2	Determinación de las trayectorias de simulación	43
3.3	Obtención y análisis de resultado.....	48
3.3.1	Proceso de obtención de cargas.....	48
3.3.2	Análisis de las cargas presentes en el eje del servo motor	52
3.3.3	Análisis del torque en los servomotores	54
3.3.4	Análisis de carga en los resortes.....	56

3.3.5	Resultado y comparación en la prueba 25/305/25.....	57
4	Diseño en detalle	58
4.1	Explicación piezas finales	58
4.1.1	Junta paralelogramo-brazo	58
4.1.2	Sistema resorte	59
4.1.3	Brazo	62
4.1.4	Base	64
4.1.5	Efecto final.....	65
4.2	Análisis estático por medio del método de elementos finitos	68
4.2.1	Proceso de idealización de componentes	71
4.2.2	Proceso de enmallado de los componentes y análisis de convergencia	72
4.2.3	Placa superior: enmallado cíclico simétrico y preparación de modelo	75
4.2.4	Preparación De Los Demás Modelos	78
4.2.5	Análisis de resultados.....	79
4.3	Análisis de fatiga por medio del método de elementos finitos.....	83
4.3.1	Método esfuerzo-vida.....	83
4.3.2	Modelo de esfuerzo-deformación cíclico	83
4.3.3	Factor de seguridad por fatiga	85
4.3.4	Suposiciones.....	85
4.3.5	Resultados	86
4.4	Diseño Final	89
4.4.1	Proceso de rediseño del brazo como cuerpo rígido.	89
4.4.2	Elementos flexibles	95
4.4.3	Resultados	96
4.4.4	Resultados globales del proyecto	97
4.4.5	Planos de diseño de piezas finales.....	99
5	Conclusiones.....	106
6	Bibliografía.....	108
7	Anexos.....	I
7.1	Diagrama de Uniones.....	I
7.2	Diagrama de flujo de ensamble.....	II

7.3	Resultado de cargas.....	III
7.4	Propiedades de los materiales usados en FEA	XVIII
7.5	Código de generación de puntos (Matlab)	XVIII
7.6	Análisis de convergencia.....	XXVII
7.7	Peso de componentes	LII
7.8	Matriz despliegue función calidad	LIII

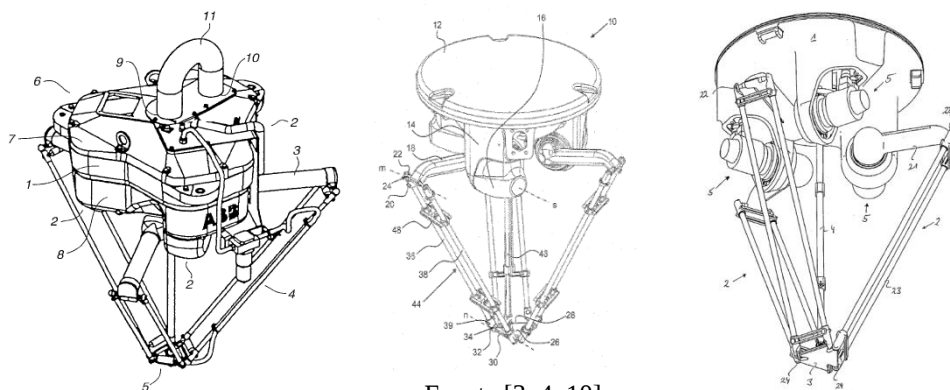
1 INTRODUCCIÓN

1.1 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

En la actualidad, la tendencia de mejorar los procesos permite pensar en el desarrollo de sistemas de alta precisión, gran velocidad y bajo peso para ayudar a la creación de productos con las características que envuelven los procesos de alta calidad [26]. Por esta razón y gracias a la relativa facilidad para acceder a las diferentes herramientas computacionales de ingeniería (CAD/CAM/CAE), se ha popularizado la implementación de las mismas en los diferentes procesos de desarrollo de un producto, desde su diseño hasta su ensamble; con el fin de reducir riesgos tanto económicos como laborales. Todo esto apoyado con metodologías que incluyen, desde etapas tempranas, planeación de etapas futuras del proceso de diseño de productos, como la manufactura o planeación de la línea de producción y ensamble.

Gracias a estas ayudas ingenieriles, el robot tipo Delta patentado por Raymond Clavel en 1990 [9], se presentó simplemente como un dispositivo para trasladar elementos en el espacio, pero el cual, a través de los años de diferentes investigaciones, años de trabajo y los avances tecnológicos que ha traído el nuevo siglo, se han perfeccionado sus capacidades de trabajo a tal grado que estos manipuladores (Figura 1) logran tiempos menores a 0.5 segundos desplazando cargas de 3 Kg [6] con una precisión de decimas o hasta centésimas de milímetro, ofreciendo soluciones acorde a la operación en ambientes que requieran características especiales como niveles mínimos de contaminación, obligatorias en la industria de alimentos y fabricación de componentes electrónicos.

FIGURA 1 ROBOTS DE ARQUITECTURA PARALELA TIPO DELTA INDUSTRIALES



Sin embargo, a medida que mejora la tecnología disponible y su uso se populariza, lo que conlleva a explorar su utilidad en aplicaciones más exigentes [6, 7, 13], se presentan requerimientos en el diseño estructural tales como: Alta precisión en la manufactura, análisis dinámicos y de sólidos deformables, efectos inerciales y resistencia de los componentes sometidos a grandes ciclos de trabajo, análisis de vibraciones, mejoras en cuanto a rigidez vs velocidad, optimización estructural, entre otros.

Para poder solucionar estos interrogantes y desarrollar este tipo de mecanismos a nivel industrial de manera óptima, se requiere de la aplicación de técnicas y procesos de diseño que garanticen la precisión y el adecuado comportamiento del mecanismo, potenciados por las herramientas CAD/CAM que permiten retroalimentar de manera eficaz y eficiente, todas las etapas del proceso del producto. Para tal fin, las metodologías de diseño *DFX* (*Design for manufacturing and assembly* [12], *for reliability, for environment*, etc), permiten establecer condiciones y restricciones para la construcción de estas máquinas, además de implementación de metodologías que permitan una selección de alternativas objetiva, creativa y enfocada en la función, ayudando al mismo tiempo a la síntesis estructural del mecanismo.

La presente propuesta de investigación establece que es posible realizar el diseño óptimo de un dispositivo industrial de acuerdo a las restricciones de espacio de trabajo, implementando herramientas y metodologías que permitan una integración para generar un producto de rendimiento industrial. Para tal fin se debe realizar: Diseño paramétrico de componentes y ensambles, análisis dinámicos incluyendo consideraciones inerciales y materiales deformables (elásticamente) dentro de las diferentes cadenas cinemáticas del dispositivo y así generar avances para la profundización del comportamiento sobre la dinámicas de estas máquinas. De igual forma, el diseño de detalle del dispositivo deberá cumplir con restricciones de manufacturabilidad, ensamblabilidad y ajustabilidad, para garantizar el funcionamiento adecuado bajo un escenario de trabajo industrial.

1.2 ANTECEDENTES

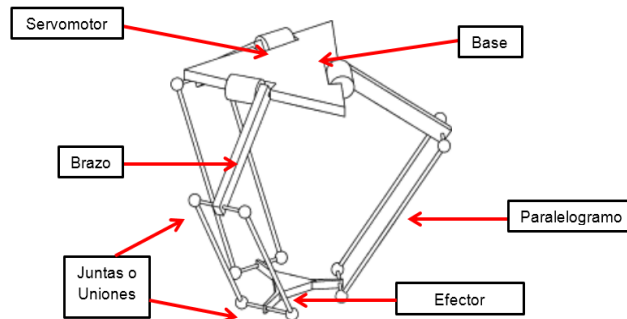
Debido al aumento de los volúmenes de producción [1] [2], las empresas han visto la necesidad de generar nuevas estrategias que ayuden a acrecentar la velocidad de cada etapa productiva [3] [4]. Una de estas soluciones ha sido la implementación de manipuladores robóticos generalmente de tipo serial (Puma o Gantry) [5] [6] usados específicamente para tareas relativamente simples y repetitivas, comúnmente vistas en la industria de alimentos, farmacéutica y electrónica [7] [8].

En los años 90's, gracias al avance tecnológico, Reymond Clavel, inspirado en el manipulador propuesto para tareas de pintura con spray presentado por Willard L. Pollard [1], realizó una serie de modificaciones basado en la plataforma Stewart para minimizar costos y mejorando la relación peso/carga a trasladar, sin perder las ventajas del mecanismo del cual se basó (gran volumen de trabajo, precisión, entre otras). Esas modificaciones son características comunes en los manipuladores tipo delta conocidos actualmente [9].

El robot delta, con tres grados de libertad, consta de una base fija y una plataforma móvil unidas mediante tres cadenas cinemáticas cerradas (ver Figura 2. Estructura básica de un robot tipo Delta). Los motores se encuentran anclados a la base fija, de tal manera que la masa a mover se disminuye, aumentando considerablemente la aceleración del manipulador [9]. Después de esto, muchos estudios han contribuido al mejoramiento de la arquitectura topológica de este mecanismo. Pierrot [17] dio la ecuación correspondiente a diferentes modelos como la cinemática y la dinámica inversa. Codorey (1996) estudió el modelo dinámico y la

evaluación de la matriz de masa de un robot Delta basado en las aplicaciones directas del principio de trabajo virtual. Fischer [18] investigó el método para aumentar la exactitud del robot Delta. Sternheim [19] presentó una simulación virtual en CAD del robot paralelo DELTA4. Recientemente las topologías se han diseñado en varias versiones partiendo de la maquina cinemática paralela propuesta por Demareux [5], Holy y Steiner (2000).

FIGURA 2. ESTRUCTURA BÁSICA DE UN ROBOT TIPO DELTA



Generalmente estos sistemas incorporan varios tipos de fuentes de potencia, sensores y controladores que trabajan en conjunto con los componentes estructurales y mecánicos del sistema, para alcanzar uno o varios requerimientos bajo ciertas condiciones. El análisis del diseño y el rendimiento de estos sistemas pueden ser mejorados en gran medida a través de la implementación de simulaciones dinámicas [20, 21, 22, 23, 24] y análisis de elementos finitos [15, 25], para conocer el comportamiento del sistema en medio de su funcionamiento y los esfuerzos provocados por la dinámica del mismo sobre la estructura respectivamente.

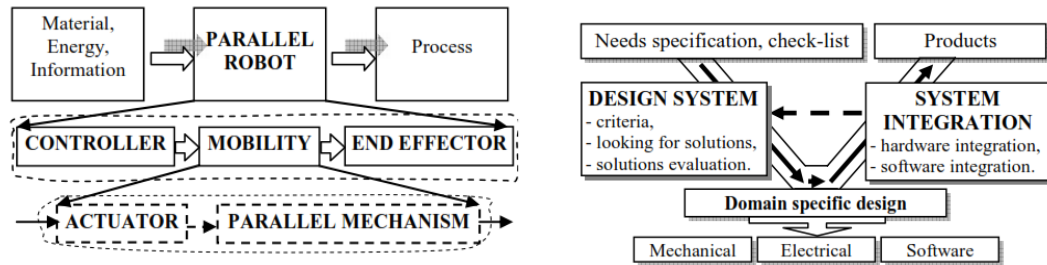
En los últimos años se ha hecho un gran énfasis en el diseño de sistemas de alta precisión, gran velocidad y bajo peso, para ayudar a la creación de productos con las características que envuelven procesos de alta calidad [26]. Por esta razón se han implementado en su manufactura el conocimiento de una especialización llamada Ingeniería de Precisión, la cual se basa en los siguientes campos:

- **Diseño de Precisión:** Es el diseño total, incluyendo materiales, electrónica, control, mecanismos dinámicos, de transferencia de calor y software. Debido a la necesidad actual de mejorar el rendimiento de los dispositivos mediante el uso de la electrónica, se podría considerar como diseño mecatrónico [26, 27].
- **Metrología Mecánica y Óptica:** Son las técnicas que permiten el desarrollo de mediciones de alta precisión. Sin embargo no debe dejar de lado el software, las técnicas y estrategias que se emplean para este fin. [26]
- **Manufactura de precisión:** Se puede resumir en alta precisión en el desarrollo de las formas y buena calidad en sus superficies, gracias a la interacción entre máquinas y procesos, con el fin de lograr un producto con excelentes características. [28]

Se han desarrollado algunos esfuerzos por incluir metodologías de diseño en el manipulador, como el uso de la Filosofía Mecatrónica y el modelo de diseño V (ver **¡Error! No se**

encuentra el origen de la referencia.), basados en "la evolución del modelo desde abstracto hasta lo concreto, de lo simple a lo detallado." [29], con el fin de generar una secuencia lógica que ayude a encontrar diferentes puntos de vista con los cuales poder mejorar el rendimiento de sus componentes y a su vez la del manipulador.

FIGURA 3. CICLO DE DISEÑO V DE UN ROBOT DE ARQUITECTURA PARALELA (IZQUIERDA) Y SU RESPECTIVA DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL (DERECHA)



Fuente: [29]

Como resultado de estas metodologías que permiten un enfoque más claro del problema a resolver, se han presentado propuestas principalmente generadas por la comunidad universitaria investigadora. Uno de estos ejemplos son los robots delta construidos por la Universidad de Maryland, Universidad de Tohoku, la Universidad de Génova, y la Escuela Politécnica Federal de Lausanne (EPFL), generando tres diseños (el manipulador Delta 720, Linear Delta y el MicroDelta 240) [30] y la versión construida por la Universidad del Oeste de Australia, NUWAR, que puede alcanzar aceleraciones de hasta 600 m/s^2 y difiere del diseño convencional, debido a su disposición no coplanar de los ejes de los actuadores rotativos.

Aunque la mayoría de los estudios sobre este tema han sido casos internacionales, a nivel nacional existen algunas investigaciones que han originado prototipos preliminares de robots de arquitectura paralela. Sin embargo la mayoría de ellos están actualmente en una etapa temprana de desarrollo donde aún hay diversas mejoras por realizar desde el punto de vista de diseño, fabricación y control. La Universidad Pontificia Bolivariana realizó un estudio de trayectorias y optimización dinámica usando de un robot tipo Delta, basados en el análisis estructural usando la herramienta Flexible Dynamic de ANSYS 11.0 [15]. Dichos análisis permitieron optimizar el robot respecto a sus materiales (comparación de las ventajas y desventajas entre el acero estructural o el aluminio), geometría, masa y selección de actuadores, ofreciendo resultados estructurales más económicos y eficientes con base en la selección de las trayectorias críticas y así hallar los esfuerzos críticos en las cadenas cinemáticas del manipulador mientras cumple su recorrido (.

Figura 4.).

FIGURA 4. MOVIMIENTO EN ESTRELLA (3D) DE UN ROBOT DELTA (IZQUIERDA) Y SU RESPECTIVO ESTADO DE ESFUERZOS A LO LARGO DEL TIEMPO TRAZANDO DICHA TRAYECTORIA (DERECHA)

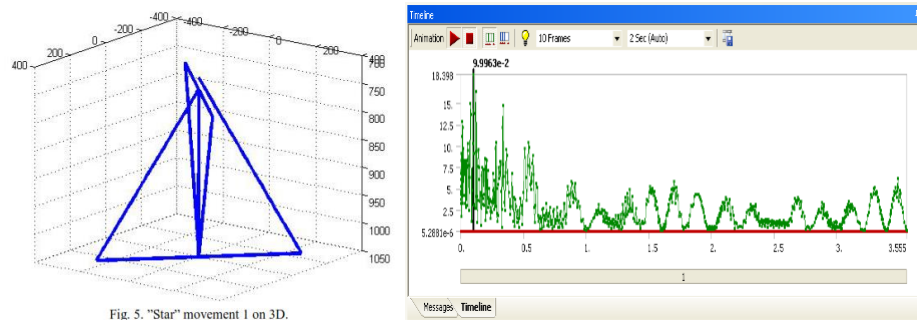
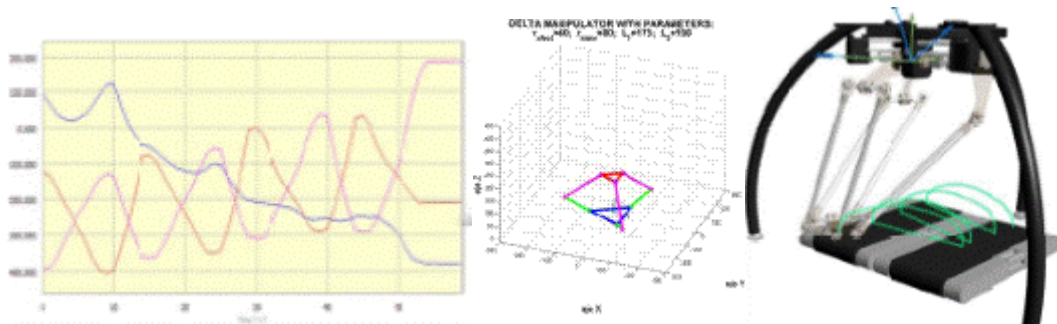


Fig. 5. "Star" movement 1 on 3D.

Fuente: [15]

Otro avance nacional, además de ser un antecedente institucional, fue concebido con el objetivo de solucionar los problemas que se presentan en la industria colombiana de empaque. Este proyecto de investigación llevado a cabo por las líneas de investigación de manufactura y robótica, del grupo de investigación GEAMEC [31], dio como resultado un prototipo funcional de arquitectura paralela tipo delta de 3 cadenas cinemáticas, a partir del cual se han llevado a cabo pruebas de posicionamiento, caracterización de perfiles de desplazamiento, velocidad, aceleración (Figura 5) y control de movimientos. Además, durante su desarrollo, se creó una GUI que, por medio de la cinemática inversa y la dinámica de mecanismos, es posible determinar el torque necesario para cada servomotor para ejecutar el movimiento definido por el usuario.

FIGURA 5. PROTOTIPO VIRTUAL Y ANÁLISIS DE CINEMÁTICA INVERSA PARA LA DEFINICIÓN DE PERFILES DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD, ACELERACIÓN Y TORQUE REQUERIDOS EN LOS MOTORES DEL DISPOSITIVO.



Fuente: [31]

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

Realizar un diseño detallado de los diferentes componentes de un robot de arquitectura paralela tipo Delta basándose en el criterio del diseño para la manufacturabilidad y ensamblabilidad (*DFMA*).

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Desarrollar el diseño conceptual de los diferentes componentes del sistema mecánico del robot de arquitectura paralela tipo DELTA.
- Identificar los estados de carga en una cadena cinemática del robot de arquitectura paralela tipo DELTA.
- Realizar el análisis estructural del robot de arquitectura paralela teniendo en cuenta las cargas dinámicas.
- Desarrollar el diseño de detalle de los componentes mecánicos del robot de arquitectura paralela.

1.4 METODOLOGÍA DEL PROYECTO

Este proyecto se centra en diseño mecánico de un manipulador semi-industrial de arquitectura paralela tipo delta, donde se aplica la metodología de diseño conceptual presentada por Ullman [32], en el cual, con base en los resultados de los trabajos cinemáticos y dinámicos realizados institucionalmente [11, 31] y referencias industriales [6, 7], se parte para definir los requerimientos del cliente y restricciones. Con el QFD, se jerarquizan los parámetros de ingeniería y definen los valores que se desean alcanzar en cada uno, con el fin de tener claro que se desea, de manera más objetiva, del diseño. Posteriormente se desarrollan los conceptos que darán lugar a las funciones necesarias para cumplir con el objetivo principal del manipulador: *“Transportar un producto de un punto en el espacio a otro, correctamente”*. Con esta información recopilada, se presentan, explican y evalúan cualitativamente, respecto a las funciones antes mencionadas y los criterios presentados por la metodología de DFMA, una serie de alternativas u opciones de diseño de cada una de las partes que conforman la cadena cinemática del robot, para, acto seguido, presentar un modelo preliminar de robot.

Para determinar la veracidad de los resultados obtenidos con la ayuda de las herramientas CAE, se realizó un prototipo virtual, con base en el modelo PK43 (ver Figura 5), y así tener un punto de partida para calibrar el manipulador semi-industrial diseñado. De manera simultánea se desarrolló un código, en lenguaje M (usado principalmente por Matlab), para crear una nube de puntos que permitieran al diseñador evaluar el desempeño del robot frente a los ciclos industriales estándar y otras pruebas personalizadas para determinar interferencias y demás cambios en las piezas diseñadas garantizando el funcionamiento óptimo del manipulador.

Luego, se llevan a cabo las pruebas dinámicas sobre el manipulador para hallar los valores máximos de las variables de trabajo (velocidad máxima y porcentaje de aceleración y desaceleración de la trayectoria), en los cuales es posible trabajar sin afectar los requerimientos impuestos. Después se define la trayectoria crítica para las piezas, y con esté, se obtienen los estados de carga sobre las juntas de las diferentes piezas de la cadena cinemática, que posteriormente, se convertirán en los datos de entrada para los análisis de elementos finitos, durabilidad y elementos flexibles. Finalizada esta etapa se realiza un redimensionamiento a las piezas que se encuentren en falla, para finalmente presentar los planos de diseño de las piezas creadas.

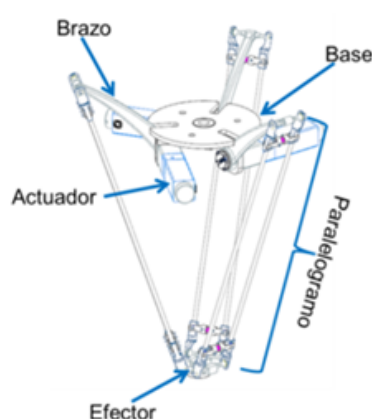
2 DISEÑO CONCEPTUAL

La metodología de diseño en ingeniería incluye la fase conceptual donde se establecen los criterios de desempeño y alternativas de solución, la fase preliminar donde se establece la arquitectura y las características principales de la mejor alternativa de diseño para dar paso a la última fase, donde se obtiene el diseño final con los detalles suficientes para proceder a etapas posteriores del proyecto.

2.1 REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE

La metodología de diseño parte de lo que desea el cliente del producto, (requerimientos del cliente) y las limitantes (o restricciones) en diferentes ámbitos (económicos, dimensionales, técnicos, entre otros) para su realización. Las restricciones dimensionales del manipulador son obtenidas a partir de acotar, con base en el espacio total de trabajo, las zonas donde el manipulador presenta mayor destreza, para finalmente obtener un volumen que no presente singularidades. Realizando un trabajo de optimización dinámica se obtuvieron las medidas mínimas de la cadena cinemática para cubrir dicho volumen [11]. Estas restricciones se pueden apreciar en la Figura 6.

FIGURA 6. RESTRICCIONES DEL ROBOT TIPO DELTA



Característica	Estructural
Radio base Máx.	100 mm
Longitud Brazo Máx.	310 mm
Masa Brazo Máx.	5 kg
Longitud Paralelogramo Máx.	840 mm
Masa Paralelogramo Máx.	1.2 kg
Radio Efecto Máx.	50 mm
Masa Efecto Máx.	7 kg
Carga Máxima a mover	2 kg
Volumen (cilindro) de trabajo (diámetro x altura)	1130 mm x 250 mm
Velocidad crítica	2 m/s
Torque Máx. de los actuadores	350 N m
Velocidad angular	120 rpm

Fuente: [11]

En la Figura 7 se puede observar como es conformado el volumen de trabajo en el espacio, detallándose con color rojo. Dentro de este volumen de trabajo, cabe aclarar que se realizarán todas las pruebas de diseño y se asegura que el robot se pueda posicionar en cualquier punto dentro de este.

Para cumplir con las restricciones, un actuador que brinde el torque requerido ofrece demasiadas rpm, sacrificando el costo, con dimensiones y peso exagerados, por lo cual se propone un servomotor unido a una caja reductora (*gearbox*) con las características presentadas en la Tabla 1.

FIGURA 7. VOLUMEN DE TRABAJO DE LA MÁQUINA VIRTUAL CON SUS RESPECTIVAS DIMENSIONES Y DISTANCIAS

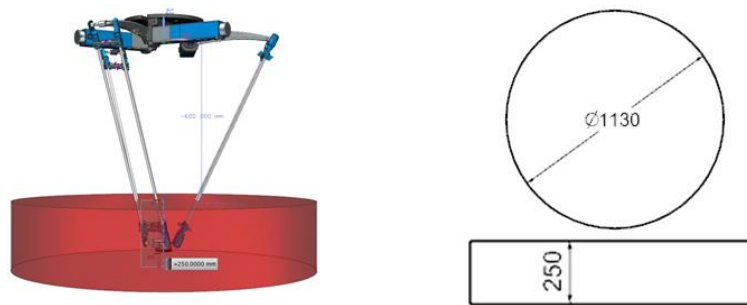


TABLA 1 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL ACTUADOR (SERVOMOTOR Y CAJA REDUCTORA)

Características	
Servomotor	Gearbox
Torque Máximo: 44 Nm	Velocidad de entrada Máxima: 4200 rpm
Velocidad Máxima: 4100 rpm	Torque Máximo de entrada: 50 Nm
Voltaje de alimentación: 200-600 V, 60 Hz	Velocidad Nominal de salida: 200 rpm
	Torque Nominal de Salida: 420 Nm

2.2 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD

Entender los problemas de diseño y trasladar lo que quiere el cliente al producto final es un paso que en algunas ocasiones parece sencillo o se tiende a subestimar por su condición, pero para lograr entender el problema en su totalidad es necesario de algún método eficaz que garantice que el producto final incluya, mínimo, lo dicho por el cliente.

La matriz QFD (*Quality Function Deployment*), es un método que nació de la necesidad de entender el problema de diseño fundamentado en la búsqueda del diseño del producto con una alta calidad. Esto lo logra por medio del análisis y traducción de “los requerimientos del cliente en descripciones técnicas sobre lo que necesita ser diseñado” [32]. A través de su implementación se logra escuchar la voz de los clientes, para desarrollar las especificaciones y objetivos del mismo, además de compararlo con la competencia, evidenciando los problemas desconocidos, trasladar los requerimientos del cliente en objetivos medibles e identificar parámetros críticos, priorizando aquellos que deben ser cumplidos y dar como

resultado un producto de calidad. Los resultados de la matriz se pueden apreciar en la , donde los parámetros ingenieriles el peso del dispositivo y la precisión del mecanismo como los requerimientos más importantes a cumplir para el diseño.

2.3 GENERACIÓN DE CONCEPTOS

Para entender los conceptos de la máquina a diseñar, es indispensable antes conocer las funciones que debe cumplir para conseguir lo que se desea de ella. *La función*, de manera simplificada, es el flujo lógico de energía (incluyendo fuerzas estáticas), material, o información entre objetos o el cambio de estado de esté, los cuales son necesarios para cumplir el objetivo del dispositivo: *tomar y posicionar correctamente los objetos con velocidad y precisión*.

Figura 8, donde los parámetros ingenieriles el peso del dispositivo y la precisión del mecanismo como los requerimientos más importantes a cumplir para el diseño.

2.4 GENERACIÓN DE CONCEPTOS

Para entender los conceptos de la máquina a diseñar, es indispensable antes conocer las funciones que debe cumplir para conseguir lo que se desea de ella. *La función*, de manera simplificada, es el flujo lógico de energía (incluyendo fuerzas estáticas), material, o información entre objetos o el cambio de estado de esté, los cuales son necesarios para cumplir el objetivo del dispositivo: *tomar y posicionar correctamente los objetos con velocidad y precisión*.

FIGURA 8. SECCIÓN DE VALORES OBJETIVO DE LA MATRIZ QFD

Quality Characteristics	Rango de la precisión [mm]	Tiempo ensamblaje del robot [horas]	Cantidad de piezas por unidad de volumen [N/V] (Espacio vacío entre piezas)	Numero sistemas de seguridad [N]	Tiempo de reparación del robot [horas]	Peso total del robot ensamblado [kg]	Cantidad de sistemas adaptables al efector [N]	Costo total de construcción del robot [\$]	Cantidad de posicionamientos para diferentes ambientes [N]	Tiempo en el cual recorre la distancia de la prueba con una carga determinada [kg/s]
Target or Limit Value	0.1 mm	2	100	5	1	300	3 (Cant.)	\$ 20,700,000	2 (Cant.)	0.6 kg/s
Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	10	7	7	4	5	9	6	5	4	6
Weight Importance	347.2	219.4	244.4	204.2	226.4	412.5	118.1	200.5	125	212.5

La función básicamente se compone de tres flujos lógicos. El primer flujo es el **flujo de energía** (Figura 9a.), entendido como la energía, visualizada en movimientos o acciones, se transmite en los diferentes componentes teniendo como fuente la energía eléctrica que induce el movimiento del servomotor hasta la energía cinética observada en el movimiento del efector final. El **flujo de material** tiene dos puntos de vista, el primero es respecto al movimiento y posicionamiento en el nuevo lugar del objeto trasladado por el robot (Figura 9b.) y el segundo se enfoca a la ensamblabilidad del mecanismo, con base en los componentes principales mostrados anteriormente (Figura 9Figura 9c.). Por último se encuentra el **flujo de información** (Figura 9d.), que muestra por medio de un diagrama como circulan los datos que generan la función principal, entendida desde la visualización de la posición del objeto de interés hasta el momento en que el controlador envía la señal para dejarlo en la posición deseada.

Lo anterior pone al descubierto de manera detallada, qué información de entrada necesita el mecanismo para desempeñar lo que se espera de este, siendo el punto de partida para determinar las funciones que posteriormente generarán las diferentes alternativas. Además estas últimas son la manera de evaluar a conciencia, en qué grado cada una de ellas cumple los requerimientos del cliente propuestos anteriormente siendo necesarias para el buen funcionamiento del robot.

De acuerdo con el estudio correspondiente y con base en diferentes fuentes académicas e industriales, se definieron las funciones del modo más detallado y objetivo posible, para lograr una evaluación correcta a la hora de comparar las diferentes alternativas. Las funciones desarrolladas para el robot semi-industrial tipo Delta se presentan en la (D)

2.5 ANÁLISIS DE MANUFACTURABILIDAD Y ENSAMBLABILIDAD

Un proceso de diseño de un producto completo se enfoca en cumplir con los requerimientos del cliente, mientras busca el balance entre el precio, la calidad y el rendimiento. Esto es común dentro del enfoque de la ingeniería concurrente, el cual involucran diseño, manufactura y proveedores (materia prima e insumos) en las etapas tempranas del ciclo de diseño, ya que se piensa de manera que el equipo trabaje en pro de minimizar el número de componentes, pasos de fabricación y operación [33].

TABLA 2. FUNCIONES QUE DEBE CUMPLIR EL ROBOT SEMI-INDUSTRIAL TIPO DELTA

Nomenclatura	Función
<i>F1</i>	Resistir la carga total del dispositivo, incluyendo su propio peso. Además de soportar las cargas producidas por el movimiento y las vibraciones del mismo.
<i>F2</i>	El dispositivo cubre la totalidad del volumen de trabajo.
<i>F3</i>	Buena adaptabilidad a diferentes ambientes y espacios.
<i>F4</i>	Disposición de los componentes de la cadena cinemática, para la instalación de los diferentes componentes del sistema de información. (Cables, sensores, finales de carrera, entre otros) sin que interfieran en las demás funciones del dispositivo. (Disponibilidad de montaje de conexiones de energía, sensórica y cuarto eje)
<i>F5</i>	Espacio suficiente para el montaje de los servomotores y un cuarto eje. (Se debe tener en cuenta que la idea primordial es utilizar un sistema telescópico para el mismo, por lo tanto el motor estará instalado en el soporte).
<i>F6</i>	Transformar el movimiento rotacional del eje del servomotor en movimiento traslacional en el efector.
<i>F7</i>	Lograr la mayor rigidez en el dispositivo para lograr la precisión requerida para la aplicación.
<i>F8</i>	Asegurar el buen contacto de los componentes para evitar las vibraciones producidas por la falta de ajuste.
<i>F9</i>	Sistema de seguridad para los servomotores ante una sobrecarga del sistema. (Teniendo en cuenta la seguridad de los operarios)
<i>F10</i>	Fácil ensamblabilidad
<i>F11</i>	Flexibilidad en el diseño con el fin de modificar dimensionalmente algunos elementos presentes en cada una de las cadenas cinemáticas.
<i>F12</i>	Capacidad de adaptar diferentes sistemas de agarre (Neumático, mecánico, magnético, entre otros.)
<i>F13</i>	Que aprovecha traslacionalmente los movimientos que provienen de la cadena cinemática.
<i>F14</i>	Comprende las necesidades que deben cumplirse para un proceso de manufactura, con las técnicas conocidas y principalmente con las herramientas que se tienen disponibles.

El DFMA se puede definir como un conjunto de directrices para asegurar que un producto diseñado pueda ser fácil y eficientemente manufacturado y ensamblado, minimizando el esfuerzo (mano de obra), el tiempo y los costos en el proceso. Se compone de manera global, de la unión de *DFA* y *DFM*. [12, 34], en donde el término *DFM* se refiere al proceso de fabricación de los componentes individuales de cierto producto, buscando minimizar tiempos y simplificar tareas y planear desde la creación de la pieza como se llevará a cabo su manufactura. Según el *DFM*, "no se considera al proceso de manufactura (*manufacturing process*) de igual forma que el torneado, fresado, moldeo, etc. que son actividades de manufactura (*manufacturing processes*)" [12]. En cuanto al término *DFA* o diseño para el ensamble simplemente se define como el diseño para facilitar el ensamble por medio de normalización de piezas, simplificación de formas y minimizando sujeciones y partes del conjunto. Generalmente se piensa que ensamblar es simplemente unir partes, pero gracias al *DFA*, el ensamble ahora tiene un papel preponderante en las etapas de creación de un producto, ya que se considera como "el proceso culminación del diseño, la ingeniería, la

manufactura y la logística" [35], por lo cual el ensamble, al realizar el proceso de diseño conceptual, las funciones que debe realizar cada parte definen el objetivo que debe cumplir cada una para funcionar como conjunto y de igual manera determinar la más adecuada para cada tarea.

2.5.1 DISEÑO PARA EL MAQUINADO

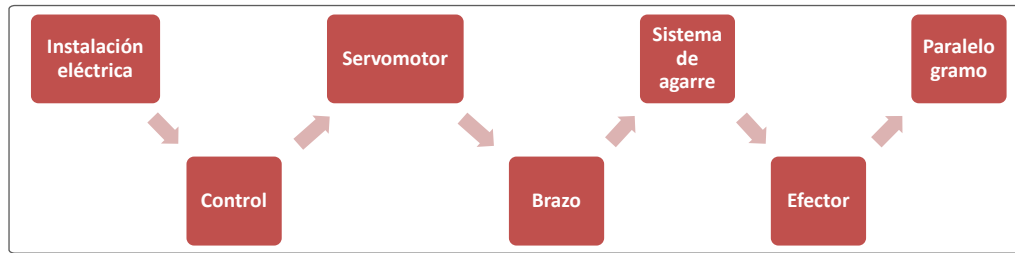
En el maquinado, el material es removido de la pieza de trabajo hasta conseguir la forma final. Debido a que para muchos diseñadores este proceso es lento y desgastante, se ha tratado de eliminar pero sin mucho éxito, ya que la mayoría de los equipos de manufactura (tornos, CNC, entre otros) están diseñados para este tipo de función, por lo cual es inconveniente sacarlos del proceso de fabricación del producto.

Dentro de las técnicas para implementar los criterios de DFM es posible analizar el costo de ensamble (manipulación e inserción) durante un tiempo determinado y el sobrecosto por cada pieza adicional, que son la base para empezar a simplificar los diseños y determinar el precio del proceso de maquinado. Sin embargo, esta técnica tiene el inconveniente de que es necesario realizar pruebas físicas (prototipos) para arrojar resultados apegados a la realidad, ya que son métodos para minimizar costos de producciones en serie. Aunque se puede estimar el precio de componente maquinado, teóricamente, para realizar análisis rápidos en las etapas de diseño conceptual o preliminar, todavía se desconoce en totalidad la variables de maquinado para realizar la fabricación completa, por lo cual es complicado estimar tiempos.

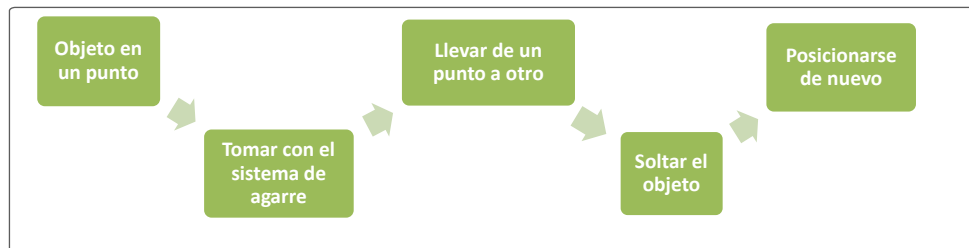
Por esta razón, para minimizar tiempos de maquinado, se ha pensado en usar un método llamado "*near net shape*" [12], que busca empezar con una forma del producto en bruto (sin ningún proceso) similar a la conseguida después del maquinado, esto quiere decir que durante el proceso no se requieren muchas operaciones (fresado, desbaste, etc.) y por lo tanto el tiempo y dinero se verán reducidos en cierto grado.

Gracias a que se desea desarrollar gran parte de las piezas con los recursos disponibles (centro de mecanizado 4+1 ejes y torno suizo) y no es necesario realizar una producción en serie del manipulador, para aproximar la fabricación al método mencionado (*near net shape*), se realizó un procedimiento en cual partiendo de la forma original del material, en bruto o de trabajo, se minimicen la cantidad de montajes necesarios para llegar a la pieza final. Este proceso se realiza con la ayuda de técnicas eficientes de mecanizado, como: programas CAD/CAM, herramientas de alto avance, entre otros. Un ejemplo del método propuesto se muestra en la Figura 10, donde sobre una pieza final se desarrolló, desde el modelado CAD, las operaciones de maquinado, simulando la fabricación, hasta llegar al modelo final. Esto contribuye tanto a visualizar que herramientas, trayectorias de la herramienta debe seguir y número de montajes son necesarios y así, desde la creación virtual de la pieza se planea la fabricación de la misma.

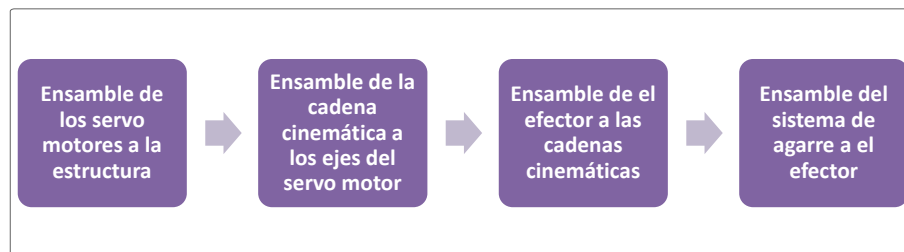
FIGURA 9. (A) FLUJO DE ENERGÍA, (B) FLUJO DE MATERIAL RESPECTO AL OBJETO A MOVER Y AL (C) PROCESO DE ENSAMBLAJE Y (D) EL FLUJO DE INFORMACIÓN DEL ROBOT DE ARQUITECTURA PARALELA TIPO DELTA.



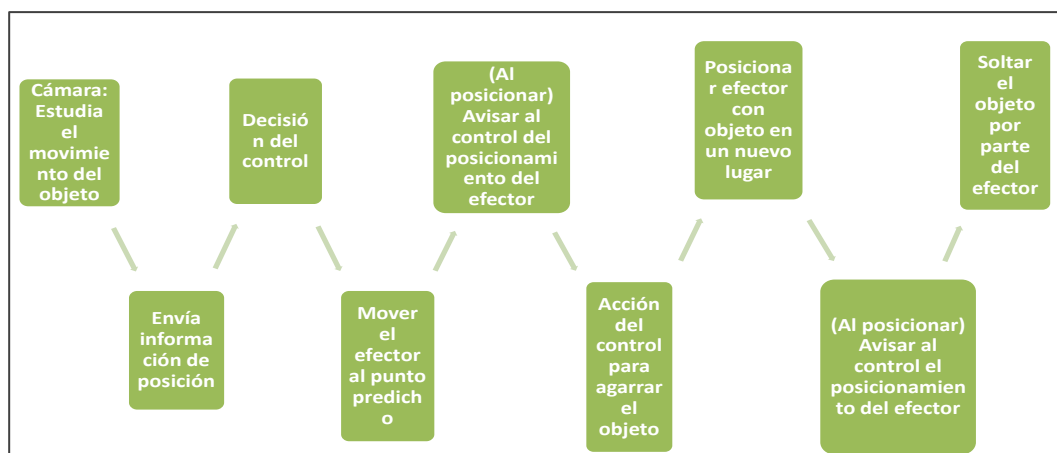
(A)



(B)

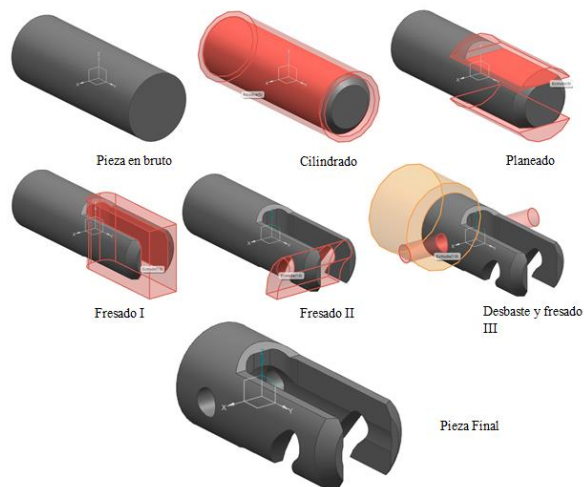


(C)



(D)

FIGURA 10. MÉTODO DE PLANEACIÓN DE MANUFACTURA DESDE CAD



2.5.2 DISEÑO PARA EL ENSAMBLE

El mayor objetivo del DFA es la simplificación del producto; porque un producto más simple significa menos partes, que a su vez implica menos operaciones de ensamble, estaciones y espacio de trabajo y trabajadores. Además, cada parte representa para la compañía esfuerzo de diseño y sobrecostos, por lo tanto, más simple y menos partes se traduce en menos gastos de producción.

Para determinar que piezas son “innecesarias”, o que tienen una alta posibilidad de ser modificadas, al menos teóricamente, se puede tomar tres reglas propuestas por Boothroyd [34] son:

- Durante la operación de la parte, ¿esta se mueve relativa al resto de partes ya ensambladas? Esta pregunta se debe a que pequeños movimientos de las piezas móviles no hacen parte del conteo.
- ¿Las partes deben ser de un material diferente o aislado del resto de las partes ya ensambladas?
- ¿Las partes se deben separar del resto de las partes ensambladas debido a que de otra manera el des/ensamble de otras partes es imposible?

Este criterio, en la práctica no se debe aplicar tan estrictamente debido a que ciertos elementos de sujeción como son los tornillos/pernos, aunque según este reglamento sería elementos de sobra, por ciertas restricciones o razonamientos se hace indispensable, por lo cual es importante que el diseñador esté enfocado en lo relevante para el beneficio del producto.

Para tener un criterio más amplio y objetivo, en la Tabla 3 se puede apreciar, de manera condensada, los principios básicos de un diseño que cumple con los criterios propuestos por DFA. Estos son la base para la evaluación y el mejoramiento, respecto a los criterios de ensamblabilidad, de las alternativas que se presentarán a continuación. De esta manera es posible, que a medida que se genere una alternativa, poder ir verificando que principios cumple y cuáles no.

TABLA 3 PRINCIPIOS BÁSICOS DE DFA

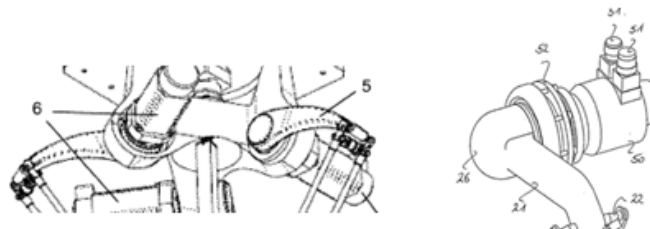
No	Principios Básicos
P1	Minimizar el número y tipo de piezas usadas en el ensamble
P2	Minimizar el uso de sujeciones (tornillos, pernos, etc.)
P3	Estandarización
P4	Evitar componentes complejos
P5	Usar partes multifuncionales
P6	Minimizar la reorientación (simetría) y movimientos incómodos para ensamblar (intuitivo y fácil)
P7	Usar características de auto-colocación (formas de molde, chafanes, agujeros)
P8	Evitar herramientas o equipo especial para en ensamble y pruebas de calidad
P9	Proporcionar accesibilidad para ensamblar y desmontar, testear, inspeccionar y mantener
P10	Minimizar operaciones y pasos en el proceso de producción (incluyendo el exceso de manipulación)
P11	Evitar los ajustes cuando sea posible
P12	Minimizar el número y tipo de piezas usadas en el ensamble

Fuente: [12, 21, 33, 34]

2.6 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para el desarrollo de este apartado, primero se analizaron las diferentes fuentes de información, tanto académicas (patentes, artículos, trabajos de grado, etc.) como industriales, para tener un punto de partida en la decisión de la topología inicial de los componentes cinemáticos y para comprender las necesidades y condiciones a las que se enfrentar en un entorno de trabajo real.

FIGURA 11. ALGUNAS FUENTES ACADÉMICAS DE LA TOPOLOGÍA DE LOS BRAZOS DE ROBOTS TIPO DELTA



Fuente: [10, 36]

2.6.1 BASE

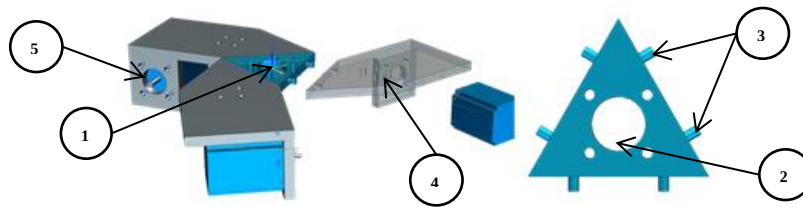
Es el eslabón o link que está conformada por las piezas que dan soporte a los actuadores y demás piezas móviles del robot. Por esta razón se debe fijar o inmovilizar totalmente para evitar movimientos imprecisos o perjudiciales para los demás eslabones. Además debe poseer la característica de poder posicionar los brazos del manipulador a la distancia exacta (120°) para cumplir con el comportamiento cinemático del manipulador.

– Opción 1

La base (Figura 12) está compuesta por dos tipos de piezas: la primera es el triángulo central (1) que tiene la capacidad para ensamblar los dispositivos necesarios para un eje telescópico

(2). Esta pieza cuenta con cilindros (3) que alinean y ajustan las placas (4) por medio de un ajuste de interferencia. El conjunto servomotores y cajas reductoras son sostenidas a la placa (4) con una unión atornillada en 4 puntos (5) para garantizar la total alineación y seguridad a la hora de funcionar.

FIGURA 12. BASE MODULAR

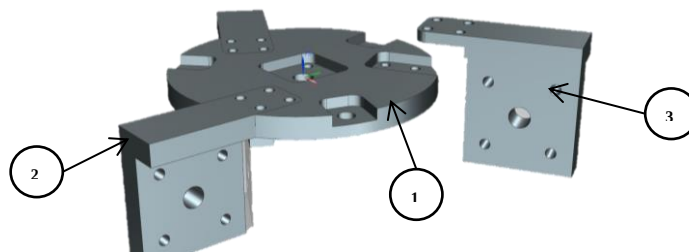


La base, debido a que está formada por piezas de trabajo iguales, espaciadas simétricamente, es indispensable garantizar la igualdad en las dimensiones de cada una de ellas. Otro inconveniente es el ajuste que existe entre el triángulo central y las placas externas, puesto que los pines deben proveer la suficientemente área de contacto para que el ajuste, por interferencia, sea el adecuado, permitiendo la rigidez requerida para la aplicación, aunque el inclinarse por una sujeción por interferencia conlleva a una mayor cantidad de horas en el ensamble, y desensamble, respecto a otras alternativas.

–Opción 2

La base consta de una placa central de forma circular (1) y tres placas paralelepipedas (2) que están dispuestas a 120° (ver Figura 13). Estas son sujetadas por medio de uniones atornilladas (3), debido a que sobre esas placas se van a sostener, en voladizo, los servomotores y cajas reductoras.

FIGURA 13. BASE MODULAR DE LA ALTERNATIVA 1



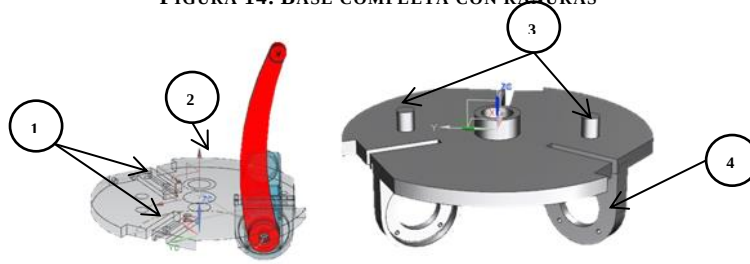
Gracias a que se pueden retirar estas placas, es posible poder aumentar el radio de la base central sin alterar la configuración del elemento. El problema radica en que la gran longitud del motor hace necesario una mayor estabilidad, aumentando las dimensiones de este componente, el cual se verá reflejado en el tiempo de maquinado de las hendiduras y a su vez afectará significativamente el peso del robot, entorpeciendo el ensamble manual.

Una ventaja es la capacidad de intercambiar la placa de unión entre la estructura y la base del robot para montar diferentes dimensiones y configuraciones de base, lo cual daría una versatilidad mayor.

–Opción 3

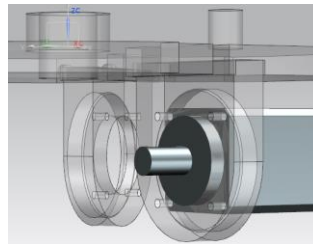
En esta opción (ver Figura 14Figura 13) se hicieron unas ranuras (1) que permiten una mayor rotación en los brazos, dando total libertad en las diferentes situaciones. La base (2) fue pensada como un elemento para disminuir la cantidad de piezas, siendo necesario realizar la fabricación por fundición para posteriormente maquinar, con el fin de mejorar las tolerancias dimensionales y acabados de dicho elemento.

FIGURA 14. BASE COMPLETA CON RANURAS



Además consta de dos pines (3) dispuestos radialmente para que al momento de ensamblarlo en la estructura, restrinja los movimientos rotacionales sin sujeciones que puedan debilitar el sistema. Para sujetar los actuadores (servomotor+caja reductora) se dispone de una sección de la base que sobresale perpendicularmente (4) y dispone de un escalón (ver Figura 15), con los respectivos agujeros de tornillería.

FIGURA 15. ENSAMBLE DE LA BASE Y EL ACTUADOR



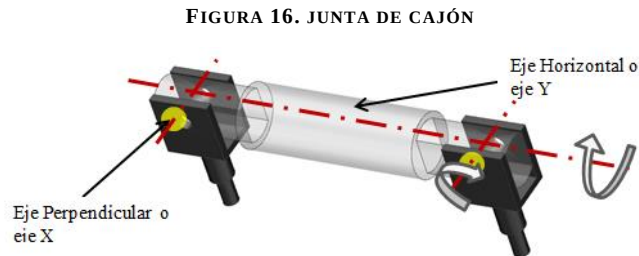
En la fabricación, debido a las dimensiones requeridas por el cliente, hace difícil usar cualquier centro de mecanizada, además de perder la capacidad de adaptarse a diferentes condiciones de trabajo, teniendo que fabricar otra base para lograrlo este requerimiento. Dentro de sus ventajas, es la capacidad, del material de manufactura ya que posee la capacidad de absorber en algún grado las vibraciones gracias a sus propiedades mecánicas, ayudando a minimizar los problemas de esta índole.

2.6.2 JUNTAS PARALELOGRAMO

La función del paralelogramo dentro de la cinemática del robot es poder transmitir los movimientos del brazo-motor hacia el efector por medio de la conversión de las rotaciones en desplazamientos traslacionales. Para realizar esta acción, la junta del paralelogramo debe pivotar respecto al eje horizontal del brazo, que permite realizar las rotaciones que no son posibles para el motor y así complementar el mecanismo del robot de arquitectura paralela.

Dentro de las rotaciones que debe realizar este sistema de junta-paralelogramo está el movimiento angular sobre el eje horizontal, que llamaremos eje Y, y el movimiento sobre el eje perpendicular a este y paralelo a la base, que se nombrará como eje X (ver

Figura 16). Estas rotaciones, debido a la delimitación del volumen de trabajo, tiene un valor máximo y mínimo que determinarán las condiciones de esta junta, tanto topológica como dimensionalmente.



Las condiciones de esfuerzo teóricos de este tipo de dispositivos son de tipo combinado, donde no se esperan grandes magnitudes debido al peso que generalmente trasladan este tipo de robots, por lo que principalmente están diseñados para ser sometidos a tensión-compresión, sumado a la flexión causada por la inercia del cuerpo, aunque esta última no alcanza a ser relevante en comparación con la carga axial. [37]

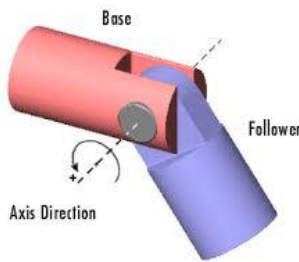
Es necesario que el paralelogramo disponga de un sistema de seguridad, propuesto como requerimiento del diseño general de la máquina, que permita la parada de emergencia si la fuerza axial (dirección Y) generada en las juntas-paralelogramo supere el valor permisible por diseño. Esta condición puede ser causada por un obstáculo físico que impida su libre funcionamiento, por bloqueos entre componentes debido a singularidades o desplazar el mecanismo fuera del volumen de trabajo propuesto. Este sistema es preferible que sea mecánico por la facilidad de predecir su vida útil. Contrario a lo que ocurre con dispositivos electrónicos que fallan abruptamente; algo indeseable para un sistema que es de uso crítico.

– Opción 1

La junta propuesta se basa en el funcionamiento de una unión de bisagra o revolución (ver Figura 17), en la cual consta de tener dos ejes de rotación que permiten los grados de libertad deseados en el problema. Esta junta también es conocida como juntas en “Y”. El primer eje está conectado directamente al extremo opuesto del brazo-motor, que permite las variaciones de altura del efector final sobre el volumen de trabajo.

El otro eje, perpendicular al anterior, permite las traslaciones sobre el plano de acción del efector pivotando sobre los pines que sujetan a las barras de los paralelogramos sobre el eje anteriormente mencionado, dando así como resultado, dos juntas de revolución que se unen para generar el movimiento deseado. En esta opción implica tener tres bujes, dos en los pines extremos y uno sobre el eje principal o Y. Esto implica tener que realizar revisiones periódicas en los rodamientos para la lubricación de los mismos o tener rodamientos auto-lubricantes que aumentarían el precio pero permitirían al robot trabajar la mayor cantidad de horas, que es lo ideal en la producción de alta demanda.

FIGURA 17. TOPOLOGÍA DE UNA JUNTA REVOLUCIÓN



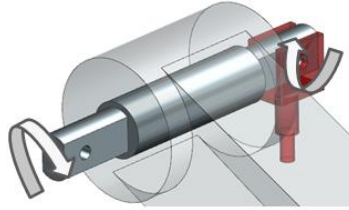
Dentro de las ventajas de este dispositivo, se encuentran las siguientes:

- No es necesario tener algún dispositivo que realice la función de mantener paralelas y alineadas las dos barras, ya que el eje de rotación horizontal, debido a su topología permitiría realizar esta función (ver Figura 18).
- Es relativamente simple de fabricar, ya que no se necesitan grandes tolerancias para permitir un correcto ensamble de las diferentes piezas.
- Si se desea, es posible evitar mantenimientos frecuentes, ya que existen componentes que permiten una lubricación muy esporádica y el chequeo de los componentes es muy accesible para cualquier operario.
- No es necesario de un dispositivo para mantener el paralelismo del dispositivo, ya que todo depende de la manufactura de las diferentes piezas.

En cuanto a las desventajas:

- La principal es las dimensiones de la junta de caja, puesto que por las pruebas realizadas en modelos anteriores se determinó que el ángulo de giro sobre el eje X es aproximadamente de 49.2° respecto al eje Y del mecanismo, lo cual perjudica bastante las dimensiones del dispositivo, aumentando el peso de la pieza que repercute en la necesidad de usar materiales plásticos permisibles para aplicaciones alimenticias.
- Gracias a la flexión que puede ocurrir por la inercia de los movimientos, es necesario contrarrestar el cortante que se genera sobre el plano XZ, por lo cual es importante que el rodamiento principal soporte cierta carga axial para evitar desalineaciones en el sistema.

FIGURA 18 MODELADO ALTERNATIVA 1

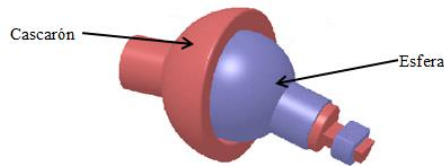


- Opción 2

Basados en las alternativas que se encontraron en la industria [6, 7, 38, 39], se procedió a analizar cuáles son los puntos principales de la unión—jointa esférica (ver Figura 19)—para ser utilizada tan ampliamente en robots de arquitectura paralela y determinar su utilidad dentro de la aplicación.

Dentro de los primeros puntos observables, es su gran rango de movimientos posibles o grados de libertad, ya que es posible el movimiento en los 3 ejes de rotación, permitiendo una disminución de elementos en el ensamble y posiblemente una gran precisión gracias a las tolerancias que maneja esta solución.

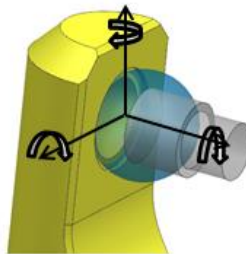
FIGURA 19. TOPOLOGÍA DE LA JUNTA ESFÉRICA



Las ventajas encontradas son las siguientes:

- Facilitar los diferentes movimientos programados, y en general en el cubrimiento del volumen de trabajo, puesto que con una geometría compacta permite un mayor barrido del ángulo en los diferentes planos de rotación.
- Menores posibilidades de ruptura o deformación de la superficie de trabajo, debido a que el área de contacto aumenta para distribuir las cargas de forma más uniforme.
- Menor pérdida de potencia debido a la menor cantidad de piezas móviles (menor fricción), por lo cual se convierte en menos trabajo para el servomotor a la hora de realizar los recorridos.

FIGURA 20. MODELADO ALTERNATIVA 2



Las desventajas más relevantes son:

- Un gran costo de adquisición lo cual, aunque no es un ítem de evaluación primordial, si es una restricción inherente en el proceso de diseño que debe ser tomada en cuenta.
- El método de fabricación de la junta debe contar con una calidad superficial alta para permitir un movimiento suave y sin alteraciones que puedan generar problemas de alineación.

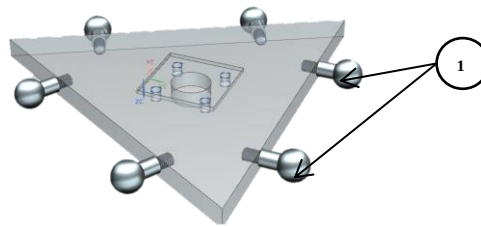
2.6.3 EFECTOR

Este componente es el encargado de sostener el elemento mecánico, neumático o electrónico que va a transportar los productos de manera aleatoria, de una posición a otra y poder realizar el proceso de empaque. El efector tiene esta función ya que es el elemento que cierra la cadena cinemática del modelo Delta.

–Opción 1

El efector (ver Figura 21) consta de juntas roscadas (1) que garantizan la intercambiabilidad con otro efector, de igual geometría pero diferentes dimensiones. Su geometría fue pensada en ensamblar diferentes sistemas de agarre (*grippers*), ya que se aprovecha el mayor área posible de sujeción sin obstruir los movimientos de otros elementos.

FIGURA 21. EFECTOR CON ESFERAS ROSCADAS



–Opción 2:

Este efector surgió del concepto de minimizar la mayor cantidad de material de las partes móviles. En este caso se diseñó solamente para sostener los ejes que mantienen a la distancia necesaria a las barras del paralelogramo, espaciados a 120° (ver Figura 22)

FIGURA 22. EFECTOR EN RADIOS



Desde el punto de vista de manufactura, es necesario realizar una pieza especial para realizar el montaje en el centro de mecanizado, debido a las limitaciones de las mordazas que se tienen disponibles. Además se debe tener en cuenta que el tiempo de maquinado para este

tipo de piezas donde existen muchas figuras complejas requieren de un tiempo elevado. El beneficio más resaltable es el peso reducido, altamente requerido en las piezas móviles.

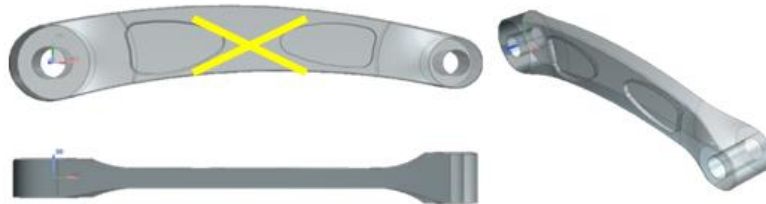
2.6.4 BRAZO

El brazo se considera como el primer elemento dentro de la cadena cinemática porque es aquel que recibe la potencia de la fuente de poder (actuador) para transmitirla a los subsecuentes elementos móviles. Este eslabón debe permitir un grado de rotación en la dirección del eje axial de la flecha de transmisión de potencia. Dado esta condición es indispensable permitir para el brazo tener dos puntos opuestos que permitan la sujeción tanto del eje de la fuente de poder, que hará pivotar el brazo, como del elemento que conecta a este con la junta del paralelogramo.

–Opción 1:

Este brazo está diseñado para que se comporte como un mecanismo de torsión, puesto que las reducciones de material lo convierten en un mecanismo equivalente a un marco en “X” que le da la capacidad de minimizar los esfuerzos generados por los cambios de movimientos en las diferentes trayectorias. Además las reducciones de material ayudan a la disminución de peso.

FIGURA 23. BRAZO CON REDUCCIONES DE MATERIAL

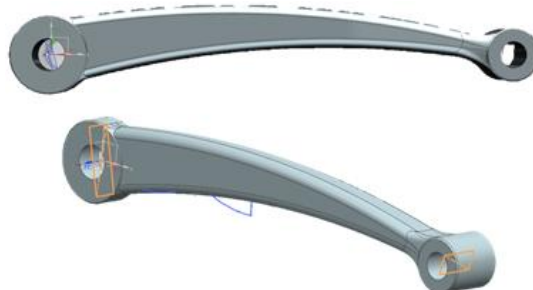


Su forma puede generar complicaciones a la hora del maquinado porque es necesario de un código relativamente laborioso y varios montajes, sino se cuenta con un centro de mecanizado de 4 o más ejes, haciendo más costosa su fabricación.

–Opción 2:

El diseño (ver Figura 24) está enfocado, gracias a la información recopilada de diferentes fuentes, a soportar los esfuerzos cambiantes a lo largo de su geometría, permitiendo que la sección angosta y alta (sección izquierda) y su forma curva ayude a soportar la flexión, y en la parte donde se une con el paralelogramo (área ancha y baja) este dimensionada para tolerar los torsosres.

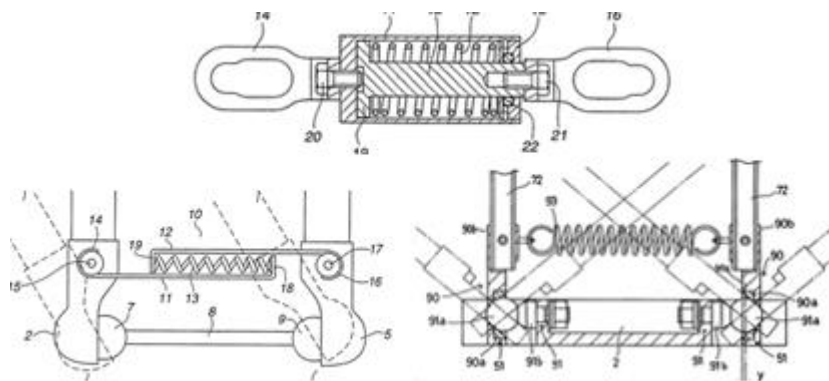
FIGURA 24. BRAZOS DE SECCIÓN TRANSVERSAL VARIABLE



2.6.5 SISTEMA RESORTE

Dentro de las alternativas desarrolladas para este punto (3 en total), y al igual que en todos los diseños, siempre fue necesario el apoyarse en patentes (ver Figura 25) y soluciones industriales con los cuales verificar los conceptos básicos por los cuales su implementación era necesarios dentro del robot delta a construir. Los métodos más usados suelen ser de tipo flexible, ya que los componentes del mecanismo con estas características permiten cierta holgura en contraposición con un diseño rígido que puede generar grandes esfuerzos en los puntos de apoyo y romper el sistema cuando el robot tuviese varias horas de trabajo seguidas. Esto se debe a las deformaciones que se producen de manera repetida en los cambios de dirección muy bruscos o en paradas inesperadas, que generan fuerzas entre 10 a 15 gravedades, y que pueden ser amortiguadas más suavemente.

FIGURA 25. PATENTES SOBRE SISTEMAS DE SUJECIÓN



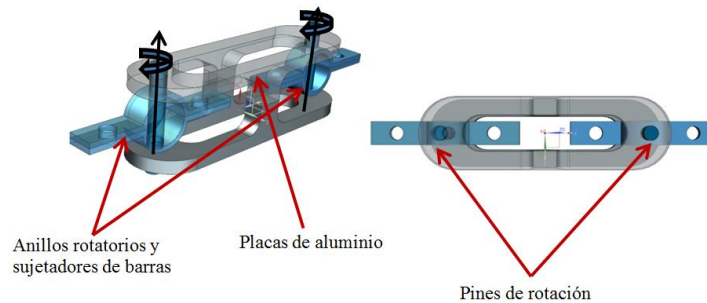
Fuente: [3, 4]

Dentro de lo recabado, el sistema de sujeción, mencionado en anteriores puntos, es necesario cuando se implementan juntas esféricas para permitir el paralelismo entre barras ya que la rotación extra permitida por este tipo de unión debe ser restringida para lograr el movimiento preciso del sistema. Este sistema debe buscar ser lo más **compacto, liviano y simple posible** para evitar errores en el montaje del mismo.

–Opción 1:

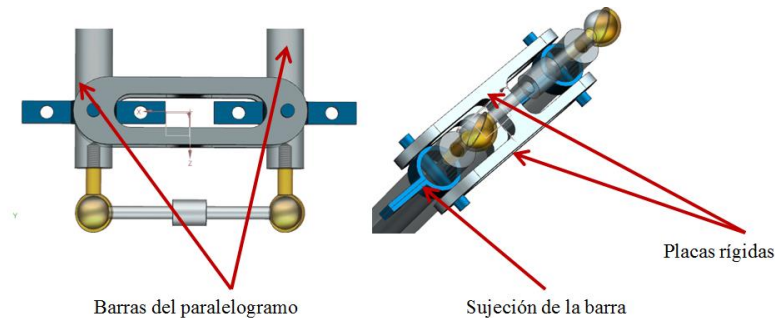
Este sistema permite la rigidez necesaria para permitir al paralelogramo mantener su forma a la hora de realizar los diferentes movimientos debido a que consta totalmente de piezas de metálicas. Presenta como diseño, dos anillos que ajustan el paralelogramo evitar movimientos no permitidos por el sistema, similar a la sujeción que se realiza por medio de una abrazadera. Además por la rigidez del sistema permite una mejor precisión en los ciclos del robot a altas velocidades, puesto que las deformaciones producidas por la inercia serian amortiguadas por el sistema casi que en su totalidad (ver Figura 26 y Figura 27).

FIGURA 26. MODELO CAD PRIMERA ALTERNATIVA



Dentro de las desventajas más evidentes es el peso debido a la robustez del mismo, por lo cual sería necesario el uso de materiales rígidos y poco densos como el aluminio, además de la necesidad de que la fabricación necesita de tolerancias geométricas y dimensionales muy ajustadas (paralelismo, concentricidad, cilindres, etc.) para permitir la correcta alineación del sistema y cumplir con las especificaciones antes mencionadas.

FIGURA 27. ENSAMBLE DENTRO DEL SISTEMA DE LA PRIMERA ALTERNATIVA

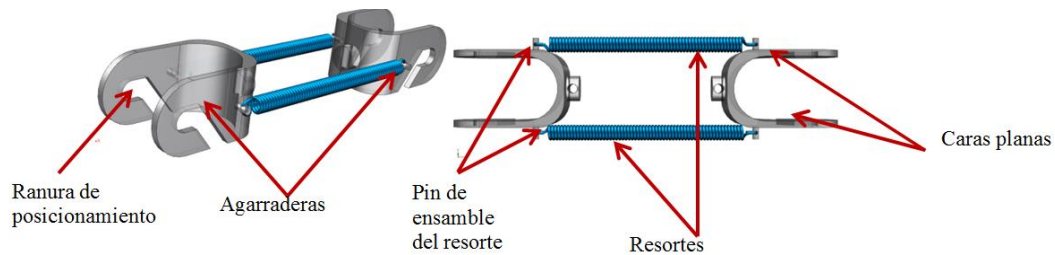


– Opción 2

Esta opción parte del sistema usado por ADEPT [2] en sus sistemas de sujeción, a la cual se realizaron cambios para permitir una mejor manufacturabilidad y precisión de ensamblaje. Este sistema consta de dos agarraderas que se unen la barra del paralelogramo por medio de una unión de pin, necesaria para que el sistema bascule respecto al eje del elemento y se pueda mantener paralelo a la base, evitando sujeciones fijas que complican el ensamblaje.

Como se mencionó anteriormente, usar un elemento flexible, en este caso un resorte, es beneficioso en el diseño del sistema porque permite ser usado a la vez como sistema de seguridad, ya que si la fuerza axial a tensión que trata de separar a las barras de los paralelogramos superar el valor calculado en las trayectorias de “pick and place” este se deformará lo suficiente para desarmar la cadena cinemática y a su vez genere al paro de emergencia producido por un señal eléctrica.

FIGURA 28. MODELADO CAD, VISTA ISOMÉTRICA Y SUPERIOR, DE LA ALTERNATIVA 2



Una de las ventajas del uso de dos resortes es el autoalineamiento del sistema, ya que a causa de alguna carga transversal al eje del resorte por una desalineación de la barras que conforman el paralelogramo, el sistema compensa este problema por medio de que la carga se divide y por lo tanto la absorción es más fácil, aumentando la rigidez del dispositivo. Además el uso de dos resortes disminuye bastante las dimensiones del mismo, ya que la fuerza se distribuye, teóricamente, a la mitad sobre cada uno. Permitiendo obtener menores dimensiones para el sistema en general.

Una limitante de este diseño radica en que el diametro externo de la espira esta regido por la longitud del pin que sostiene al resorte, por lo tanto, si se variasen las condiciones de trabajo que conlleva a modificar las dimensiones del dispositivo en casi un 80% puesto que se tiene que recalcular el resorte para que pueda realizar la función de seguridad. Otra desventaja es el resorte de carga axial. Este elemento soporta cierta carga a torsión pero no estan especialmente diseñados para soportar esas carga combinadas repetidas, produciendo la ruptura prematura del resorte.

– Opción 3

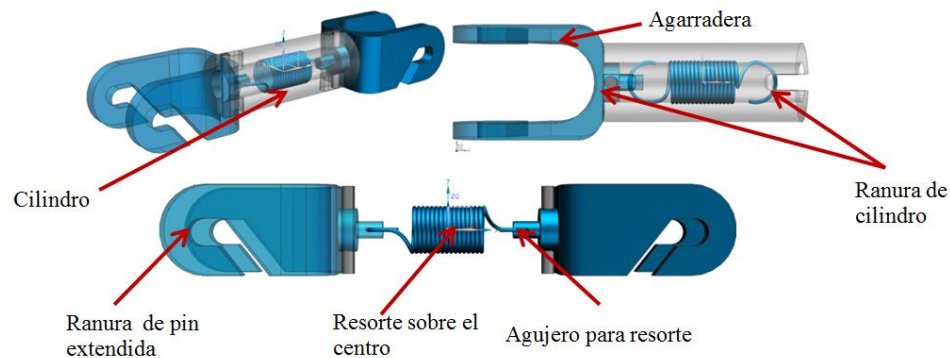
La última alternativa consta de dos agarraderas, similares a la alternativa anterior, pero con dos variaciones substanciales en el diseño general. La primera es el resorte que se sostiene sobre la parte interna de las dos agarraderas, lo cual permite diseñar un resorte con un diámetro de espira que no esté sujeto a otras variables, más que las inherentes a su función, como sucedía en el ejemplo anterior. La otra variación es la adición de un cilindro hueco (ver

La desventaja de este modelo es apreciable sobre todo en el ensamble del sistema, ya que primero es necesario colocar una agarradera en posición, posteriormente el resorte y finalmente el cilindro, luego ensamblarlo en la otra agarradera y posicionarlo sobre la barra contigua. Además de la necesidad de asegurar que los dos agujeros donde se sostiene el resorte estén sobre el mismo plano, lo cual es muy difícil debido a la forma de la pieza y las herramientas.

Figura 29) con dos ranuras en los extremos para permitir posicionarlo fácilmente y con la función de restringir la torsión producida por el desajuste o falta de paralelismo de las barras en cuestión. Esto con el fin de evitar fallas en el resorte o desajustes después de una larga jornadas de trabajo del robot tipo delta. Además las agarraderas constan de una ranura extendida que permite ensamblar el sistema a las barras del paralelogramo cómodamente ya que se puede guiar su colocación sin tener que realizar una fuerza excesiva.

La desventaja de este modelo es apreciable sobre todo en el ensamble del sistema, ya que primero es necesario colocar una agarradera en posición, posteriormente el resorte y finalmente el cilindro, luego ensamblarlo en la otra agarradera y posicionarlo sobre la barra contigua. Además de la necesidad de asegurar que los dos agujeros donde se sostiene el resorte estén sobre el mismo plano, lo cual es muy difícil debido a la forma de la pieza y las herramientas.

FIGURA 29. VISTA ISOMÉTRICA (IZQUIERDA) Y SUPERIOR (DERECHA) Y LATERAL (ABAJO) DE LA ALTERNATIVA 3

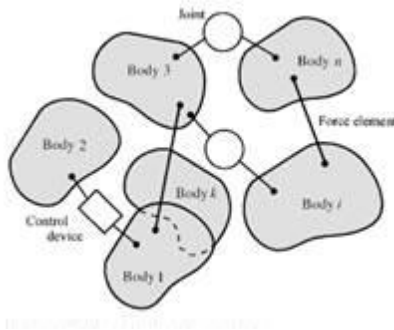


3 ANÁLISIS DINÁMICO MULTICUERPO

El método de análisis dinámico multi cuerpo es considerado como una de las técnicas más útiles de la mecánica, ya que consiste en tomar un ensamble y aislar o liberar una parte o un conjunto de este, a fin de estudiar su comportamiento reemplazando los efectos que produce el sistema original, por las fuerzas y momentos que actuarían necesariamente en los límites de este, de igual manera que se realiza en los diagramas de cuerpo libre (DCL), teniendo en cuenta que las fuerzas son en realidad los efectos internos que son ejercidos en todo el sistema y en el momento del análisis se convierten en efectos externos sobre la parte aislada. Por último se hace el acoplamiento con el ensamble completo para ver los efectos que produce el sistema aislado dentro del sistema original.

En general, un multicuerpo es definido como una colección de subsistemas llamados cuerpos, componentes o estructuras. Los movimientos de estos subsistemas (componentes rígidos y/o deformables) están interconectados entre sí por medio de juntas cinemáticas y/o elementos de fuerzas. Si no existen juntas (*joints*) de algún tipo en el sistema, se dice que no está restringido, pero si, por lo menos existe algún tipo de junta, se dice que se trata de un sistema de cuerpos restringidos. En la Figura 30 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se muestra un cuerpo que fue subdividido y conectado entre sí por medio de juntas que representan las restricciones de los mismos dentro del ensamble.

FIGURA 30. DESPIECE DE UN CUERPO POR ANÁLISIS DINÁMICO DE MULTICUERPOS



Fuente: [40]

Para poder interpretar cualquier mecanismo multicuerpo, antes se debe entender el movimiento del subsistema, ya sea un cuerpo o una parte. El movimiento de los cuerpos es posible verlo desde tres campos ingenieriles. El primero es la mecánica de cuerpos rígidos (*rigid body mechanism*) que simplifica el análisis suponiendo que la deformación de dicho cuerpo, frente a ciertas consideraciones, es despreciable. El siguiente es la mecánica estructural (*structural mechanics*) que ha entendido dichos problemas y ha decidido implementar las deformaciones como un tópico relevante. Por último y gracias al estudio de estas materias y viendo sus deficiencias, ha evolucionado en un vasto campo conocido como la mecánica de medios continuos (*continuum mechanics*), donde el movimiento general del cuerpo se tiene en consideración, principalmente de la no linealidad, gracias a que las funciones propuestas en la teoría son continuas, dando como consecuencia que las derivadas de dichas funciones también deban ser continuas [40].

Estas teorías simplifican en gran medida los modelos usados en FEA (*Finite Elements Analysis*) como son vigas, placas y cascarones, los cuales están basados en los conceptos de materia "continua" y son necesarios para el adecuado análisis de esfuerzos y deformaciones en la mayoría de los problemas ingenieriles [15, 41].

3.1 CALIBRACIÓN DEL MODELO CAD

3.1.1 MODELO PK 43

De acuerdo con el proceso investigativo realizado dentro de la Universidad Santo Tomas, se encuentran los resultados alcanzados por el grupo GEAMEC a través de los estudios y resultados de proyecto. Estos trabajos vienen siendo adelantados desde el año 2009, y han permitido el diseño y fabricación del prototipo PK-43, el cual es un robot de arquitectura paralela de tres grados de libertad a pequeña escala, que se desarrolló con fines investigativos y específicamente con la intención de estudiar y comprobar los cálculos y trabajos de cinemática inversa [31].

El prototipo PK-43 ha sido utilizado para comprobar los análisis de cinemática inversa, destreza y manejo del espacio del mismo. Debido a los estudios que han realizado con anterioridad sobre este tema, este prototipo es un punto de partida para recopilar información útil y realizar pruebas de verificación.

3.1.1.1 Ensamblaje y puesta a punto del modelo virtual del robot industrial

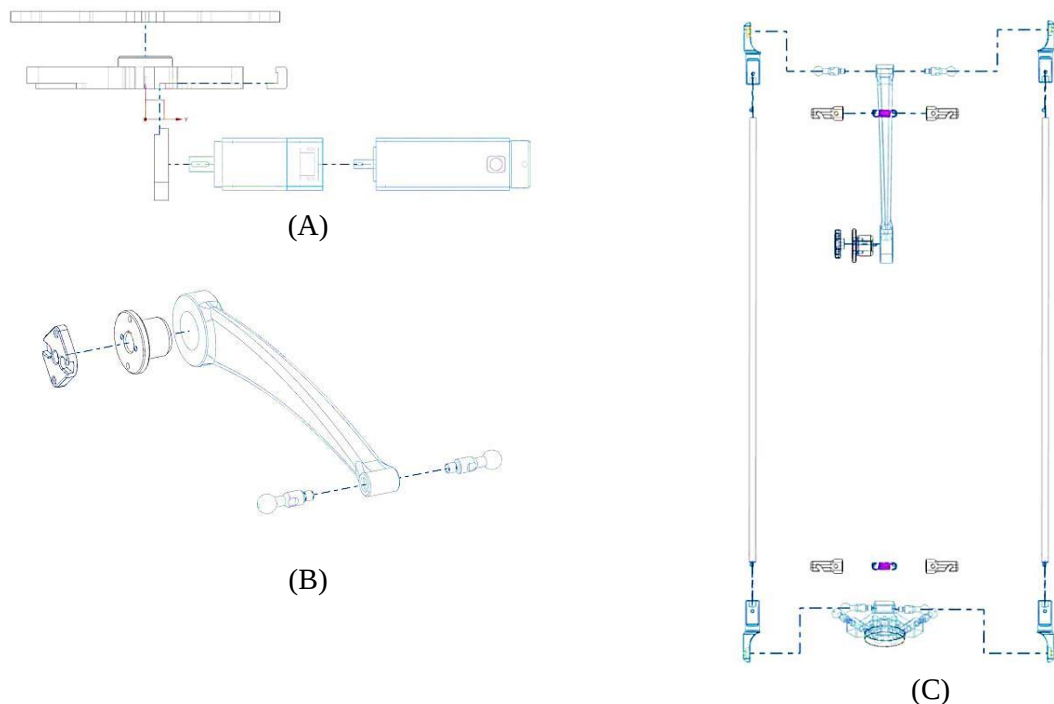
Luego de haber realizado el modelamiento CAD de la alternativa general elegida del robot industrial que cumpliera con los requerimientos de cliente y las dimensiones establecidas para cada una de las partes de éste, se desarrolló el proceso de ensamblaje de cada una de las partes, generando de esta manera una cierta cantidad de sub ensambles que completan el ensamble general, cumpliendo así con la metodología *Bottom – up*, usado para el proceso de ensamble CAD. Esto consiste en la creación de cada una de las partes que luego se ensamblaran hasta formar el ensamble general de la máquina.

El sistema simplificado que se utilizó para realizar la cinemática inversa del robot, consiste en la división del robot en ocho (8) conjuntos rígidos que conforman el sistema, y los cuales son:

- BASE
- BRAZO (X3)
- PARALELOGRAMO (X3)
- EFECTOR

De esta forma los sub ensambles consistieron en la unión de todas los elementos que conformaran cualquiera de los 8 componentes principales de la cadena cinemática simplificada. Como se puede ver en la Figura 31.

FIGURA 31. SUB- ENSAMBLES QUE CONFORMAN LA MÁQUINA VIRTUAL. (A) SUB-ENSAMBLE DE LA BASE (B) EXPLOSIONADO CADENA CINEMÁTICA (C)



Uno de los objetivos principales en la realización de este trabajo consistió en desarrollar una máquina virtual que tuviera aproximaciones considerablemente cercanas a la realidad, para lo cual se necesitó hacer diferentes pruebas de calibración y verificación que permitieran asegurar esta intención. Dentro de éstas pruebas se buscó: Garantizar los tres grados de libertad que debe presentar este tipo de robots, verificar el barrido del volumen de trabajo; errores en la geometría de cada parte y el montaje de cada conjunto que generarán desviación entre las trayectorias esperadas según la cinemática inversa y las obtenidas en la simulación de la máquina virtual. Para garantizar los grados de libertad en el sistema, en el momento de ensamblaje de cada uno de los subsistemas se comprobaron para cada uno, los grados de libertad. Con respecto a la base, al ser el soporte del robot no tiene ningún movimiento en los ejes. Los brazos solo podían tener el grado de libertad de rotación con respecto al motor, estos se encuentran fijos y hacen parte de la base. Los paralelogramos, que estaban siendo ensamblados con respecto a los brazos debían tener cinco grados de libertad, que consisten en tres movimientos de traslación y dos movimientos de rotación. El movimiento rotacional que efectúa torsión en las barras del paralelogramo es evitado por el sistema de resorte adaptado a cada uno de ellos. Dentro de los análisis realizados por el programa se puede ver que dicha rotación está permitida ya que en la realidad esa rotación es mínima, pero bajo los análisis realizados se asumió despreciable.

El efector, debía tener solo los tres grados de libertad en traslación, debido al correcto trabajo en conjunto de las cadenas cinemáticas que al unirse al efector se consideran cerradas (ver Figura 32). Este sub sistema es el que confirma el bueno proceso de ensamblaje del robot, ya que sus grados de libertad demuestran un cumplimiento en criterios de diseño, fabricación y ensamblaje a la máquina que le da el nombre de "máquina de arquitectura paralela".

De acuerdo al proceso de investigación realizado por el grupo GEAMEC con respecto a la cinemática inversa de este tipo de robots [11,21], fue necesario que el modelo virtual cumpliera con ciertos criterios dimensionales provenientes de suposiciones realizadas al modelo matemático, esto en busca de poder utilizar con mayor precisión los resultados de la investigación en la generación de trayectorias para la máquina virtual. Los criterios tenidos en cuenta son:

- *La distribución de las tres cadenas cinemáticas:* Debido a la arquitectura, cada cadena cinemática debe estar espaciada a un ángulo de 120° respecto al mismo eje. El diseño del componente Base garantiza la precisión de este montaje.
- *Posicionamiento del sistema Coordinado General:* El plano XY del sistema absoluto del ensamble se encuentra en el mismo plano del centro de los motores, requerido para garantizar movimientos reales en los servomotores.
- *Cero de máquina:* La posición del centro del eje de los motores y del centro de las juntas esféricas entre el paralelogramo y el brazo deben encontrarse en el mismo plano (Ver Figura 33).
- *Coincidencia de coordenadas:* Si el mecanismo está posicionado en el cero de máquina, las coordenadas XY tanto del centro de la base como del efector, deben coincidir.

- *Definición de elementos de análisis:* Para simplificar el número de elementos a analizar, se seleccionaron los componentes principales de la arquitectura básica del robot, eligiendo aquellas piezas que tienen una sujeción directa con los elementos principales (brazo, efector, etc.) y así conformar un sólido principal de estudio.
- *Masa de los componentes:* La masa de cada elemento de análisis se concentra en el centroide del mismo.

FIGURA 32. GRADOS DE LIBERTAD DEL EFECTOR (REPRESENTADO EN FLECHAS ROJAS).

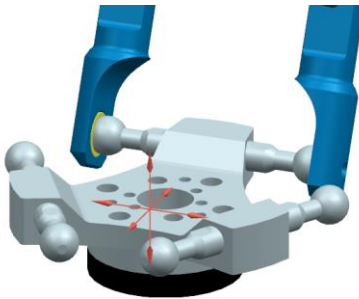
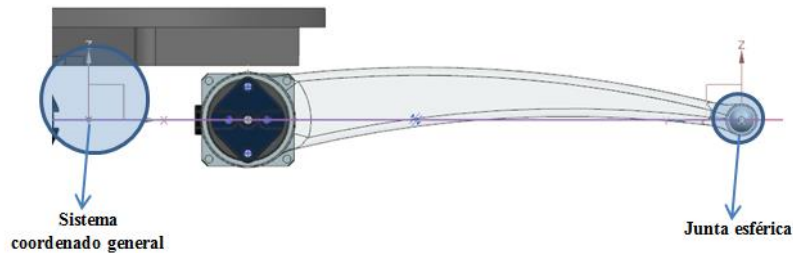


FIGURA 33. CERO DE MÁQUINA DEL ROBOT



3.1.2 PREPARACIÓN Y PUESTA PUNTO DEL ENSAMBLE CAD

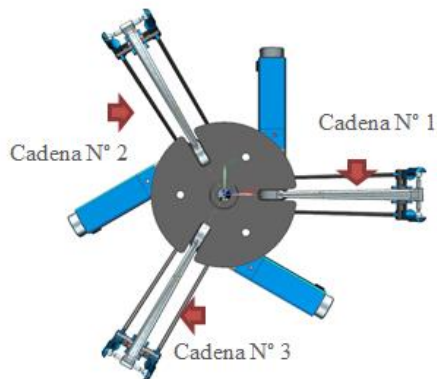
Este proceso consiste en tomar la estructura hecha bajo conceptos CAD y adaptarla bajo los conceptos CAE de simulación dinámica dispuesto por el programa, para que matemáticamente este comprenda un comportamiento dinámico de la máquina virtual. Esto se hizo bajo consideraciones que permitieran acercar el modelo a la realidad pero, lográndolo de la manera más simple posible para reducir o anular diferentes situaciones contrarias como pudieron ser el peso de los archivos, la no compresión de la maquina por parte del programa, entre otros.

La preparación y puesta a punto de la máquina virtual para la simulación dinámica se llevó a cabo en los siguientes puntos:

3.1.2.1 Definición de links

Un link es la representación de un cuerpo rígido perteneciente al mecanismo. Cuando un link es creado, se especifica la geometría que define ese link, y este puede ser definido por un componente de ensamble, o establecerse por un cuerpo sólido, curvas, puntos, entre otros.

FIGURA 34. NUMERACIÓN DE LAS CADENAS CINEMÁTICAS (VISTA SUPERIOR) DEL ROBOT



A la hora de realizar este proceso de adaptación para pruebas de simulación dinámica se tomó la misma iniciativa de aproximar el sistema al resultado simplificado del modelo matemático, donde solo se manejaban ocho links. Esto no solo hace más sencillo el manejo de archivos y de información, si no que permite que el programa analice de una manera más sencilla el comportamiento de las cadenas cinemáticas y permite comprender y solucionar de manera más sencilla cualquier inconveniente que se pueda presentar con el modelo dinámico. Luego de realizar diferentes pruebas y comprobarlas con la ecuación de Gruebler (tema abordado en la sub-sección 3.1.2.4), se tomó la decisión de no tomar cada paralelogramo como un link, si no extraer del modelo dinámico los sistemas de resortes que mantienen unido cada paralelogramo y definir como link cada barra de los paralelogramos, lo que llevo a que el modelo dinámico pasara de tener ocho a tener once links. Los links fueron nombrados con respecto a su tarea dentro de la función del robot y considerando a cuál de las cadenas cinemáticas pertenecían, para esto se debe tener en cuenta que desde una vista superior del robot la cadena cinemática uno es la que está en la dirección del eje X, y las cadenas dos y la tres van en consecución según la dirección contraria a las manecillas del reloj en vista superior del sistema.

Para facilitar el manejo de información debido a la complejidad de los modelos finales, los links se nombraron según se muestra en la Tabla 3.

TABLA 4. NOMINACIÓN DE LOS LINKS Y EXPLICACIÓN

LINK	EXPLICACIÓN
PLACASUPERIOR	Placa superior, pues es el componente fijo que está en la parte superior del robot y del cual se suspenden los demás componentes para el movimiento.
BRAZOM#	BRAZO corresponde al componente que nombra y la M# corresponde al motor al cual va unido siendo tres los motores presentes en el robot. El número del motor es determinado por la cadena cinemática a la cual pertenece. Es el miembro que transmite el movimiento de esta cadena cinemática y se une al paralelogramo correspondiente y a la base
C#PARAL#	Su nombre corresponde a C#: Cadena cinemática y el numeral a una de las tres cadenas. PARAL#: Corresponde a la barra del paralelogramo siendo 1 para la barra del lado izquierdo y 2 para la barra del lado derecho, viendo la cadena cinemática de frente. Barra perteneciente al paralelogramo. En unión con el brazo correspondiente y con el efector.
EFECTOR	Efector, plataforma que se comporta como el componente móvil del sistema y en el cual se enfoca el seguimiento de las trayectorias ya que se usa como el elemento en el que se ve efectuada la función del robot.

3.1.2.2 Definición de las juntas

Recordando que en dinámica las juntas representan la unión entre links y que sin ellas un elemento flota en el espacio con los seis grados de libertad, las juntas utilizadas en el modelo dinámico fueron juntas de revolución, esféricas, perpendiculares y en plano, de manera que se logró restringir adecuadamente el modelo y lograr una proximidad considerable con la realidad de la máquina.

- *Juntas de revolución:* Solo permiten un grado de libertad, el cual es una rotación en el eje z de su sistema coordenado relativo (este sistema corresponde al que es propio de la junta y con respecto al cual rotan los links que están unidos).
- *Juntas esféricas:* Permite tres grados de libertad rotacionales, por lo cual debieron ser aplicadas a cada centro de las juntas esféricas del manipulador, relacionando así el movimiento de las barras de los paralelogramos con los brazos y con el efector. La dirección de su sistema coordenado no es relevante.

Teniendo claro que la función del sistema de resorte es impedir la rotación que provoca la torsión de las barras con respecto al brazo y al efector, además de mantener unidas las barras a las cabezas esféricas, se tomó la decisión de que al no lograrse que el programa reconociera estos sistemas y los aceptara dentro del modelo dinámico, se representará la función de estos elementos a través de restricciones, y es por esto que en cada cadena cinemática se utilizaron restricciones de perpendicularidad y en plano.

- *Juntas de perpendicularidad:* Son juntas que impiden una sola rotación la cual se efectúa entre los vectores perpendiculares que se escojan. Esta junta se utilizó en las barras de cada paralelogramo para evitar la rotación producida por el efecto de torsión en las barras y de esta forma se mantuvieron sin esa libertad.
- *Juntas de movimiento en plano:* Para terminar de asegurar que las restricciones simularían la presencia del sistema de resorte se escogió la restricción de movimiento en el plano la cual restringe solamente un movimiento traslacional y lo que hace es permitir cualquier movimiento que se presente en el mismo plano por parte de una cara de cada link.

Las juntas y su locación utilizadas en el modelo dinámico del manipulador se identifican en la Tabla 5.

3.1.2.3 Verificación de la posición y la dirección de las juntas

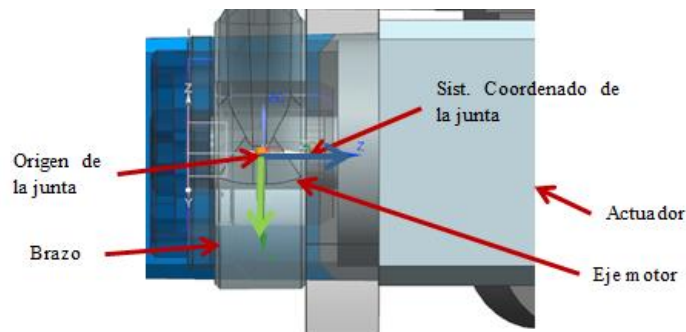
Las juntas debieron tener una posición específica y alineada con respecto a las demás juntas para que los resultados del modelo matemático de cinemática inversa tuvieran relevancia en el modelo dinámico que se está construyendo. De esta forma cada una de las juntas debía cumplir con su posición y con su dirección para que no se generara ningún problema a la hora de realizar las pruebas de simulación en las trayectorias. De acuerdo con esto, la dirección y la posición de cada junta fue la siguiente:

- *Juntas de revolución:* Estas juntas fueron aplicadas en el centro del brazo, dentro del agujero del adaptador del brazo por medio del cual se realizó el ensamblaje del brazo al motor. Esto permitió que la junta de rotación estuviera alineada con el plano central del brazo (ver Figura 35).

TABLA 5. NOMINACIÓN DE LAS JUNTAS DEL MODELO DINÁMICO

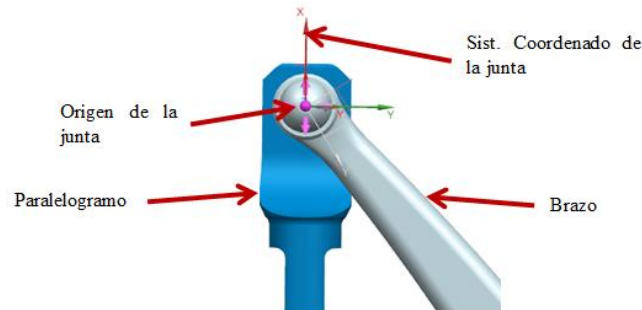
JUNTA	EXPLICACIÓN
PLACSUP	PLACA SUPERIOR, es el link superior sin grados de libertad
M#	Corresponde a la M de motor, ya que esta es la junta que se considera como motora del sistema y el numero corresponde a cada una de las cadenas cinemáticas
ESC#P#	La E corresponde a esférica, la S de superior donde la junta une las barras de cada paralelogramo con su brazo correspondiente, C# indica la cadena cinemática y P# indica el paralelo al que pertenece es decir si es la barra derecha o izquierda
EIC#P#	La E corresponde a esférica, la I de inferior donde la junta une las barras de cada paralelogramo con el efector, C# indica la cadena cinemática y P# indica el paralelo al que pertenece es decir si es la barra derecha o izquierda
C#PER	C# indica la cadena cinemática a la que pertenece y PER corresponde a junta PERPENDICULAR
C#INPLANE	C# indica la cadena cinemática a la que pertenece e INPLANE corresponde al nombre de la junta en inglés.

FIGURA 35 POSICIÓN DE LA JUNTA DE REVOLUCIÓN ENTRE LA BASE Y EL BRAZO



- *Junta esférica:* Todas las juntas esféricas fueron aplicadas en el centro de cada una de las esferas que corresponden a cada junta (ver Figura 36).
- *Junta de perpendicularidad:* Esta junta fue posicionada en con respecto a las caras planas que se encuentra en las cabezas superiores que pertenecen a cada una de las barras de los paralelogramos. Estas juntas se aplican a partir de vectores relacionados con la geometría de los links seleccionados, siendo así, se escogió como vector aquel que va paralelo a la dirección de los pines donde se enganchan el sistema de resorte y como vector perpendicular, se tomó la arista que se encuentra en la parte inferior de la cara plana de la barra izquierda de cada paralelogramo.
- *Junta en el plano:* Las juntas en el plano también se aplican según vectores relacionados con la geometría de los links, de esta forma se aplicaron tomando como referencia los vectores paralelos a la dirección de los pines donde se engancha el sistema de resorte de cada una de las barras.

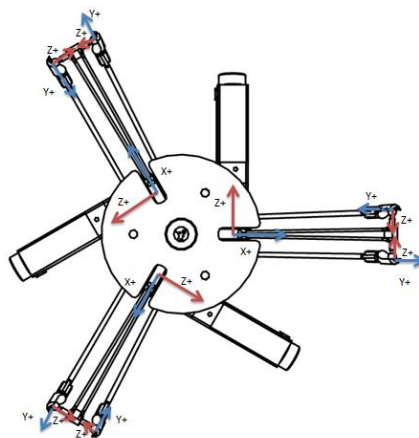
FIGURA 36. POSICIÓN DE LA JUNTA DE ESFÉRICA ENTRE EL BRAZO Y EL PARALELOGRAMO.



La dirección de los sistemas coordenados relativos de cada una de las juntas, se decidió que según la junta se organizaría bajo dos criterios, uno que corresponde directamente a la aplicación necesaria de la junta y otro criterio de orden, cuando en el caso no era de mucha importancia su dirección. De esta forma las juntas de revolución, debido a que la rotación se debe llevar a cabo en el eje z del sistema coordenado relativo a esta, el eje se coloca paralelo al eje de movimiento en los tres casos, de manera que, al igual que sucede en la vida real, el brazo rote con respecto al eje, y de acuerdo con el principio de la mano derecha, el eje X quede paralelo al brazo de su respectiva cada cadena cinemática.

Para las juntas esféricas, ya que no es de importancia la dirección del sistema coordenado, pues está permite los tres grados de libertad rotacionales, para cada cadena cinemática el eje Z está paralelo al eje de las cabezas el eje Y, por la regla de la mano derecha, queda apuntando hacia el centro del robot y el de la barra izquierda apunte hacia el exterior del robot (para mayor detalle ver Figura 37).

FIGURA 37. DISPOSICIÓN DE LOS EJES COORDENADOS RELATIVOS DE LAS JUNTAS DE REVOLUCIÓN Y LAS JUNTAS ESFÉRICAS



3.1.2.4 Comprobación de los grados de libertad

La verificación del correcto proceso de adaptación de la máquina virtual al módulo de simulaciones dinámicas se realizó por medio de la comprobación de la formulación planteada por Gruebler, dicha formulación determina los grados de libertad totales de la máquina (o mecanismo). Estos grados de Gruebler son calculados por medio de la siguiente ecuación:

$$M = 3L - 2J - 2G \quad (1)$$

Dónde:

- M - Grados de libertad o movilidad del sistema
- L - Numero de links
- J - Numero de juntas
- G - Numero de links fijos

El programa realiza este cálculo internamente para llevar a cabo la simulación de las cadenas cinemáticas del robot. Este cálculo validó que la cinemática de máquina, en este caso del manipulador, se asemeja al comportamiento (real), lo que da a entender que el modelo dinámico está siendo comprendido por el programa. Debido a la programación del programa, la ecuación con la que se calcula el número de Gruebler se presenta con una variación como se puede ver en a continuación:

$$M = (6 * \# \text{ de Links}) - (\sum \text{DOF'S removidos por las juntas u otras restricciones}) - (\# \text{ de motores}) \quad (2)$$

El número de motores se refiere a las juntas motoras o drivers que se implementan en el mecanismo o máquina. Estas son aquellas que están controladas por información de entrada y a menos que tenga una activación por parte del programa, esta no entrarán en acción. Cabe aclarar que el número de Gruebler no es el único factor considerado por el programa para restringir el mecanismo, el solucionador también incluye factores como la conectividad y orientación de la junta para determinar los verdaderos grados de libertad que gobiernan el mecanismo.

Considerando que se tienen 12 juntas esféricas, 3 juntas de revolución, 3 juntas de perpendicularidad y 3 de plano; todo esto para cada cadena cinemática, más los seis eslabones fijos da un resultado un valor de 63 . Por ultimo añadiendo que juntas motoras para cada cadena cinemática da un total de 3.

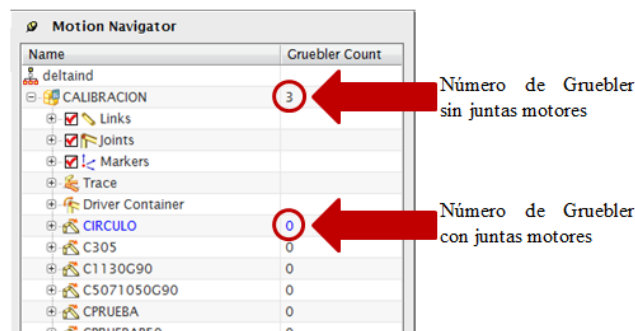
$$M = (6 * 11) - (3 * 15 + 3 * 12 + 3 + 3 + 6) - (3) = 0$$

La razón por la cual el resultado fue cero se debió a que las juntas motoras representan los puntos de acceso con los cuales el usuario podrá interactuar y controlar el sistema (ver Figura 38).

3.2 DETERMINACIÓN DE LAS TRAYECTORIAS DE SIMULACIÓN

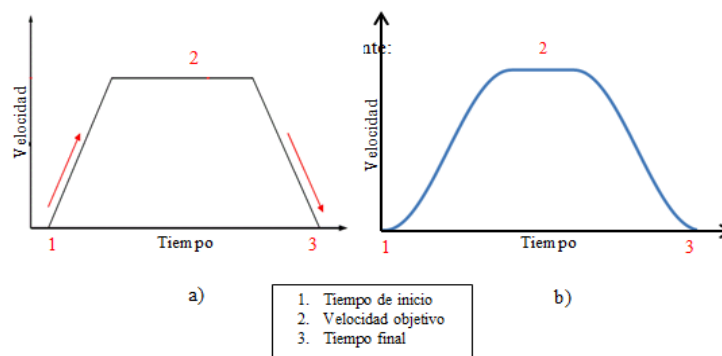
Para hablar de la selección de las trayectorias de simulación se debe recordar el espacio o volumen de trabajo definido por optimización [11], el cual consiste en un cilindro a una distancia de 600 mm del plano XY desde el sistema coordenado general de la máquina. Este cilindro tiene un diámetro de 1130 mm y una altura de 250 mm. Teniendo en cuenta estas dimensiones, se realizaron las simulaciones para verificar el desempeño del robot en diferentes condiciones de velocidad y de desplazamiento.

FIGURA 38. RESULTADO DEL CÁLCULO INTERNO DE LA CUENTA DE GRUEBLER EN EL MODELO DINÁMICO



Dichas simulaciones parten de una nube de puntos en el espacio, que definen la trayectoria a seguir por el efector final, y por medio de la aplicación de cinemática inversa se tradujeron a movimientos angulares en cada uno de los servomotores del manipulador. Puesto que este tipo de robots son utilizados por su alta rigidez frente a movimientos de alta velocidad, fue necesario desarrollar perfiles suavizados de velocidad durante cada trayectoria, y así controlar la aceleración y desaceleración del movimiento del manipulador, con el fin de reducir los esfuerzos en el manipulador (ver Figura 39). Esto fue llevado a cabo por el grupo de investigación MAIR de la Universidad Santo Tomás [42].

FIGURA 39. PERFIL DE VELOCIDAD A) TRAPEZOIDAL B) SENOSOIDAL



Fuente: National Instruments (<http://www.ni.com/white-paper/3367/es/>)

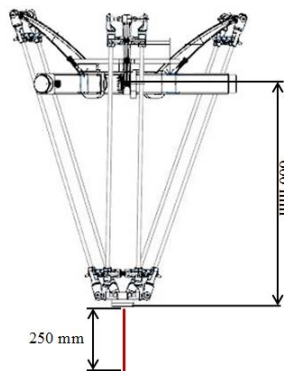
El perfil trapezoidal, de velocidad, fue rechazado debido a que existen discontinuidades en la aceleración, lo que a su vez genera comportamientos indeseados para el control, puesto que la derivada de la aceleración (o *Jerk*) al mostrar esta tendencia crea funciones de impulsos que tienden al infinito. Este comportamiento promueve la aparición de vibraciones y ruido en las etapas de aceleración y desaceleración del movimiento. Es por esto que se han desarrollado perfiles de velocidad suavizados a través funciones senoidales para que el comportamiento del *Jerk* no presente estos inconvenientes [42].

Como información de entrada para el cálculo del perfil senosoidal se toma la velocidad máxima u objetiva y el porcentaje de aceleración y desaceleración, que representa cuantos puntos de la trayectoria desea tomar para generar la curva respectiva.

Para la selección de las trayectorias, se tomó como referencia y parámetro de comparación, los ciclos industriales estándar empleados para la evaluación de este tipo de robots por diferentes empresas especializadas en este campo [6, 7, 13]. Además se realizaron unas pruebas especiales para evaluar si el manipulador no presentaba colisiones e interferencia entre sus componentes dentro del barrido del volumen de trabajo. De acuerdo con esto, las trayectorias que se establecieron fueron:

- **PRUEBA VERTICAL:** Consistió en un movimiento vertical realizado desde el punto - 850mm hasta -600mm, en el eje Z, y en el punto 0,0 sobre el plano XY (ver Figura 40) respecto al sistema coordenado general. Esta trayectoria tiene la finalidad de verificar la lógica de los datos de salida, ya que debido a la distribución de las cadenas cinemáticas, los resultados, tanto de carga, aceleración y posición debían ser iguales para cada brazo. Esta prueba se realizó con un porcentaje de aceleración de 50% y una velocidad de 1000mm/s. El tiempo real en el que el efector del robot delta cumple está trayectoria es de 0,25s, la simulación está establecida en 100 pasos para cumplir la trayectoria y el solucionador RECURDYN demora menos de 10s en solucionar esta prueba.

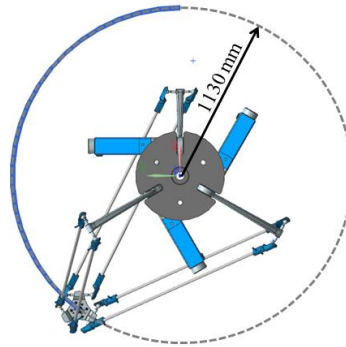
FIGURA 40. LOCALIZACIÓN DE LA PRUEBA VERTICAL



- **Prueba CIRCULO:** Consistió en una trayectoria poligonal de 50 lados que se asemeja a un círculo de diámetro 1130mm (el diámetro del volumen de trabajo) y a una altura de - 600mm desde el plano XY del sistema coordenado general (y hasta la cara superior del

volumen de trabajo) (ver Figura 41). El centro del recorrido horizontal coincide con la intersección cero de los ejes X y Y del sistema coordenado general de la máquina. Fue realizado con la finalidad de corroborar el ángulo máximo que se podía presentar en las juntas esféricas y así tener una idea de las dimensiones de estos componentes, además de poder observar que tan altas se presentaban las cargas en ese punto angular máximo. Esta prueba se realizó con un porcentaje de 50% y una velocidad de 1000mm/s. El tiempo real en el que el efector del robot delta cumple esta trayectoria es de 3,5476644s, la simulación está establecida en 5001 pasos para cumplir la trayectoria y el solucionador RECURDYN demora menos de 20s en solucionar esta prueba.

FIGURA 41. TRAYECTORIA CIRCULO

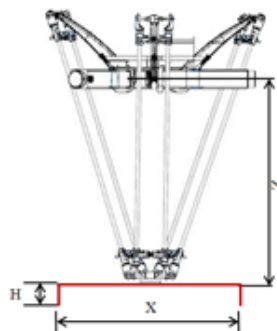


- *Prueba C305*: Es una prueba cíclica de destreza que consiste en un movimiento vertical ascendente de 25mm, que luego se dirige en un movimiento horizontal de 305mm para volver a un movimiento vertical descendente de 25mm. Después regresa por el recorrido para finalmente llegar al punto inicial. Estas trayectorias son generadas sobre mismo plano. En este caso fue realizado en el plano XZ de la máquina virtual a una distancia de la trayectoria horizontal de 600mm (Cara superior del volumen de trabajo de la maquina) y el centro del recorrido horizontal coincide con la intersección cero de los ejes X y Y del sistema coordenado general de la máquina. Esta prueba fue realizada para tener un punto de comparación con los manipuladores que se encuentran en el mercado [6] [7]. Además de conocer los estados de carga que se producían sobre el robot al someterse a pruebas industriales y para posteriormente realizar análisis de resistencia sobre los diferentes componentes. El tiempo real en el que el efector del robot delta cumple esta trayectoria es de 0,71s, la simulación está establecida en 2840 pasos para cumplir la trayectoria y el solucionador RECURDYN demora menos de 20s en solucionar esta prueba.
- *Prueba C1130G90*: Este ciclo tiene las mismas condiciones que el anterior, con la única variante en que las dimensiones cambian para cubrir un plano del volumen de trabajo, es decir, que el efector realiza un movimiento ascendente de 250mm para luego dirigirse en una trayectoria horizontal de 1130mm para posteriormente descender 250mm, en este punto regresa al punto de inicio y completa el ciclo. El código G

representa que el plano en el que ocurre este ciclo se realizó 90 grados en una vista superior del ensamble, contrario a las manecillas del reloj del plano regular de trabajo que es el plano XZ del sistema coordenado de la máquina virtual. Su objetivo principal es observar cómo se comporta el robot al alcanzar los puntos más extremos del volumen de trabajo, además de conocer cuál es el estado máximo de cargas que se presenta en el recorrido. El tiempo real en el que el efector del robot delta cumple esta trayectoria es de 1,42, la simulación está establecida en 2840 pasos para cumplir la trayectoria y el solucionador RECURDYN demora menos de 20s en solucionar esta prueba.

- **Prueba CPRUEBA:** Esta prueba corresponde a un movimiento ascendente vertical de 50mm donde luego toma una trayectoria horizontal de 710mm y allí desciende 50mm. Finalmente regresa por el mismo camino para completar el ciclo. Todas las variaciones de este ciclo fueron realizadas a -600mm. Este ciclo también es usado por las empresas productoras de este tipo de manipuladores con el fin de analizar el comportamiento de este en trayectorias más largas. Aunque en la prueba típica se utiliza movimientos verticales de 25 mm, en esta simulación se hizo la variación para ver la reacción ante dicha variación sobre el efector al realizar un movimiento más real, es decir, a la hora de tomar un objeto y trasladarlo. El tiempo real en el que el efector del robot delta cumple esta trayectoria es de 1,0142857s, la simulación está establecida en 2840 pasos para cumplir la trayectoria y el solucionador RECURDYN demora menos de 20s en solucionar esta prueba.

FIGURA 42. MEDIDAS Y LOCACIÓN DE LAS PRUEBAS DE SIMULACIÓN DINÁMICA



<i>Prueba</i>	<i>Z (mm)</i>	<i>X (mm)</i>	<i>H (mm)</i>
<i>C2530525</i>	600	305	25
<i>C2571025</i>	600	710	25
<i>C2501130250</i>	600	1130	250
<i>CPRUEBA</i>	600	710	50

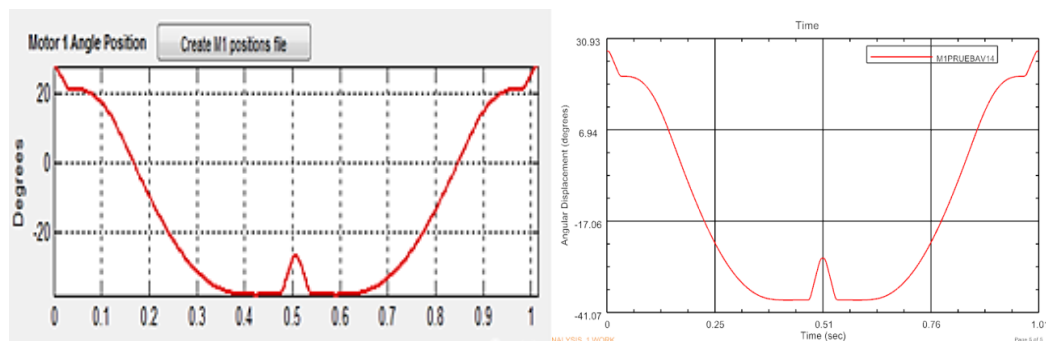
De esta trayectoria se hicieron tres alternativas: La primera fue llamada *CPRUEBAG90*, la cual se realizó con un porcentaje de aceleración en el perfil senoidal de 50% y una velocidad máxima de 1000mm/s sobre el plano XZ (de ahí el código G90 una rotación de 90° ACW respecto a la prueba original). La segunda variación es la simulación *CPRUEBA*, la cual fue hecha en el plano XY del sistema coordenado general. Esta prueba tiene un porcentaje de aceleración del 30% y una velocidad máxima de 1400 mm/s. Por último se encuentra la *CPRUEBAP50* que es realizada con un porcentaje de aceleración del 50% y una velocidad de 1400mm/s. Estas variaciones fueron pensadas para encontrar diferencias significativas con el fin de llegar a una idea de cómo afecta la velocidad máxima del

recorrido y el porcentaje de aceleración sobre las fuerzas que se generan en las juntas del manipulador. Las tres alternativas tienen la misma configuración de simulación que la simulación CPRUEBA, y el solucionador RECURDYN se demora menos de 15s en solucionar cada una de las pruebas.

Una vez definidas las trayectorias a trabajar en la máquina virtual, establecidas en las coordenadas X, Y y Z con su respectivo tiempo, se utiliza la interfaz desarrollada por el Ingeniero Ubaldo García, quien es fue uno de los estudiantes participantes del grupo GEAMEC en la investigación realizada previamente en el cálculo de la cinemática inversa de este tipo de robots (toda la información sobre el funcionamiento de dicha interfaz se encuentra en su trabajo de grado [31]). Dicha interfaz elaborada en el programa MATLAB permite conocer y establecer los desplazamientos angulares con su respectivo tiempo en que deben moverse los motores del robot para que las trayectorias trazadas en el espacio de trabajo se realicen. Con dichos cálculos ejecutados a través de la nube de puntos de las trayectorias que se generan en MATLAB, se genera la transformación de archivos tipo .txt a archivos tipo .CSV que son los que el programa NX acepta como datos de entrada.

Luego de haber realizado el proceso de obtención de los desplazamientos necesarios de cada uno de los motores a través del cálculo de la cinemática inversa, se ingresan la información correspondiente a cada uno de los motores y se crean las simulaciones correspondientes a cada una de las pruebas con sus condiciones específicas, de manera que se tenga una simulación para cada una de las pruebas.

FIGURA 43. MOVIMIENTO ANGULAR VS. TIEMPO DE LOS MOTORES. GRÁFICAS OBTENIDA POR LA FORMULACIÓN TEÓRICA (IZQ.) Y GRÁFICA RESULTADO DE LA SIMULACIÓN EN NX (DER.)



Aparte de la simulación de la trayectoria *PRUEBAZ*, usada como punto de comparación de la máquina virtual desarrollada contra los datos teóricos, se verificó que el programa estaba aceptando la información correctamente por medio de la lectura de los gráficos que permite ver el programa después de introducir la información de entrada de las juntas motoras creadas y contrastarlas con lo arrojado en la interfaz de cinemática inversa antes mencionada. Se debe mencionar que dicha verificación se realizó para todas y cada una de las pruebas realizadas en el robot.

3.3 OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADO

3.3.1 PROCESO DE OBTENCIÓN DE CARGAS

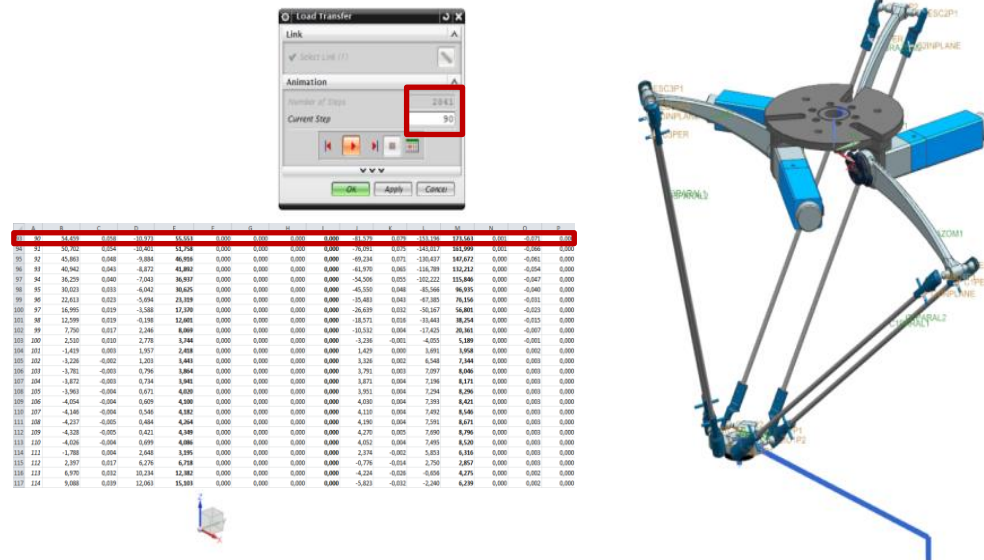
El proceso de obtención de información para encontrar el estado de cargas crítico de cada prueba y la definición de los datos de entrada para realizar el análisis estructural con los cuerpos rígidos que presenten el estado de cargas más crítico para posteriormente tomar las decisiones de diseño adecuadas en busca del correcto dimensionamiento de cada uno de los componentes del manipulador, se describen a continuación. Al establecer las simulaciones correspondientes de cada prueba y solucionarlas, se tomaron los datos de carga de cada uno de los cuerpos rígidos (o eslabones) para cada una de las pruebas establecidas. El programa se encarga de enviar la información de los estados de carga a Excel donde es organizada, luego de haber generado el cálculo de la dinámica del cuerpo rígido seleccionado en las juntas de cada subsistema mientras se va simulando el movimiento en la trayectoria indicada en la interfaz del mismo NX.

La manera en la que el software organiza la información del cuerpo rígido seleccionado para el análisis en la hoja de cálculo está establecida por cada uno de los pasos que se desarrollan en el recorrido de la trayectoria, es decir, las simulaciones de trayectorias están conformadas por una serie de puntos (pasos) en el espacio. En dichos instantes el software registra la información dinámica en las juntas definidas por el usuario en el modelo virtual. La hoja de cálculo tiene como plantilla presentar en la primera columna la cantidad de pasos correspondiente a la simulación creada y en las columnas continuas se presentan las cargas presentes en las juntas respecto al sistema coordinado absoluto de la máquina virtual, estableciendo el nombre de cada junta y la componente de la carga, siendo FX, FY, FZ las componentes de la carga, FM, la magnitud de la carga y TX, TY, TZ las componentes del momento presente en la junta, con TM como su magnitud. En la Figura 44 se observa la interfaz de la herramienta LOAD TRANSFER donde se puede ver la trayectoria del robot y a su vez tanto la interfaz de análisis de los puntos de la trayectoria con la hoja de Excel donde va siendo organizada la información.

Además de ver la información de cada junta es posible visualizar por medio de gráficas donde se enfrentan las cargas y torsores en las componentes (X, Y, Z y Magnitud) contra el tiempo. De esta manera desarrollar un proceso de filtrado y selección de los pasos en la trayectoria simulada se facilita enormemente.

Para clasificar la información, se determinaron análisis distribuidos en los grupos de links en que se dividió el robot. Así, se desarrolló el análisis de los links correspondientes al grupo de PLACASUPERIOR, los BRAZOS, los PARALELOGRAMOS y el EFECTOR en las que se consideraron todas las pruebas establecidas. Posteriormente, se tomó cada archivo y se determinó que trayectoria/prueba era la más laboriosa para el manipulador.

FIGURA 44 INTERFAZ DE PROCESO DE LA HERRAMIENTA LOAD TRANSFER



Con respecto a los grupos de links de la “PLACASUPERIOR” y el “EFECTOR” no se tuvo en cuenta sino el análisis que definía que prueba era la que los llevaba al máximo punto de carga. Con el grupo de “BRAZOS” y de “PARALELOGRAMOS” se hizo un proceso posterior de selección del componente de cada grupo que estuviera bajo la situación más alta de carga, bajo la prueba que más había exigido a ese grupo de cuerpos rígidos. Siendo más claro, el grupo de paralelogramos, ¿cuál de los 6 links era el que estaba sometido a mayor carga bajo la prueba crítica correspondiente a este grupo? y de la misma forma en el grupo de los brazos, ¿cuál de los 3 links estaba sometido al mayor estado cargas bajo la prueba crítica correspondiente?

De acuerdo a la explicación anterior sobre la obtención de las pruebas más críticas para cada grupo de link y la definición del link más cargado en los grupos que tenían más de un componente, los resultados se muestran a continuación en la tabla:

TABLA 6 CARGAS CRÍTICAS DE LAS DIFERENTES PARTES DE LA CADENA CINEMÁTICA

REFERENCIA (Cuerpo rígido)	FUEZA MÁXIMA (N)	TORQUE MÁXIMO (N.mm)	JUNTA
PLACASUPERIOR	2342,09	359457,10	PLACASUP
BRAZO M1	1361,33	380891,42	M1
C3P2	745,28	No aplica	ESC3P2
EFECTOR	504,404	No aplica	EIC3P2

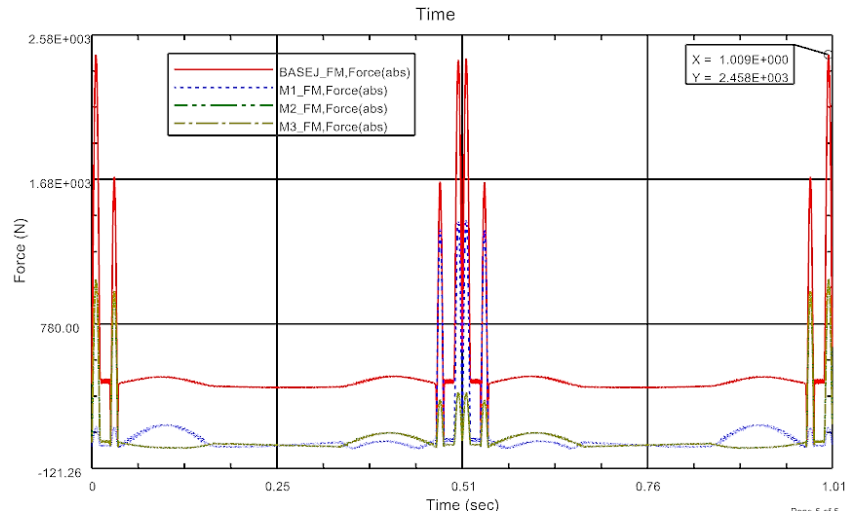
Como se puede observar en los resultados de la tabla, la prueba que más criticidad desarrolla en el sistema fue la denominada “CPRUEBA” que como se dijo anteriormente cuenta con un porcentaje de aceleración del 30% y una velocidad de 1400 mm/s. Respecto a estos resultados se define que esta sea la prueba y los componentes de cada grupo a los que se deben estudiar los tiempos críticos en la prueba para conocer las cargas máximas en diferentes casos y con los cuales se deban hacer los análisis de elementos finitos tanto estáticamente como por fatiga.

Para definir los pasos de interés por cargas máximas de cada link, se estableció el obtener las gráficas correspondientes al comportamiento de cada una de las juntas por link, en cada componente y magnitud del sistema coordinado absoluto de la máquina virtual, es decir por cada link de interés hay una gráfica en las componentes de la fuerza (FX, FY, FZ) del momento torsor (TX, TY, TZ) y en las magnitudes de la fuerza y el momento torsor (FM y TM). Bajo este método de obtención de pasos de interés, se definieron diferentes estados de tiempo, donde se presentaron repeticiones del mismo tiempo entre las gráficas de los casos de análisis y por esta razón en cada link de estudio no hay ocho pasos de interés para realizar el análisis de elementos finitos sino una cantidad menor. Este método se eligió buscando asegurar que dentro del sistema coordinado absoluto no se obviarán estados de carga bajo el criterio personal, sino que se siguiera un orden que permitiera la consideración de diferentes direcciones de carga y por lo tanto varios puntos de interés que a la hora de realizar el análisis de elementos finitos a cada uno de los componentes, se pudiera definir con mayor seguridad la capacidad resistiva del componente.

Un hecho a destacar en este proceso, es que en todas las gráficas obtenidas, se puede observar que el comportamiento de la carga en cada una de las juntas, es proporcional al comportamiento que se observa en las gráficas de aceleración, por lo tanto donde existen picos de aceleración, se puede comprobar que todas las cargas tienen picos en esas zonas de la trayectoria en cada link y que por esta razón se eligió solo una de las curvas de cada gráfica (la de mayor magnitud) para tomar el punto de mayor carga, ya que por causa de la aceleración, ese punto en el tiempo, representaba la mayor carga para todas las curvas de las juntas de cada gráfica.

La Figura 45 es una de las gráficas que se obtuvieron en este paso de la obtención de datos y se muestra a manera de ejemplo de las 32 graficas que se tomaron para este proceso. (para mayor información revisar anexo 7.3). Esta grafica corresponde a la magnitud de la carga en las juntas de la “PLACASUPERIOR”:

FIGURA 45 MAGNITUD DE LA CARGA (FM) PRESENTE EN EL LINK "PLACA SUPERIOR"



Como se puede observar en la gráfica anterior, se encuentran las curvas de carga de cada uno de los links del componente analizado y se ha definido el pico más alto de carga, que corresponde no solo al punto más alto de carga de esa curva, sino que por cuestión de que en ese punto de tiempo se calculó la mayor aceleración, representa el instante de tiempo en que todas las cargas de ese link son mayores.

Como resumen de los estados de tiempo definidos para realizar el análisis de elementos finitos, se presenta a continuación la siguiente tabla con los puntos de interés en que fue analizado cada uno de los links en el análisis de elementos finitos bajo criterio estático y fatiga:

TABLA 7 PUNTOS DE INTERÉS DE CADA UNO DE LOS LINKS EN LA TRAYECTORIA DENOMINADA "CPRUEBA"

LINK	TIEMPO (S)
PLACASUPERIOR	1.00893
	0.51286
	0.47679
	0.00571
BRAZO(M1)	0.98429
	0.51286
	0.47714
	0.47679
PARALEL32	0.47714
	0.03107
	0.00571
EFECTOR	1.00893
	0.51286
	0.00571

3.3.2 ANÁLISIS DE LAS CARGAS PRESENTES EN EL EJE DEL SERVO MOTOR

La caja reductora de velocidad que se utiliza para los servos motores en el robot Delta es una caja reductora con las siguientes características de carga que no pueden ser sobrepasadas durante el funcionamiento de éste componente.

Uno de los beneficios más relevantes en el uso de simulaciones dinámicas, es la obtención de información sobre los mecanismos, permitiendo que se tomen decisiones de diseño sin la necesidad de arriesgar componentes durante pruebas que tienen una gran posibilidad de falla y que generalmente terminan en daños totales de algunos, si no todos los elementos que componen el mecanismo estudiado. Este beneficio se vio presente durante este proyecto pues fue constante su presencia durante diferentes decisiones de diseño, uno de estos casos fue el hecho de al haber conocido la restricción definida por el fabricante de los servomotores, sobre la carga máxima de tipo axial y radial, se hizo un análisis de las cargas que se estaban presentando en la junta que une específicamente el brazo de la cadena cinemática con su respectiva caja reductora (teniendo en cuenta que es la caja reductora la que tiene contacto con el brazo de la cadena cinemática y no el servomotor), con el objetivo de comprobar si el porcentaje de aceleración y la velocidad del perfil sinusoidal de la trayectoria que presenta el estado de cargas crítico puede ser aprobada bajo el criterio de la resistencia mecánica del servomotor según los datos ofrecidos por el fabricante.

De acuerdo con éste objetivo y utilizando el método de generación de gráficas para la obtención de información sobre el modelo de la simulación dinámica realizada al robot, donde según la junta sobre la que se desee conocer información de su estado de cargas, se selecciona el sistema coordenado con el que se quiera analizar los resultados, para lo cual están las opciones de absoluto (utilizando el sistema coordenado del ensamble total del mecanismo) y relativo (utilizando el sistema coordenado de la junta que se quiere analizar, lo cual es uno de los motivos por lo que el proceso de definición de este sistema coordenado se hace importante y es explicado unas secciones atrás) y se indica el tipo de información que se quiere obtener como cargas, torques, velocidad aceleraciones tanto, en traslación como en la rotación de las juntas.

Para generar el análisis se estableció como primer punto cual era la restricción de las cargas en el servomotor en sistema internacional, pues es éste sistema el que se estableció para el proyecto:

TABLA 8 CARGAS MÁXIMAS DE TRABAJO EN COMPONENTE AXIAL Y RADIAL DE LOS SERVOMOTORES

CARGAS MÁXIMAS QUE SOPORTA EL SERVO MOTOR			
CARGA RADIAL (N)	1396,7411	CARGA AXIAL (N)	800,6769

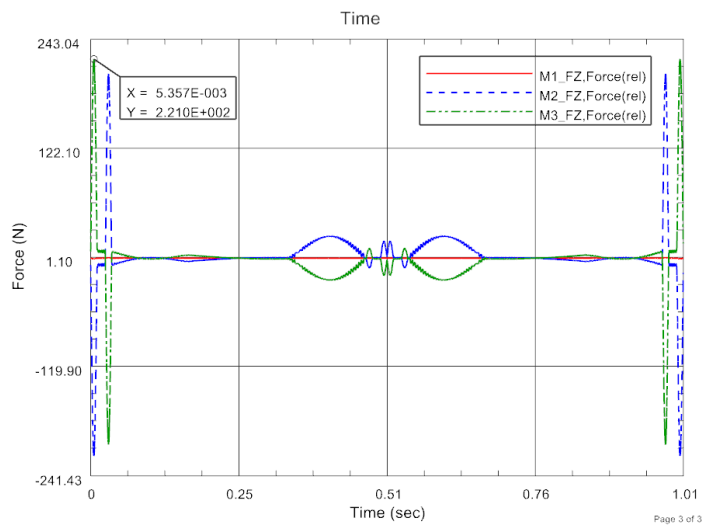
Se debe recordar que el sistema coordenado de la junta de revolución que está presente entre el servomotor de la cadena cinemática y el brazo, tiene como eje de rotación el eje Z y está definido como se ve en la siguiente imagen:

La trayectoria seleccionada para determinar las cargas que se presentan en el eje del servomotor fue la CPRUEBA que está definida con una velocidad de 1400mm/s y un porcentaje de aceleración del 30% siendo está como se ha dicho anteriormente la prueba con las características más críticas para el sistema del robot Delta, de manera que si los resultados de las cargas están dentro del rango de capacidad de los servomotores para está simulación, también lo estarán para las demás pruebas realizadas.

3.3.2.1 *Análisis de la carga axial en la junta del servomotor.*

Seleccionando las tres juntas correspondientes a los servomotores de las tres cadenas cinemáticas, denominados como M1, M2 y M3, y queriendo obtener la información sobre la carga axial presente en estás juntas se utiliza el sistema relativo de la junta en el eje Z para obtener el valor de la carga axial contra el tiempo en una gráfica, la cual se muestra a continuación:

FIGURA 46 GRÁFICA DE CARGA AXIAL EN LAS JUNTAS DE LOS MOTORES CONTRA EL TIEMPO

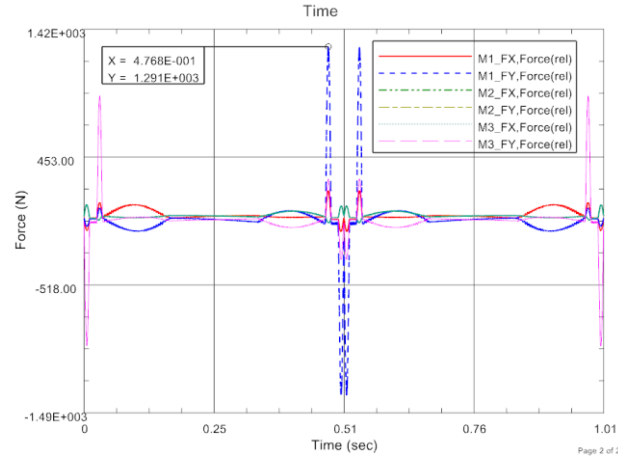


Como se evidencia en la imagen, la carga máxima se presenta en la junta correspondiente al motor M3 y tiene un valor de 221 N correspondiente al tiempo de recorrido 0.005357s. Recordando que la carga máxima que puede presentarse en esta junta es de 800,67 N. Se concluye que con respecto al criterio de carga axial, los servomotores no tienen riesgo de falla pues se está presentando un factor de seguridad con respecto a la carga de 3.62

3.3.2.2 *Análisis de la carga radial en la junta del servomotor*

Seleccionando las tres juntas correspondientes a los servomotores de las tres cadenas cinemáticas, denominados como M1, M2 y M3, y queriendo obtener la información sobre la carga radial, es necesario que se seleccionen los ejes X y Y, del sistema coordenado de la junta para ser graficados contra el tiempo.

FIGURA 47 GRAFICA DE LAS COMPONENTES DE LA CARGA RADIAL EN LAS JUNTAS DE LOS MOTORES CONTRA EL TIEMPO



La grafica anterior muestra cómo se comportan las componentes de la carga radial a través del recorrido de la CPRUEBA en los ejes X y Y. Luego se envía la información a la hoja de cálculo, el programa registra esa información de igual manera que con la herramienta de Load Transfer, explicada y utilizada anteriormente para luego realizar de manera manual el cálculo de la resultante de las cargas radiales en la junta. Los resultados de las cargas radiales máximas a través de la trayectoria seleccionada se presentan a continuación:

TABLA 9 RESULTADOS DE LA CARGA RADIAL COMO MAGNITUD EN LAS JUNTAS DE LOS MOTORES

CARGA RADIAL M1	CARGA RADIAL M2	CARGA RADIAL M3
1361,972571	1359,884786	335,1807001

Esta información esta presentada en Newtons y se presenta en el tiempo de recorrido 0,5125001444s. Como se puede observar en la tabla anterior, el motor que presenta la mayor carga según la simulación dinámica es el M1 y recordando que la carga máxima a la que puede trabajar la cada reductora es de 1396,74 N, se puede concluir que matemáticamente el servomotor tiene la capacidad de trabajar bajo las condiciones establecidas pues el factor de seguridad es de 1.025.

3.3.3 ANÁLISIS DEL TORQUE EN LOS SERVOMOTORES

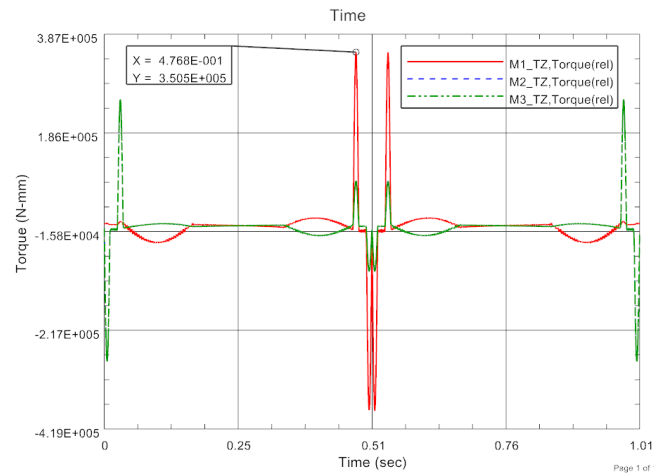
Manteniendo el objetivo de la sección anterior sobre la comprobación del porcentaje de aceleración y la velocidad del perfil sinusoidal de la trayectoria que presenta el estado de cargas crítico, buscando la aprobación de dichas condiciones bajo el criterio de la resistencia mecánica del servomotor según los datos ofrecidos por el fabricante, se hace el análisis de los resultados de torque presentes en la junta de revolución que une la caja reductora con el brazo de la cadena cinemática. Para este obtener estos resultados se genera una gráfica con los datos de torque en el eje Z relativo de las juntas de revolución, con el fin de comprobar que motor es el que está presentando mayor torque y de esta forma comparar estos resultados con el

torque máximo de los servo motores disponibles para el robot Delta, el cual se definió dentro de los requerimientos de las restricciones estructurales del proyecto con un torque de 350 N.m.

Como se ha definido en las secciones anteriores, la prueba a la que se le analizaran los resultados de torque en las juntas de revolución de los motores, es la denominada CPRUEBA, pues es la que está sometida a las condiciones más críticas y que por lo tanto produce los estados de carga más exigentes para el mecanismo del robot Delta.

De acuerdo con lo anterior, se genera una gráfica que presenta las curvas correspondientes al torque en las juntas de los ejes de los motores, para definir cuál de los tres servomotores, según los resultados de la simulación presenta la mayor magnitud.

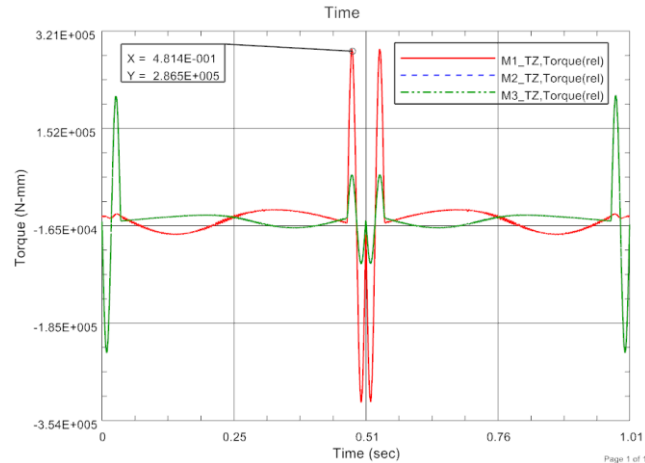
FIGURA 48 CURVAS DE TORQUE EN LAS JUNTAS DE LOS EJES DE LOS MOTORES DEL ROBOT CONTRA EL TIEMPO



Como se puede observar en la gráfica, el motor denominado M1 es el que presenta la mayor magnitud de torque con un valor de 350 N.m, correspondiente al tiempo de trayectoria 0,4768s, lo cual permite concluir que el torque provocado por la trayectoria CPRUEBA está siendo a penas resistido por el servo motor según las indicaciones del fabricante, pues tiene un factor de seguridad de 1, y esto es evidencia de la gran posibilidad que existe, que ante cualquier sobrecarga inesperada en el sistema, lleve a la falla el servo motor.

Ya que las condiciones de torque están en estado críticas, se repitió el proceso de obtención de la información del torque, pero aplicado a la prueba CPRUEBA P50, que con respecto a la simulación denominada CPRUEBA, varía en el porcentaje de aceleración del perfil sinusoidal del 30% al 50%, lo que permite que el proceso de aceleración y desaceleración sea más suave y los resultados de la inercia de los cuerpos rígidos del robot no afecten de manera tan brusca la estructura.

FIGURA 49 CURVAS DE TORQUE EN LAS JUNTAS DE LOS EJES DE LOS MOTORES DEL ROBOT CONTRA EL TIEMPO EN LA TRAYECTORIA CPRUEBA50

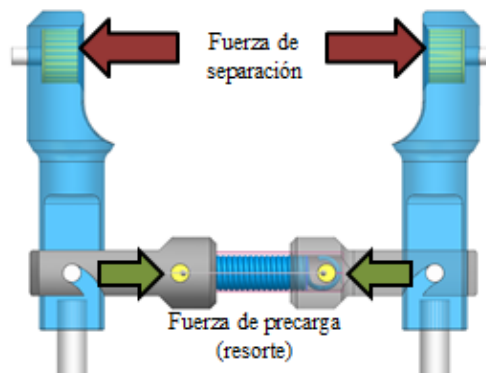


Como se puede observar en la gráfica, el motor con el torque más alto es el perteneciente a la cadena cinemática número uno, con un valor de 286.5 N m, lo cual es mucho más bajo que el torque correspondiente a los resultados de la simulación denominada CPRUEBA. Este valor del tursor presente en el eje de rotación de la junta de revolución está dentro del rango aceptable de torque para las indicaciones del fabricante sobre las condiciones de trabajo del servo motor, pues tiene un factor de seguridad de 1.22.

3.3.4 ANÁLISIS DE CARGA EN LOS RESORTES

Para obtener la fuerza de precarga en los resortes se observó los datos obtenidos en las juntas esféricas (o de apoyo) del paralelogramo de cada cadena cinemática. Debido a la función del dispositivo que contiene al resorte, la cual es mantener la distancia de separación de las dos barras paralelas (ver Figura 50), se busca contrarrestar dicha fuerza, obtenida en la junta esférica, con una precarga del resorte. Gracias a las diferentes simulaciones dinámicas se obtuvo que la mayor fuerza, de separación, se logra en el recorrido más corto (ascenso y descenso en la prueba 25/305/25) con un valor aproximado de 85 N.

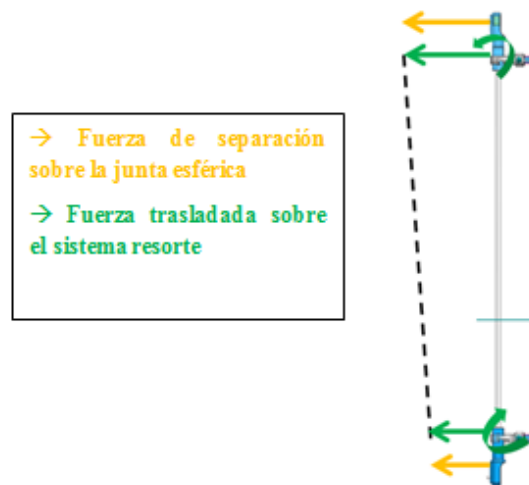
FIGURA 50. FUERZA DE SEPARACIÓN DEL PARALELOGRAMO



Este valor depende de la proyección de la fuerza de separación en ambas juntas esféricas. Debido a que en la misma barra (izquierda o derecha) del paralelogramo los valores de carga son diferentes (ver Figura 51), es necesario hacer un traslado o proyección hacia la posición de la sujeción entre la barra y el dispositivo, creando así un momento. Este momento genera sobre el elemento una flexión (positiva o negativa), pero debido a la pequeña longitud o brazo de palanca (72 mm) es muy mínimo, siendo irrelevante para el diseño del resorte.

Para dimensionar el resorte se tienen tres parámetros iniciales. El primero es la precarga inicial, que es la fuerza de separación máxima: 85 N. El segundo parámetro es la longitud inicial del dispositivo (sistema de resorte). Esta longitud se definió de acuerdo a las dimensiones de las agarraderas, la cuales a su vez fueron detalladas para permitir la libertad de movimientos del paralelogramo en cualquier movimiento posible para el robot. De acuerdo a esta revisión se encontró que la longitud máxima del resorte es de aproximadamente 66 mm. Finalmente para permitir una manufactura más sencilla el número de vueltas debe ser un número entero, con lo cual se define el último parámetro para el dimensionamiento del resorte. El material seleccionado para el resorte es un acero ASTM 228 o más conocido como “alambre de piano” debido a su gran resistencia y disponibilidad en la industria colombiana.

FIGURA 51. PROYECCIÓN DE LA FUERZA DE SEPARACIÓN



3.3.5 RESULTADO Y COMPARACIÓN EN LA PRUEBA 25/305/25

Con las variables de trabajo utilizadas en el caso crítico, el manipulador alcanza el ciclo estándar 25/305/25 en 0.5071 segundos, indicando que el robot diseñado es 1.7 veces más lento respecto a nuestro competidor industrial más cercano: el manipulador ABB IRB 360. Esto se debe a que se prefirió, de acuerdo a nuestra prioridad en los requerimientos, minimizar el peso del manipulador, resultando en un manipulador 3 veces más liviano respecto al mismo robot, por medio del uso materiales poco densos y diseñando piezas con poco volumen, pero con la desventaja de perder resistencia y por consiguiente velocidad de trabajo.

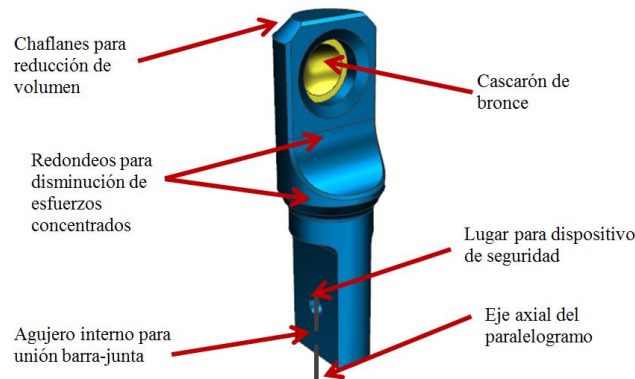
4 DISEÑO EN DETALLE

4.1 EXPLICACIÓN PIEZAS FINALES

4.1.1 JUNTA PARALELOGRAMO-BRAZO

De acuerdo con las desventajas presentadas en los prototipos (virtuales) antes presentados, se empezó a desarrollar ideas para aumentar la versatilidad del dispositivo, con lo cual se obtuvo el siguiente diseño final (ver Figura 52), el cual se dimensionó para permitir la fácil manufacturabilidad según las herramientas disponibles y para evitar bloqueos o interferencias entre componentes en los movimientos más críticos del volumen de trabajo.

FIGURA 52. DISEÑO FINAL DE JUNTA BRAZO-PARALELOGRAMO



El primer ítem a rediseñar fue los problemas de costos de la junta y en especial del cascarón, debido a que por métodos convencionales de maquinado era imposible su fabricación, con lo cual se procedió a verificar algún procedimiento o proceso con el cual poder fabricar dicha parte. Dentro de las opciones revisadas que garanticen la calidad superficial y tolerancia requeridas se encontró que el recalado, un proceso similar al troquelado, que por medio de una presión considerable se busca formar una pieza, con el cual el único requerimiento es que la pieza a formar sea de menor dureza que el material del elemento que ejerce presión. De acuerdo a pruebas realizadas dentro de las instalaciones se encontró ideal para realizar este proceso, ya que solamente es necesaria una máquina de ensayos a compresión y un dispositivo muy simple para llevarlo a cabo. El material con el cual se realiza el cascarón esférico, que dentro de sus características debe incluir una gran resistencia a la fatiga (esfuerzos repetidos) con el fin de minimizar el desgaste y la fricción (lubricación) entre componentes de la unión, además de un alto porcentaje de ductilidad para permitir el recalado con poca fuerza, es un Bronce aleado principalmente con Estaño. Dentro de la disponibilidad de un material en la industria colombiana con esas características, el más viable es el Bronce SAE 65 que generalmente es usado para aplicaciones donde el contacto dinámico entre componentes sea constante como bujes, engranes, ruedas de tornillos sin fin o donde sea necesario poca fricción pero con fuerzas relativamente bajas.

Para permitir el posicionamiento adecuado del sistema de sujeción que mantiene al paralelogramo funcionando correctamente, que en breves palabras es un movimiento

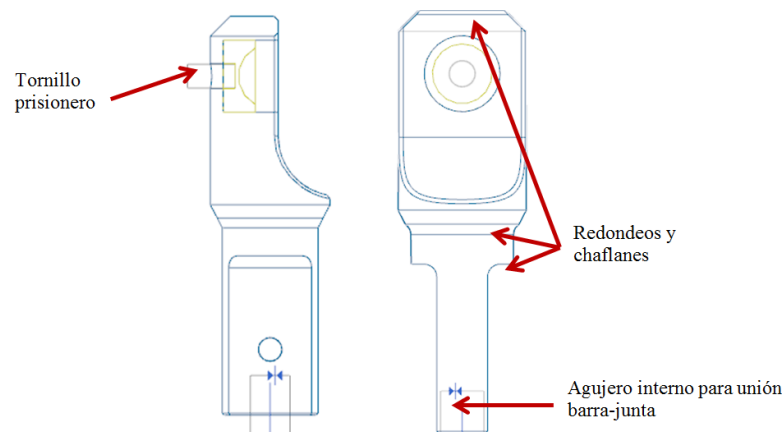
coordinado de las dos barras que conforman el paralelogramo y el bloqueo de la rotación sobre el eje axial del paralelo, es necesario de dos áreas planas con las cuales posicionar el dispositivo y permitan realizar su función adecuadamente.

Los redondeos y chaflanes fueron colocados estratégicamente para reducir material/peso donde no era indispensable por la distribución de esfuerzos producidos gracias a las cargas axiales sin generar algún concentrador de esfuerzos, además de buscar facilitar la ensamblabilidad de diferentes piezas.

El diseño consta de dos elementos a destacar que permiten una mayor facilidad de ensamble y funcionamiento. El primer elemento es el tornillo prisionero que tendrá la función de mover el cascaron de bronce para permitir la calibración del dispositivo por las pequeñas desviaciones del maquinado y fabricación inherente en todas las piezas. Este elemento tiene como objetivo permitir que la esfera tenga el área de contacto suficiente contra el cascarón y facilitar el ensamble ya que será cuestión de desenroscar o roscar dicho aditamento para desplazar el bronce en la dirección deseada y evitar errores de posicionamiento posteriores (ver).

Figura 53).

FIGURA 53. VISTA LATERAL (IZQUIERDA) Y FRONTAL (DERECHA) DE LA JUNTA BRAZO-PARALELOGRAMO



4.1.2 SISTEMA RESORTE

A partir de las alternativas estudiadas y analizadas, se trató de tomar los puntos positivos para generar una nueva idea con la cual poder tener un dispositivo completo. De acuerdo a las características más importante es necesario:

- Alta rigidez del sistema para evitar desalineaciones.
- Fácil intercambio de piezas y tamaños de los componentes sin generar problemas de interferencia.
- Guía del cuerpo flexible para evitar que este sometido a torsores.
- Permitir apoyo necesario para un correcto posicionamiento sobre la barra diseñada anteriormente.

- Permitir ser desarmado, con daños menores o nulos, cuando se presente una fuerza de separación superior a la de diseño.

La forma del modelo partió principalmente de la opción No.3, puesto que es la mejor en términos de manufactura, ensamblabilidad y rigidez, para posteriormente incluir los puntos más fuertes del resto de opciones expuestas (ver Sección 2.6.5).

Como características principales del modelo final, la agarradera se basa en una forma cilíndrica para permitir su fabricación en el centro de mecanizado, con el cual se tendrá mayor precisión en las medidas y tolerancias requeridas gracias a poder realizar las diferentes operaciones en un solo montaje. Además consta de un agujero pasante en la parte central con un diámetro ligeramente mayor al diámetro externo del resorte para dar una guía a este elemento mecánico, similar al cilindro desarrollado anteriormente en otra opción (ver

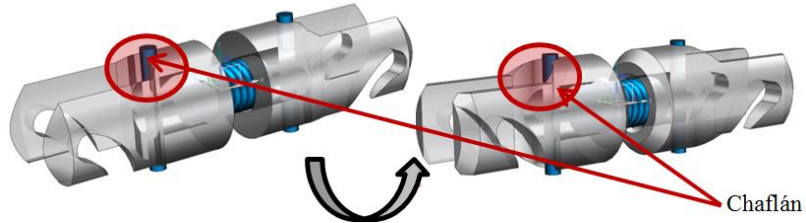
La desventaja de este modelo es apreciable sobre todo en el ensamble del sistema, ya que primero es necesario colocar una agarradera en posición, posteriormente el resorte y finalmente el cilindro, luego ensamblarlo en la otra agarradera y posicionarlo sobre la barra contigua. Además de la necesidad de asegurar que los dos agujeros donde se sostiene el resorte estén sobre el mismo plano, lo cual es muy difícil debido a la forma de la pieza y las herramientas.

Figura 29), pero con la ventaja de minimizar la cantidad de material, y por consiguiente de peso, del sistema.

El pin, que atraviesa a la agarradera y da la unión entre el sistema de resorte y el paralelogramo, tiene la función de sostener el elemento flexible para evitar que este vuelva a su longitud inicial, o de manufactura, por lo cual se hizo necesario que, en vez de realizar un agujero cilíndrico que pasara el ancho de la agarradera, el encaje del pin se realizara sobre una guía facilitando el montaje.

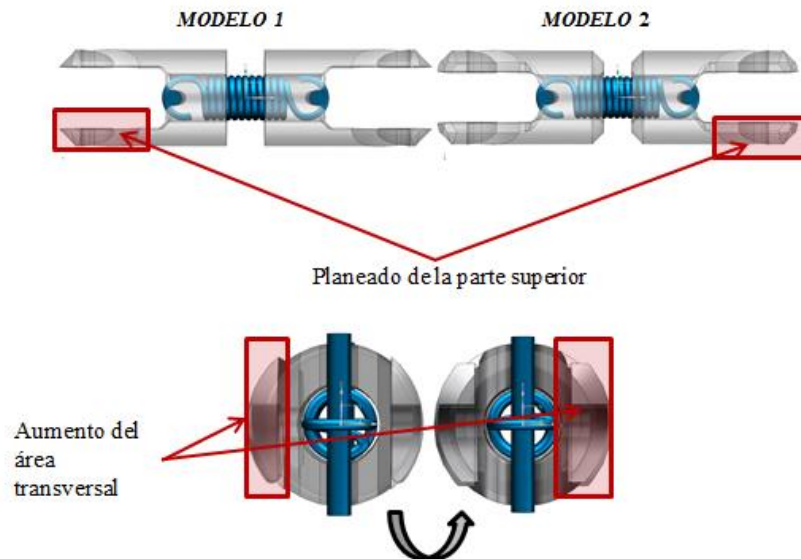
Con las características mencionadas en el anterior párrafo como base, se empezó el proceso iterativo de diseño, buscando mejorar las ideas que quedaron poco analizadas del primer modelo para finalmente realizar las correcciones respectivas y crear el diseño definitivo. Dentro de las mejoras realizadas se encuentra el aumento del área de contacto de la agarradera con el pin de sujeción por medio del planeado de la parte superior e inferior de la pieza, con el fin de minimizar el esfuerzo que se concentra sobre la ranura de posicionamiento. Además se realizó un chaflán o desnivel entre el cuerpo principal o cilindro y la parte planeada para permitir un mayor volumen libre en los ángulos críticos que se generan entre las barras del paralelogramo respecto a la horizontal (aproximadamente 51°). En la Figura 54 y Figura 55; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se muestran los puntos principales de mejoramiento entre el primero y el segundo modelo.

FIGURA 54. MEJORAMIENTO DEL DISEÑO FINAL ENTRE EL PRIMERO Y EL SEGUNDO SISTEMA



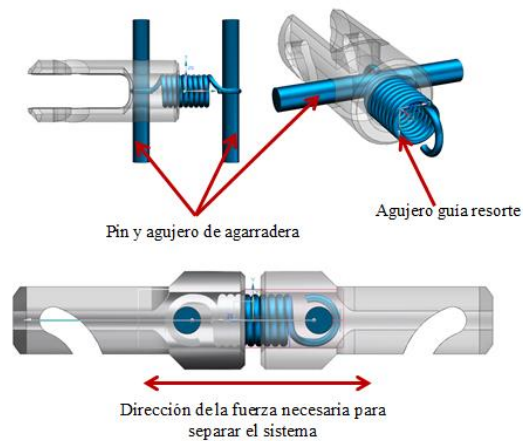
Después de realizar las mejoras presentadas, y con las dimensiones del diseño final de la junta brazo-barra paralelogramo definidas, se presentó el problema de poder sujetar alguna de las dos agarraderas para ensamblar este sistema al robot, por lo cual en vez de sostener por medio del pin vertical se prefiere realizar un agujero sobre la abrazadera, para buscar aumentar la longitud del elemento y permitir al operario realizar la fuerza axial para posicionarlo sobre el paralelogramo.

FIGURA 55. MEJORAMIENTO DEL DISEÑO FINAL ENTRE EL PRIMERO Y EL SEGUNDO SISTEMA VISTA SUPERIOR (ARRIBA) Y FRONTAL (ABAJO)



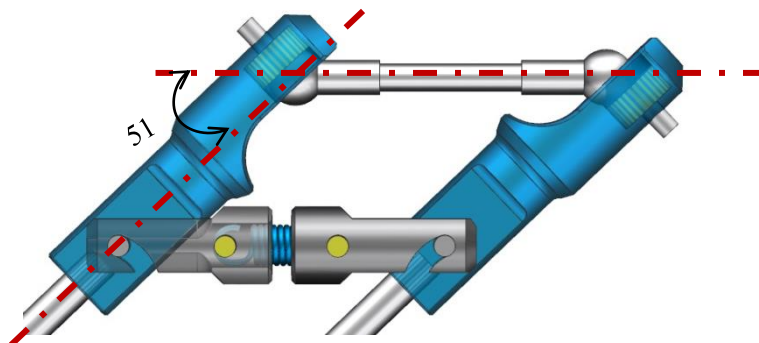
Esto no era posible conseguirlo con el anterior sistema, ya que al tratar de realizar la fuerza de separación sobre las agarraderas era muy probable que se desarmase, por lo cual tener la certeza de que estas dos piezas no tienen la posibilidad de separarse, dan garantía de facilitar el ensamble.

FIGURA 56. MODELO FINAL DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN



El resultado, después del proceso de selección de alternativas y correcciones de los problemas evidenciados gracias a las simulaciones tanto dinámicas como de elementos finitos, se presenta en la Figura 57.

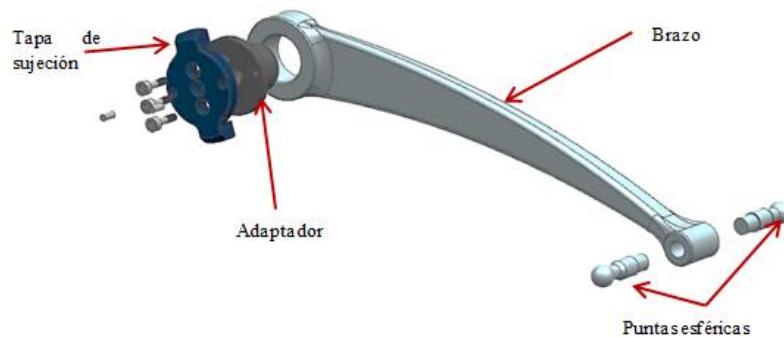
FIGURA 57. ENSAMBLE FINAL DEL SISTEMA COMPLETO DEL PARALELOGRAMO EN SU ÁNGULO MÁXIMO DE GIRO (51° RESPECTO A LA HORIZONTAL)



4.1.3 BRAZO

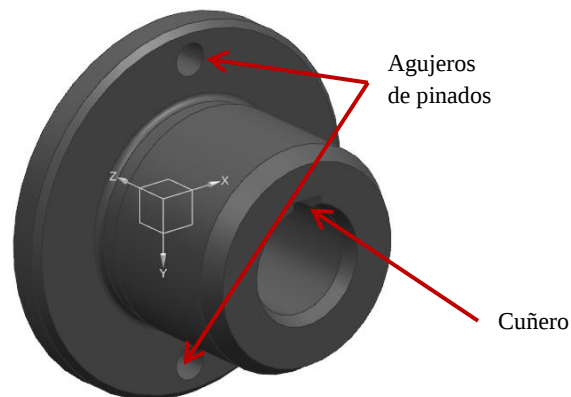
Para esta pieza en concreto, se tomó como base la alternativa 2 de las opciones de diseño (ver Figura 24), debido a sus ventajas frente a los esfuerzos de flexión y torsión que se puede producir por las cargas presentadas. Un explosionado de las partes que conforman esta sección se muestra en la Figura 58.

FIGURA 58. EXPLOSIONADO BRAZO FINAL



Conociendo la función que debe cumplir el brazo dentro de la cadena cinemática, y el ciclaje del robot, se pensó en usar una pieza de sacrificio (ver Figura 59) que sirve de adaptador entre el eje del actuador (unidad motora) y el brazo, con el fin de que esta pieza, fabricada de un acero aleado, resista de una mejor forma a la fatiga y si llegase a ocurrir un desgaste excesivo, sea reemplazada fácilmente debido a la simpleza tanto geométrica como de maquinado, ya que sus tolerancias no son exigentes. Esta pieza dentro de las cualidades más resaltantes, cuenta con un cuñero para permitir la transmisión de potencia entre el eje de la caja reductora y el brazo, además de tener cuatro agujeros, dos pasantes y dos roscados, para garantizar la completa fijación entre los componentes que se desean unir.

FIGURA 59. ADAPTADOR BRAZO-ACTUADOR



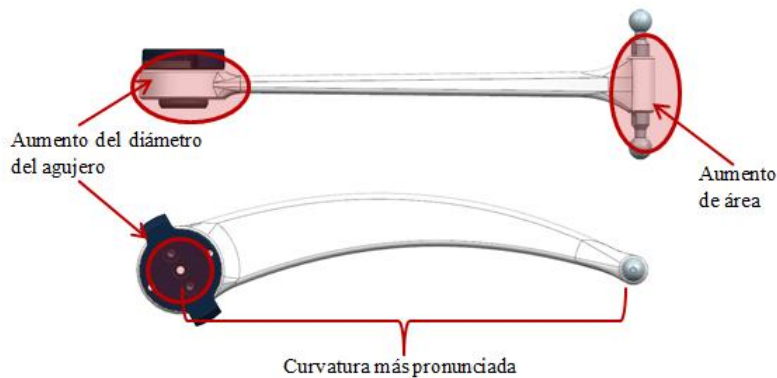
El elemento encargado de sujetar esta pieza, por medio de la unión roscada y pinada, es una tapa de sujeción, diseñada para mantener fijo en ensamble brazo-motor. En la Figura 60, se observa que la pieza consta de dos aletas que sobresalen; estas aletas fueron colocadas para sostener dos sensores de contacto que permitirán calibrar el control de posicionamiento del manipulador en el momento del encendido. Esto se realiza para dar un punto de referencia espacial de la posición del efector por medio del contacto sobre otro, posicionado sobre la base del robot, y el conocimiento del ángulo de ascenso del brazo.

FIGURA 60. TAPA DE SUJECCIÓN BRAZO



Teniendo en cuenta la factibilidad de la alternativa antes mencionada, se realizó una optimización dimensional con las cargas obtenidas de la simulación dinámica. La forma primaria para empezar la iteración fue la mostrada en la opción 2, de las alternativas de diseño del brazo (ver Figura 24). Los resultados arrojaron un aumento de la curvatura longitudinal para minimizar los esfuerzos de flexión y un crecimiento de la sección delantera para obtener una mayor área de contacto con los ejes de punta esférica, buscando disminuir los esfuerzos sobre esta pieza. Además, para garantizar una mejor distribución de esfuerzos, producidos por el actuador en la transmisión del torque hacia el brazo, se aumentó el agujero donde se localiza el adaptador.

FIGURA 61. CAMBIOS GEOMÉTRICAS EN EL BRAZO

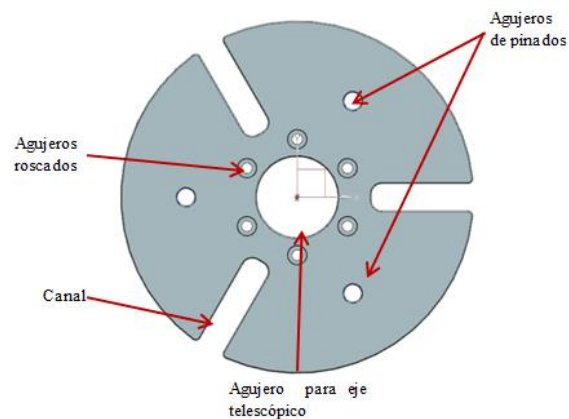


4.1.4 BASE

La base, debido a que es la que transmite las cargas hacia la estructura, debe ser lo bastante robusta y tener los suficientes puntos de sujeción para realizar esta función. Además, no debe interferir con los movimientos de la cadena cinemática dentro del volumen de trabajo. Para cumplir con esto, se pensó en dividir esta pieza en dos partes principales, la primera es una placa unida a la estructura y la segunda pieza tiene la función de sostener las cadenas cinemáticas y los actuadores. Gracias a que se divide en dos piezas se pueden modificar las dimensiones, sin variar los agujeros, para acomodarse a diferentes entornos de trabajo

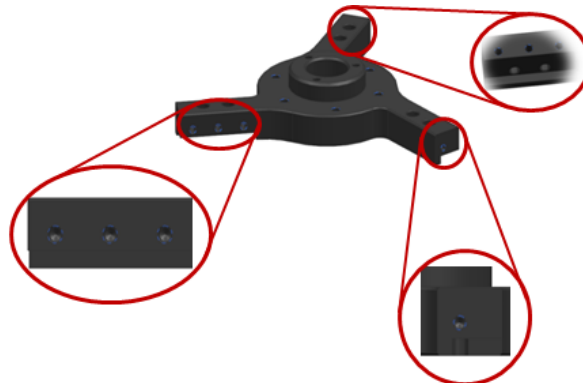
La primera base (ver Figura 62), o principal, consta de tres agujeros pasantes espaciados a 120° para evitar la rotación, complementando las sujeciones atornilladas. Los cinco agujeros roscados garantizan la correcta unión entre esta pieza y la base secundaria y garantizando la rigidez de esta parte. Además, se realizaron 3 canales en el lugar donde se posicionan lo brazos para permitir la rotación necesaria en los movimientos en puntos extremos del volumen de trabajo. Debido a que dentro de los requerimientos se encuentra la opción de colocar un eje telescópico, las placas tiene el agujero y las sujeciones correspondientes para permitir el ensamble de un actuador si es necesario.

FIGURA 62. BASE ESTRUCTURAL PRINCIPAL



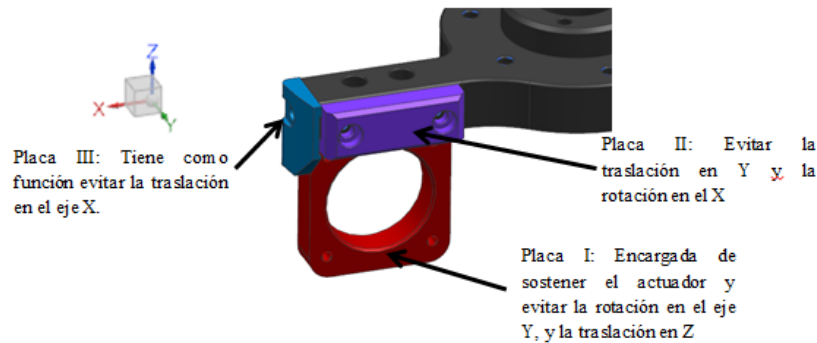
La base secundaria se buscaba disminuir el volumen y peso, ya que esta parte tiene la función de sujetar los actuadores y el brazo, tiene una forma similar a una estrella de tres puntas donde se localizan una serie de agujeros para mantener alineado los actuadores (ver Figura 63).

FIGURA 63. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LA BASE SECUNDARIA



Dentro del primer grupo de agujeros, se encuentran aquellos que sirven como enlace entre la base principal y secundaria. El segundo grupo de agujeros se localizan sobre las puntas de la base secundaria, dispuestos para sostener tres placas. Estas placas restringen la traslación y rotación sobre una dirección específica (ver **¡Error! La autoreferencia al marcador no es válida.**).

FIGURA 64. PLACAS DE SUJECIÓN Y ALINEACIÓN DE LOS ACTUADORES



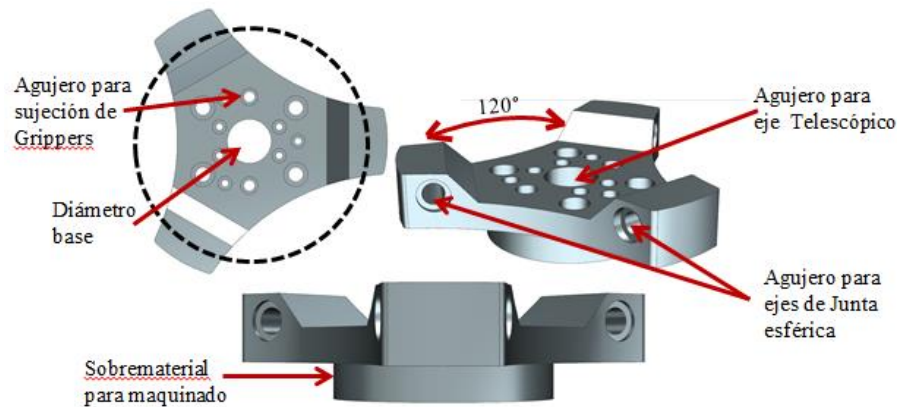
4.1.5 EFECTOR FINAL

En base al proceso de diseño conceptual realizado al principio del proyecto, la máquina en general busca conseguir que las partes, en general, sean fácilmente manufacturables y ensamblables con la máquina, tener el menor peso posible y, el requerimiento más directo para el diseño del efector, buscar la mayor cantidad de sistemas de sujeción posibles.

Para determinar la configuración de los agujeros de sujeción de los elementos de agarre del efector final (ver Figura 65), se realizó una búsqueda de las empresas especializadas en comercializar “Grippers” o Pinzas industriales en Colombia, con los cuales tener un punto de partida para seleccionar la mayor cantidad de modelos ensamblables la pieza diseñada. La finalidad de este estudio es poder cumplir con la versatilidad del producto, requerimiento implícito al cumplir con los criterios de DFMA, además del objetivo impuesto en el QFD: Adaptabilidad del robot a la mayor cantidad de ambientes o situaciones de trabajo (industria alimenticia, zonas de posible explosión, empaquetamiento de elementos pesados (máx. 2 Kg) y/o con formas complejas, entre otras).

Debido a las formas variadas, entre empresas y entre referencias como: alargados, anchos, cilíndricos, paralelepípedas, entre otras, contemplar este factor evitará errores posteriores a la hora de su funcionamiento en aquellos ambientes o aplicaciones que se desean cubrir, por lo que determinar aquellas posibles pinzas montables al robot tipo Delta, determinará el espacio real necesario para cumplir con el volumen de trabajo, determinando la altura y espacio dentro de la estructura que soporte al robot, además de prevenir interferencia entre componentes (estáticos y móviles).

FIGURA 65. DISEÑO CAD DEL EFECTOR FINAL



El diseño final de los agujeros está determinado, además de cumplir con la funciones (ver (D)

) por los siguientes factores:

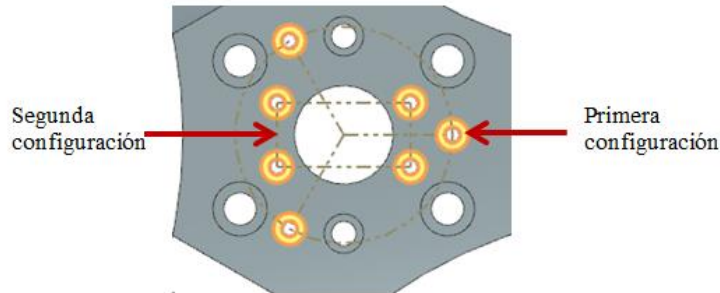
- *Peso de la pinza:* Este no debe exceder los 600 gr debidos a que, con el supuesto de mover 1 kg, un mayor peso afecta la velocidad y movilidad del robot en su funcionamiento.
- *Distancia entre agujero:* El valor de la distancia entre agujeros para mantener la rigidez e integridad del material se recomienda, por diseño, un espacio entre agujeros y entre agujero y borde de la pieza de 1.5 diámetros. Este valor debe ser obtenido del agujero de mayor magnitud.
- *Disponibilidad:* Debido a las limitaciones en el mercado colombiano, la configuración estuvo enfocada en aquellas pinzas que son posibles conseguir en los distribuidores nacionales.
- *Frecuencia de apertura y cierre de la pinza:* Gracias a las altas velocidades manejadas por los robot de arquitectura paralela tipo delta, el tiempo de apertura/cierre del gripper debe ser lo suficientemente menor como para no afectar la velocidad del proceso.
- *Fuerza de la pinza:* Aunque no fue un factor tan relevante a la hora de la selección, pero pensando en la economía del elemento, se buscó que su fuerza fuese lo suficiente para poder soportar un peso de 2 kg pero que su máxima fuerza de agarre estuviese lo más cercano a dicho valor.

Basados en los anteriores criterios, los agujeros se distribuyeron de la siguiente manera:

- **Primera Configuración:** Tres agujeros centrales dispuesto a 120 grados con centro en un círculo de 44 mm (ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**). Sujeción de las siguientes pinzas:

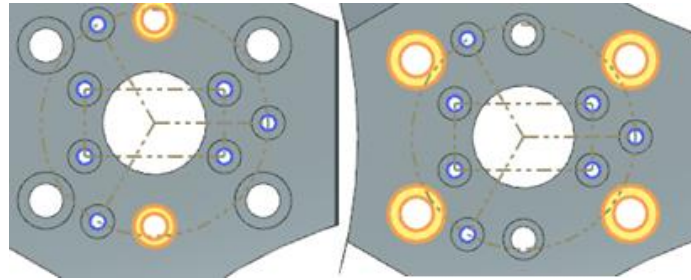
- HGDD 16 Neumático de 3 pinzas (Marca: FESTO)
- HGDT 16 Neumático de 3 pinzas (Marca: FESTO)

FIGURA 66. PRIMERA Y SEGUNDA CONFIGURACIÓN DE AGUJEROS



- **Segunda Configuración:** Cuatro agujero dispuesto en las esquinas de un rectángulo de 13 mm x 27 mm. Sujeción de las siguientes pinzas:
 - HGRT 16 Neumático Radial de 2 pinzas (Marca: FESTO)
- **Tercera Configuración:** Dos agujeros centrales de 40 mm. Sujeción de las siguientes pinzas:
 - MEG 50 Eléctrico Paralelo de 2 pinzas (Maraca: SCHUNK)
 - RH 925 Neumático Paralelo de 2 pinzas (Marca: SCHUNK)
 - MPG 50 Neumático Paralelo de 2 pinzas (Marca: SCHUNK)
 - HGPC 16 Neumático Paralelo de 2 pinzas (Marca: FESTO)
 - HGWC 16 Neumático Angular de 2 pinzas (Marca: FESTO)
 - HGPC 16 Neumático Paralelo de 2 pinzas (Marca: FESTO)
 - LGR 25 Neumático Angular de 2 pinzas (Marca: SCHUNK)
 - LWR 25 Neumático Radial de 2 pinzas (Marca: SCHUNK)
- **Cuarta Configuración:** Cuatro agujero dispuesto en las esquinas de un rectángulo de 13 mm x 27 mm. Sujeción de las siguientes pinzas:
 - HGRT 25 Neumático Radial de 2 pinzas (Marca: FESTO)

FIGURA 67. TERCERA (IZQUIERDA) Y CUARTA (DERECHA) CONFIGURACIÓN DE AGUJEROS PASANTES DEL EFECTOR.



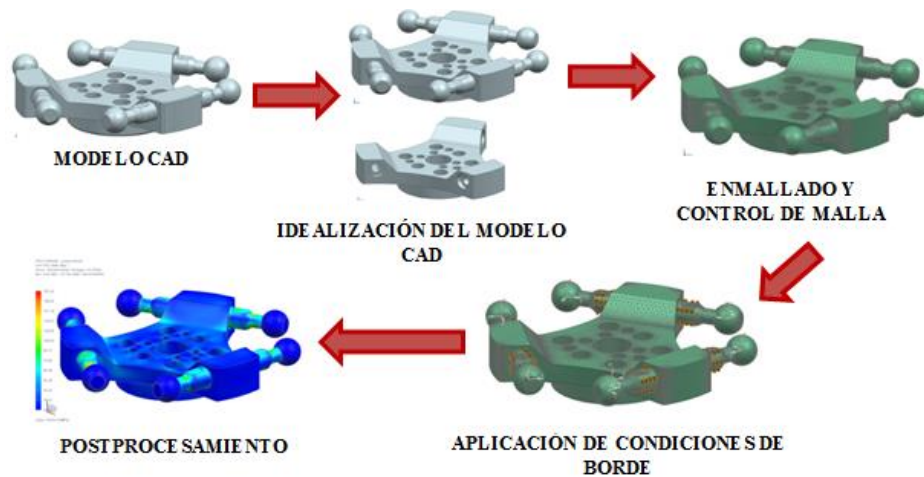
4.2 ANÁLISIS ESTÁTICO POR MEDIO DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

De acuerdo con la información dinámica obtenida con los resultados basados en la simulación realizada sobre el robot Delta, se desarrolló el proceso de análisis de elementos finitos considerando la resistencia de los componentes bajo las cargas críticas del sistema y haciendo la suposición de que dichas cargas se encontraban en la misma magnitud y posición a través del tiempo. Cabe recordar que en el proceso descrito en el capítulo 3, se describe la metodología de selección de los componentes, los conjuntos de links que presentaban el estado de carga más crítico y que por esta razón se tuvieron en cuenta para ser utilizados para los análisis de elementos finitos con la consideración de que si estos elementos resistían las condiciones de carga a los que estaban sometidos, los cuerpos rígidos pertenecientes al mismo grupo de componentes, podrían soportar sus situaciones de carga a nivel de un análisis estático. De esta forma se realizó un análisis de elementos finitos básico sobre la capacidad resistiva de los componentes donde se hizo un proceso de enmallado tridimensional para cada uno de los miembros rígidos con elementos tetraédricos de diez nodos. En cada cuerpo rígido se desarrolló un proceso de enmallado para cada uno de los elementos que conforman el cuerpo rígido seleccionado del mecanismo. De manera que según las propiedades geométricas que pertenecen a cada elemento, se generó la malla con un tamaño correspondiente a dichas propiedades, el cual fue definido bajo un proceso de refinamiento presente en el análisis de convergencia correspondiente a cada estudio de elementos finitos.

Fue seleccionado el método de enmallado tridimensional utilizando toda la capacidad de integración obtenida en el programa general de trabajo, ya que en éste se aprovechó la oportunidad de utilizar la información física del diseño presente en el archivo CAD de cada componente que hace parte del ensamble, el mismo con el cuál se desarrolló la máquina virtual para analizar el modelo dinámico, y como resultado se conocen las cargas, velocidades y aceleraciones de cada uno de los cuerpos rígidos y componentes del robot. Es ese mismo archivo CAD con el que se desarrolló el análisis de elementos finitos específicamente en los cuerpos rígidos de interés, de manera que la integración de la información que permite el programa fue de gran importancia para obtener los diferentes resultados en este proceso de aplicación del método de elementos finitos. A continuación (ver Figura 68) se ejemplifica el proceso de trabajo llevado a cabo para cada uno de los cuerpos rígidos, elegidos para conocer la capacidad resistiva de cada grupo de cuerpos rígidos, y que utiliza como ejemplo el trabajo llevado a cabo con el cuerpo rígido “Efector”.

Después de seleccionar los estados críticos de carga registrados, dicha información es utilizada en el análisis de elementos finitos del cuerpo en cuestión por medio de un proceso normal de preparación para FEA, pero con algunos pasos adicionales. Dentro de estos pasos se encuentra el utilizar el archivo general de la dinámica de la máquina virtual, seleccionando la información del miembro rígido de estudio, con el fin de aplicar el estado de cargas correspondiente a través de la posición del componente en el sistema absoluto del mecanismo y así poder simular de manera precisa las condiciones de borde en el paso establecido. Debido al uso de cargas puntuales es necesario crear nodos de carga que se relacionen con los enmallados de los respectivos cuerpos de estudio; esto se realiza a través de elementos 1D que conectan dicho nodo con las áreas circundantes del elemento a unir.

FIGURA 68. PROCESO PARA REALIZACIÓN DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS



En el capítulo 3 se definieron los cuerpos rígidos que iban a ser utilizados para analizar cada grupo de componentes bajo las condiciones de carga obtenidas en el análisis dinámico. Las imágenes que se presentaran a continuación, permiten observar los componentes que conforman cada uno de los cuerpos rígidos definidos, con sus nombres respectivos los cuales fueron utilizados en cada uno de los proceso de trabajo dentro del análisis de elementos finitos como lo fueron, el análisis de convergencia, la definición de malla, el análisis de resultados y su posterior manejo de información, tanto a nivel estático como dinámico.

FIGURA 69 EXPLOSIONADO DEL CUERPO RÍGIDO "PLACA SUPERIOR" CON LA TABLA DE NOMBRE Y MATERIAL DE CADA UNO DE SUS COMPONENTES

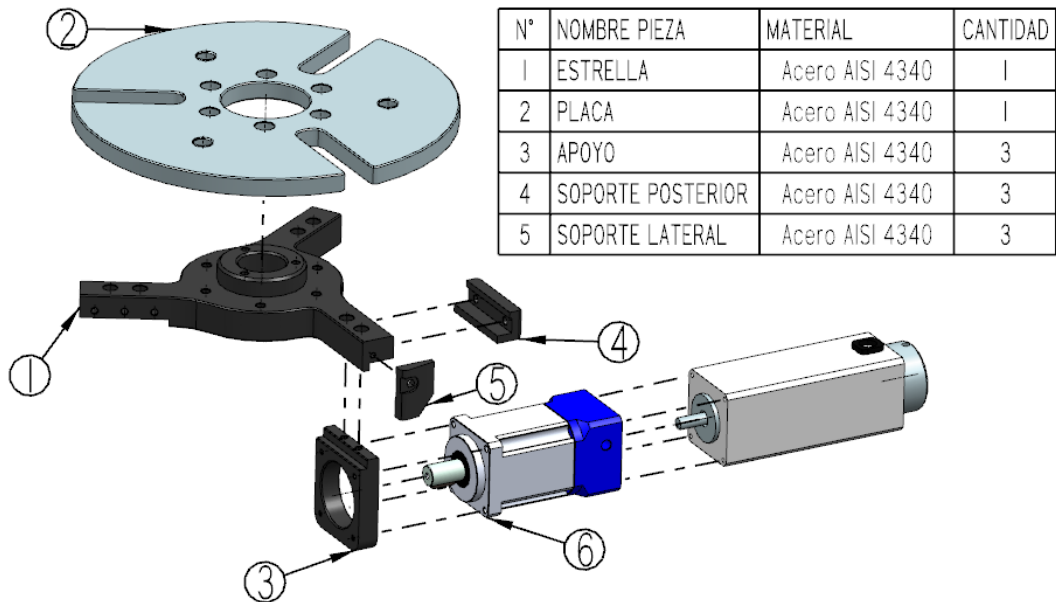


FIGURA 70 EXPLOSIONADO DEL CUERPO RÍGIDO "BRAZOM1" CON LA TABLA DE NOMBRE Y MATERIAL DE CADA UNO DE SUS COMPONENTES

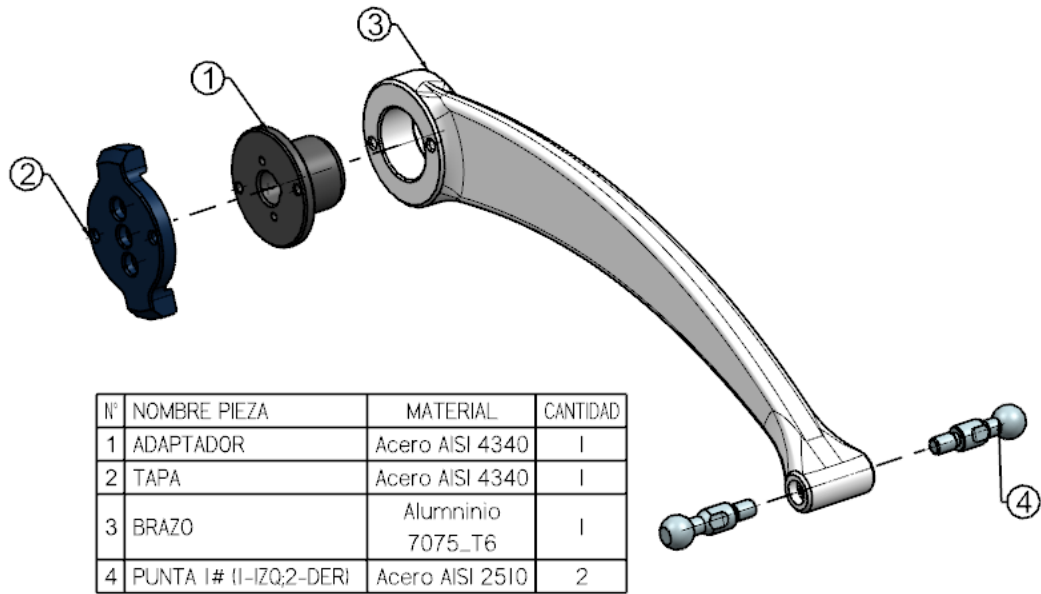


FIGURA 71 EXPLOSIONADO DEL CUERPO RÍGIDO "PARALEL32" CON LA TABLA DE NOMBRE Y MATERIAL DE CADA UNO DE SUS COMPONENTES

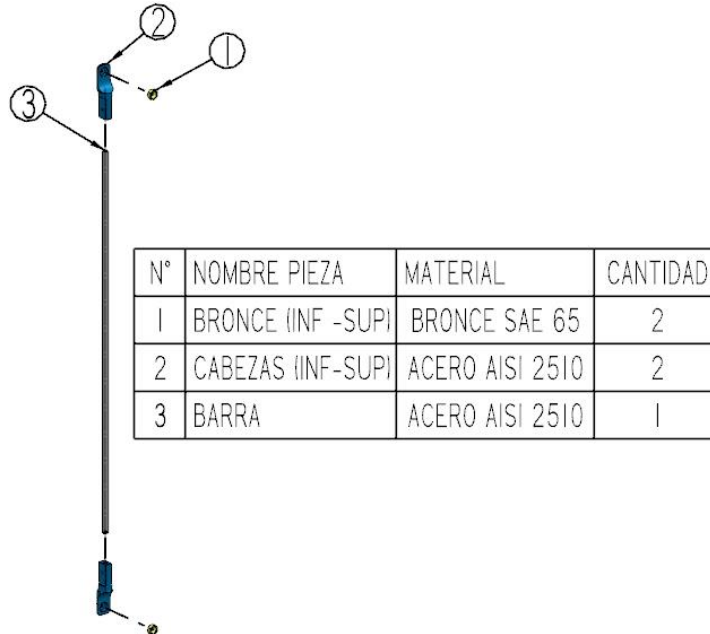
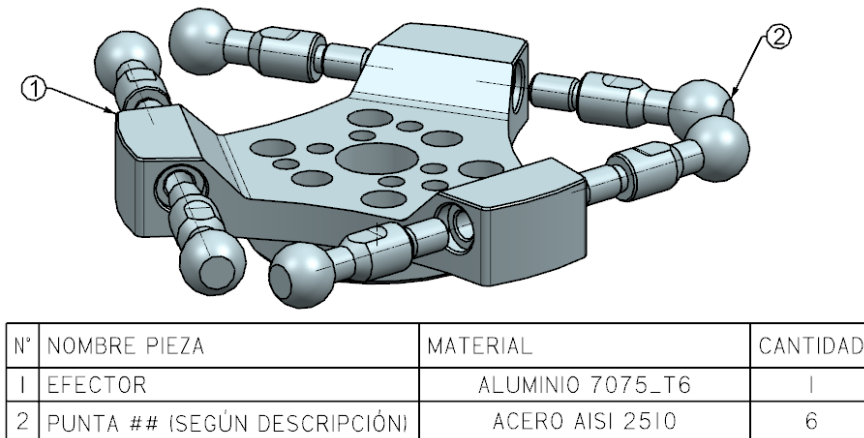


FIGURA 72 EXPLOSIONADO DEL CUERPO RÍGIDO "EFECTOR" CON LA TABLA DE NOMBRE Y MATERIAL DE CADA UNO DE SUS COMPONENTES



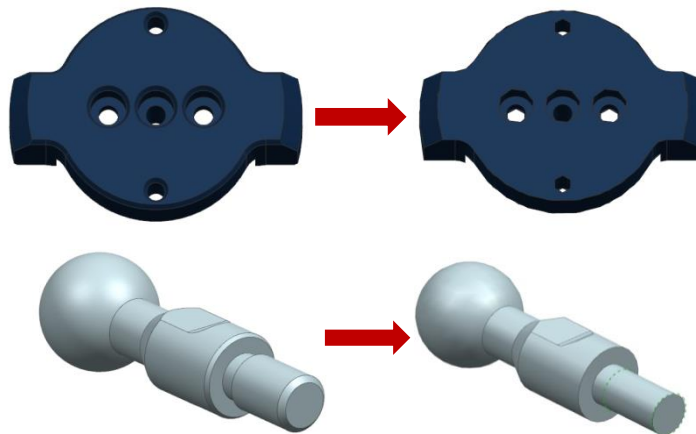
4.2.1 PROCESO DE IDEALIZACIÓN DE COMPONENTES

En el proceso de idealización de la geometría se crea una copia de los componentes a analizar para posteriormente realizar diferentes modificaciones con respecto a su geometría, en la búsqueda de simplificar el modelo para que tanto el proceso de enmallado sea más sencillo y efectivo posible, como lograr que la solución del modelo requiera menos recursos y tiempo en la etapa de procesamiento de elementos finitos.

Para los cuatro modelos de elementos finitos que se analizaron, se realizó este proceso de simplificación en el modelo idealizado. De manera general se retiraron en los componentes de cada cuerpo rígido los chaflanes que se definieron en el diseño bajo criterios de estética y diseño para la manufactura, los cuales no aportaban beneficios con respecto a la capacidad resistiva del componente. Con respecto a los agujeros roscados, en los modelos idealizados se definió un solo diámetro tanto para el agujero como para el vástago roscado, de manera que se pudiera simular con alguna herramienta de “pegamento” en la aplicación de las condiciones de borde la condición que presenta la rosca y ese diámetro correspondió a valores preferiblemente enteros de las roscas métricas normalizadas. En la Figura 73 se pueden observar algunos elementos que fueron modificados en sus modelos idealizados buscando la simplificación de la geometría para mejorar las condiciones del análisis de elementos finitos.

Estos componentes muestran los cambios principales que se desarrollaron en los modelos idealizados. Estos cambios, como se dijo anteriormente, consisten en retirar chaflanes y redondeos que no traen ningún cambio respecto a la resistencia del componente. Las imágenes correspondientes a los modelos idealizados (Figura 73, lado derecho) se presentan con simplificaciones que generan tanto un enmallado más uniforme como una menor cantidad de elementos.

FIGURA 73. IDEALIZACIÓN DE ALGUNOS COMPONENTES: TAPA (SUPERIOR) Y EJES DE PUNTA ESFÉRICA (INFERIOR)



4.2.2 PROCESO DE ENMALLADO DE LOS COMPONENTES Y ANÁLISIS DE CONVERGENCIA

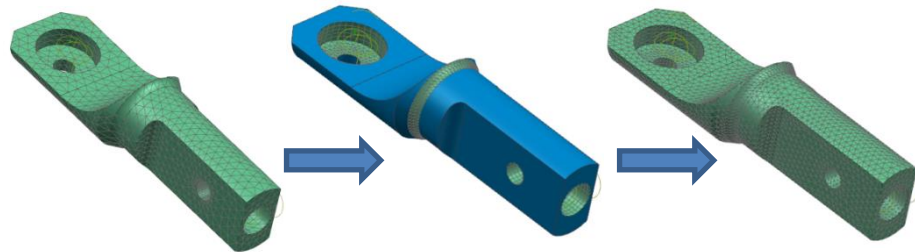
A pesar de que el análisis de convergencia necesita de la aplicación de condiciones de borde, tomar los resultados y desarrollar múltiples iteraciones, es necesario describirlo en esta etapa del documento debido a que dicho proceso busca definir el tamaño del elemento de la malla en cada uno de los elementos del cuerpo rígido con el objetivo de encontrar los resultados más confiables con la menor cantidad de elementos posibles o mayor tamaño de elemento.

Antes de mencionar el análisis de convergencia, es pertinente comentar que el proceso de enmallado se realizó con las herramientas propuestas por el programa en su módulo de simulación avanzada. Dichas herramientas como el enmallado automático y la definición del tamaño de elementos automática, fueron utilizadas para definir las mallas en cada uno de los componentes, bajo las condiciones de material correspondientes a cada uno.

El análisis de convergencia se desarrolló por medio de varias iteraciones en las que el criterio de variación fue la disminución del tamaño de la malla general de cada uno de los componentes para cada cuerpo rígido. Se registró el número de elementos que conformaban cada uno de los componentes, para luego contrastarlos con los resultados del esfuerzo que fueron tomados en las zonas críticas de esfuerzo, es decir en las zonas donde se producía la mayor cantidad de esfuerzo en cada elemento, para luego ser estudiada en cada una de las iteraciones. De acuerdo al valor de esfuerzo que se presentaba en las zonas críticas establecidas, se estudiaba el error porcentual aproximado entre la última iteración y la inmediatamente anterior. También se graficó el valor del esfuerzo de cada iteración contra la correspondiente cantidad de elementos tetraédricos de cada iteración, para observar a través del avance del análisis como se iba comportando la curva de resultados de esfuerzo y observar, por medio de una línea de tendencia, si se aproximaba hacia un valor determinado.

Este proceso de refinamiento de malla a través del análisis de convergencia en los cuatro análisis realizados tuvo dos pasos principales. El primero, correspondiente a enmallar los elementos sin ningún tipo de refinamiento, iniciando con el tamaño automático que sugería el software y disminuyendo la malla en tamaños 5% menores al anterior. Cuando el proceso de convergencia alcanzaba un error menor al 5% o demostraba mantenerse en un rango de esfuerzo sobre la zona crítica se procedía a realizar el segundo paso, que era desarrollar un proceso de mapeado el cual se conoce como el refinamiento de zonas específicas del componente a analizar, a través de elementos 2D como triángulos de 6 puntos o cuadriláteros de 8 puntos, y sobre zonas con concentradores de esfuerzos, redondeos o zonas donde se aplicaran condiciones de borde se utilizaba un tamaño más pequeño, respecto a la malla principal, para permitir que la malla tridimensional se adapte a esas zonas con mayor facilidad. En la Figura 74) se presenta un ejemplo de este proceso, tomando como ejemplo lo realizado con la cabeza superior, componente del cuerpo rígido “Barra32”. Una vez terminado el refinamiento principal, aplicaron elementos 2D con un tamaño adecuado sobre las zonas donde se presentaban geometrías con complejidad considerable, áreas de unión entre cuerpos, y regiones donde se aplicaban condiciones de borde, que al tener un tamaño de elemento menor. Los tamaños de los elementos fueron verificados teniendo en cuenta la homogeneidad entre el tamaño base y las zonas refinadas con el fin de obtener una distribución de esfuerzos acorde con lo esperado.

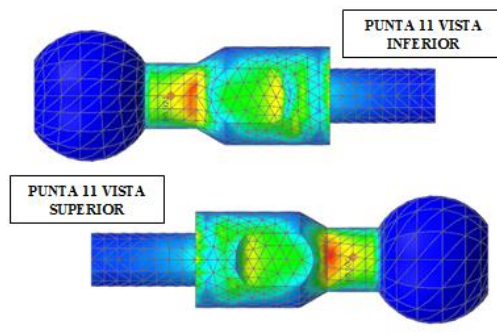
FIGURA 74. PROCESO DE REFINAMIENTO DE MALLA APLICADO SOBRE LA JUNTA BRAZO-PARALELOGRAMO DE LA BARRA 32

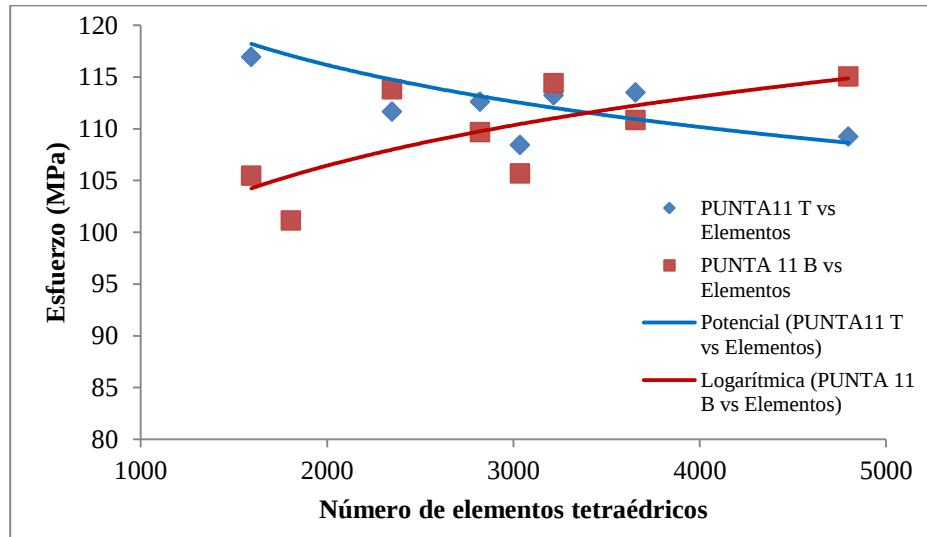


Para determinar el tamaño adecuado del enmallado 2D se tomó como base el valor definido por sugerencia del programa. Con este valor se compara con el obtenido anteriormente por el proceso de refinamiento de elementos tridimensionales, si el tamaño sugerido es menor a este último no se realizaba ningún cambio, pero si ese no es el caso, se redefinía el tamaño de malla tridimensional para que estuviese en concordancia con los elementos superficiales o 2D.

Los resultados obtenidos en el análisis de convergencia de los cuatro análisis de elementos finitos realizados se encuentran en el anexo 7.5, pero en las figuras anteriores se presenta el resultado del análisis del elemento “punta11” del cuerpo rígido “Efector” como ejemplo. Este elemento tiene dos puntos de estudio que están en el cuello que precede las esferas (zonas de color rojo), el punto número uno es el que se encuentra en la zona media de ese cuello visto desde la vista superior (T) y el segundo punto de estudio es en la zona media del cuello vista desde la vista inferior (B). La grafica que precede a la imagen muestra el comportamiento del esfuerzo en esa zona contra el número de elementos y como se puede observar en la imagen, presenta convergencia al mantenerse con una variación muy pequeña en el esfuerzo de esa zona.

FIGURA 75. POST-PROCESAMIENTO DEL EJE DE PUNTA ESFÉRICA DE LA CADENA CINEMÁTICA 1 (SUPERIOR) Y SU RESPECTIVA GRÁFICA DE CONVERGENCIA (INFERIOR)





Con respecto a los datos específicos sobre el enmallado, es decir, las el tamaño de malla utilizado, el número de elementos, los errores entre iteraciones y demás información correspondiente a el proceso mismo del análisis de convergencia, estos se encuentran en el anexo 7.5 y allí se pueden observar de manera detallada.

4.2.3 PLACA SUPERIOR: ENMALLADO CÍCLICO SIMÉTRICO Y PREPARACIÓN DE MODELO

La Figura 76 corresponde al modelo idealizado de la base del robot Delta denominada “PLACASUPERIOR”. Este modelo es la parte superior del robot y es donde inicia el mecanismo de cada una de las tres cadenas cinemáticas del mismo. Por lo tanto alrededor de un mismo eje tiene simetría en los componentes que hacen parte de cada una de las cadenas cinemáticas como el apoyo, los soportes y el motor. Al plantear el proceso de enmallad, así como el refinamiento de malla, la cantidad de elementos necesarios para poder generar un modelo que arroje resultados acertados, es considerablemente alta.

Gracias a los avances existentes en los métodos de elementos finitos, existe la opción de realizar procesos de simetría para ser aplicados en piezas de análisis donde las condiciones de frontera como sus estados de carga, restricciones y propiedades mecánicas son iguales en todas las secciones, y por lo tanto para facilitar los cálculos se toma solamente una porción del total del componente. Hay tres tipos de simetría que se manejan y son permitidos para aplicarse por el software en uso: reflectiva, cíclica y asimétrica. La simetría cíclica, usada para este caso, se considera que la geometría se repite a través de un eje de rotación, como sucede en el caso del componente de interés (ver Figura 76).

Para realizar el análisis a través de la simetría cíclica, fue necesario realizar sobre modelo idealizado, modificaciones para obtener el tercio de la base donde se presenta el estado crítico de cargas. Este tercio corresponde al perteneciente a la cadena cinemática número uno (ver Figura 77). Además, se simulaban las restricciones correspondientes a la situación

aproximada a la realidad en la que se encuentra el modelo, es decir, las restricciones que representan el material del resto de la pieza que ha sido cortado y como este influye en la porción seleccionada.

FIGURA 76 VISTA ISOMÉTRICA DEL MODELO IDEALIZADO DE LA PLACA SUPERIOR

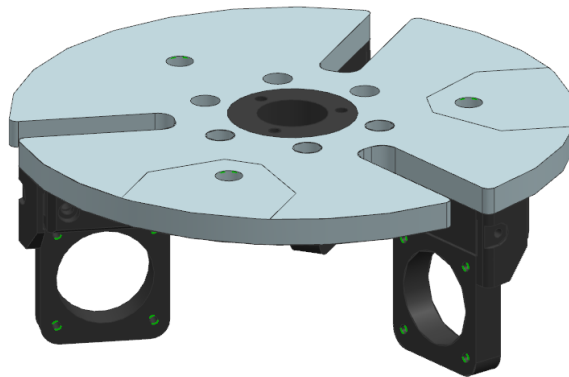
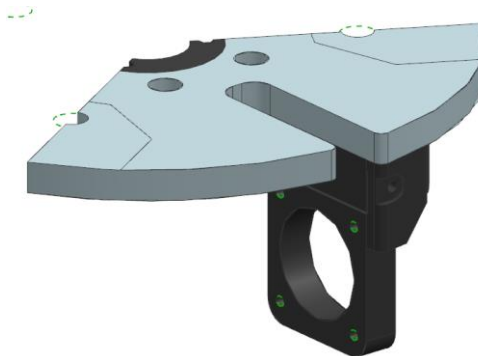


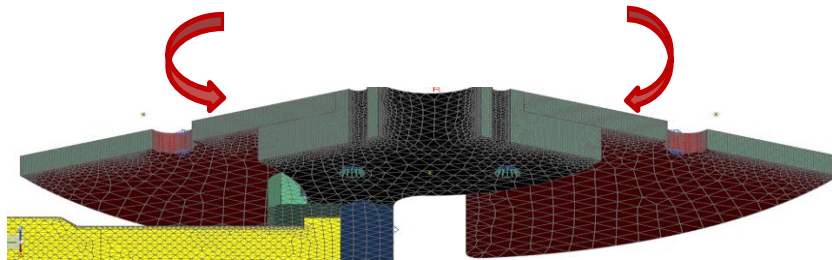
FIGURA 77. VISTA ISOMÉTRICA DEL TERCIO DEL MODELO DE LA BASE



Ya que el método de simetría que aplica para este caso es el cíclico, no se conoce con certeza si el modelo puede presentar desplazamientos fuera de los planos de corte del modelo total y se hace necesario utilizar restricciones denominadas de “Grados de libertad acoplados” las cuales tienen como características el permitir las deformaciones fuera de los planos de simetría, los cuales fueron nombrados anteriormente como los planos de corte del modelo. La razón por la cual se denominan acoplados, es porque al definir los planos de simetría del modelo que se seleccionó para ser analizado, el programa crea un enmallado 2D en dichos planos como se puede observar en la Figura 78, con respecto a un eje coordinado cilíndrico que tiene su eje Z co-lineal al eje al cual la geometría se repite en el modelo seleccionado, crea con este sistema coordinado cilíndrico una malla idéntica en las dos caras de simetría. La razón por la que crea esté enmallado idéntico en las dos caras de simetría, es para definir una cara dependiente, y una cara independiente, con las cuales el programa enlaza los nodos de estas dos caras enmalladas para lograr que los nodos estén en sus grados de libertad acoplados. EL enmallado 2D que se crea es con el fin de ser la semilla del enmallado 3D y para que el programa pueda aplicar las restricciones de manera correcta sobre esas zonas de nodos. De esta manera, el modelo de análisis logra una malla

basada en el método de simetría aplicado y es apto para aplicar las restricciones correspondientes a representar la situación de un modelo completo. Cabe aclarar que el usuario que está definiendo la simetría cíclica, define los grados de libertad que tengan los nodos independientes y por lo tanto los dependientes, que en este caso fueron restringidos los tres grados de traslación.

FIGURA 78 VISTA DEL ENMALLADO 2D CREADO COMO SEMILLA DEL ENMALLADO 3D



Para definir las condiciones de carga, se utilizó el proceso de LOAD TRANSFER que se describió anteriormente, pero con la diferencia de que solo se enlaza el nódulo de carga a la correspondiente a la junta M1 del modelo. Debido a las condiciones de carga de la herramienta, esas cargas están siendo calculadas en las juntas de los cuerpos rígidos en movimiento y se encuentran en un estado de equilibrio cuando se evalúa en un tiempo específico. Como el modelo que se está considerando solo es una parte de dicho cuerpo, no se pueden enlazar todos los nodos de carga al modelo, sino que se tiene que considerar el estado de carga que corresponde a la situación de simetría aplicada (ver Figura 79). Por esta razón el modelo se restringió el sistema, creando las caras sobre la superficie superior de la placa, que representan los soportes de la estructura con la que se ensambla. En esas zonas fue aplicada la restricción fija para lograr el equilibrio del sistema como se puede ver en la Figura 80.

FIGURA 79 PUNTOS DE CARGA GENERADOS POR LA HERRAMIENTA LOAD TRANSFER EN EL MODELO DE LA PLACA SUPERIOR

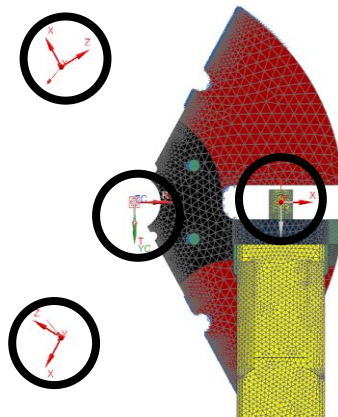
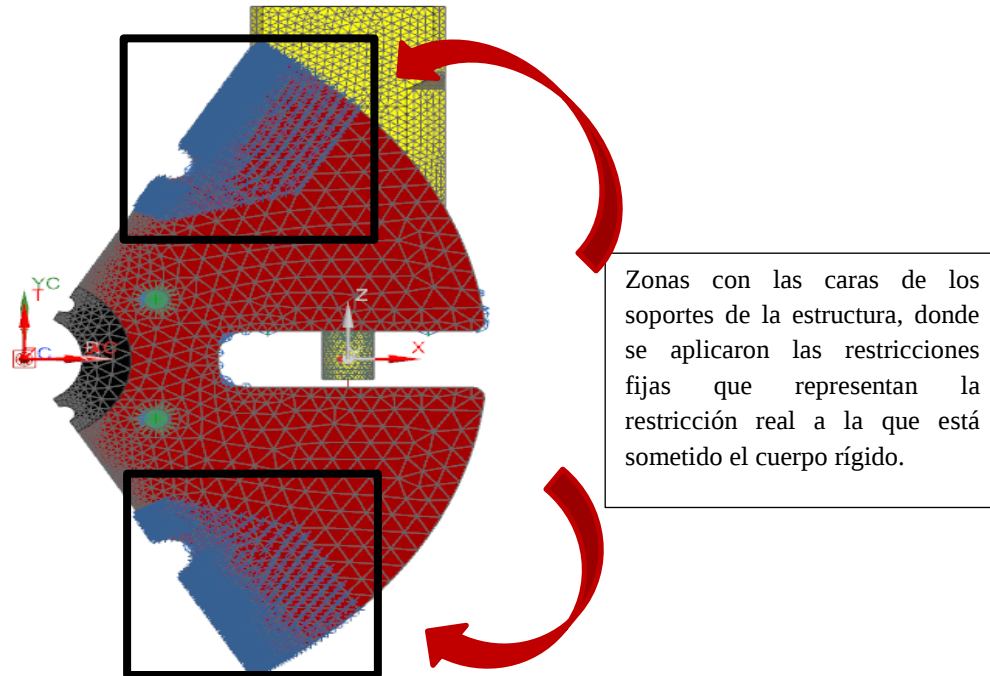


FIGURA 80 RESTRICCIONES FIJAS APLICADAS EN LA ZONA DE CONTACTO CON LOS SOPORTES DE LA ESTRUCTURA Y LA PLACA DE LA BASE DEL ROBOT



4.2.4 PREPARACIÓN DE LOS DEMÁS MODELOS

Para la preparación de los demás modelos se debe recordar que la herramienta de LOAD TRANSFER es la que se encarga de crear los puntos de carga de todas las juntas y al relacionar estos puntos con las mallas de los componentes, el sistema queda totalmente restringido.

Con respecto a las relaciones y uniones entre mallas para representar la situación a la que está sometida cada cuerpo rígido se utilizaron diferentes herramientas. Una de estas es la herramienta “Mesh matting condition” la cual permite crear relaciones de pegamento a través de elementos 1D RBE3 los cuales unen los nodos de las zonas que se indican, para que el solucionador comprenda que los elementos están unidos a través de dichas zonas. Esta herramienta fue utilizado para los vástagos roscados de las cabezas esféricas denominadas “Punta ##”, en los cuerpos rígidos de los que hacen parte como el efector y el Brazo. En el paralelogramo 32 también fue utilizado para unir la barra y los elementos de bronce con las cabezas, ya que era la opción apropiada para los condiciones de ese cuerpo rígido.

Otra herramienta utilizada fue la de contacto, que permite solucionar condiciones en las cuales se definen las caras de los elementos que están en contacto, para modelar la realidad de los componentes. Esta herramienta fue utilizada generalmente para las caras de los elementos que estaban unidas por tornillos y que para modelar la realidad del sistema, donde la deformación de los elementos a causa de estar en contacto, fuera correcta al estar

unidos por los pernos. Esto se aplicó en los cuerpos rígidos de la placa superior y el brazo. A pesar de que en el brazo también se utilizó para simular la condición presente entre el brazo, el acoplador y la tapa, donde estos elementos por su sistema de ensamble, están en contacto y son los pernos y los pines los que mantienen la unión de dichos elementos para poder lograr el buen funcionamiento del cuerpo rígido.

4.2.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se analizaron por medio del resultado del factor de seguridad cada uno de los casos, cómo afecta la distribución de esfuerzos la durabilidad del componente en cuestión, debido a que el factor de seguridad permite comprender si el elemento analizado no falla con las condiciones de carga propuestas. El factor de seguridad tiene como valor mínimo 1 (uno), ya que un valor menor dicho valor es considerado como una falla, y para facilidad de procesamiento de dato se tomó como valor máximo de 10, puesto que es un valor muy por encima de los requerimientos propuesto para esta aplicación.

4.2.5.1 Placa superior

Este cuerpo rígido debido a su geometría simétrica, fue modificado para ser estudiado solamente en un tercio del modelo completo, aquella porción que se encuentra en el estado más crítico. Se estudió bajo cuatro casos de carga (ver Tabla 10) donde se establecen los pasos en la trayectoria donde se presentaron los casos críticos.

Como se puede observar en la

Figura 81, la prueba no supera el valor del esfuerzo de fluencia e incluso en las zonas que se presenta el mayor esfuerzo, y los lugares donde se presenta el menor factor de seguridad son en lugares muy pequeños. Por lo tanto se puede afirmar que a pesar de la carga a la que se somete este cuerpo rígido, su capacidad resistiva es confiable.

TABLA 10. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA LA PLACA SUPERIOR

Cuerpo rígido analizado: PLACA SUPERIOR [Tiempo total de la última simulación: 12,16 horas]			
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de seguridad</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,476786	APOYO	2,509	RESISTE
0,005714	APOYO	2,478	RESISTE
1,008929	APOYO	2,462	RESISTE
0,512857	APOYO	2,419	RESISTE

4.2.5.2 BRAZO

Como se puede observar en la Tabla 11, el factor de seguridad, para cada caso, es muy bajo, dando a entender que en el componente se está generando una deformación plástica del material. Se debe aclarar que los valores presentados son los valores mínimos obtenidos en

las diferentes pruebas, por lo que no es la única zona en falla, además no es el único componente del sub-ensamble que está fallando bajo el criterio estático, pues en los 4 casos de análisis, tanto en el brazo, fabricado de aluminio, como en el adaptador, realizado de AISI 4340, se presentan esfuerzos considerablemente mayores al esfuerzo de fluencia de estos materiales.

TABLA 11. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA EL BRAZOM1

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1[Tiempo total de la última simulación: 8,7 horas]			
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Crítico</i>	<i>Mínimo Factor de seguridad</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,476786	Brazo	0,366	FALLA
0,512857	Adaptador	0,312	FALLA
0,477143	Adaptador	0,312	FALLA
0,988286	Adaptador	0,302	FALLA

Como se puede observar en la

Figura 82, los resultados del caso más crítico (paso 0,988286), los esfuerzos máximos son presentados la zona del ensamble del brazo al motor, y es, como se dijo anteriormente, adaptador y brazo del cuerpo rígido donde se están presentando las deformaciones plásticas del material, señaladas en rojo en las imágenes. Estos esfuerzos presentes en los dos componentes, son producidos por la flexión a la que está sometido el cuerpo rígido, viéndose potenciados por los concentradores de esfuerzos presentes en estas zonas, el agujero del pin trasero del brazo y el descanso desarrollado en el diseño para la manufactura en el adaptador.

FIGURA 81. FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURAL DE LA PLACA SUPERIOR

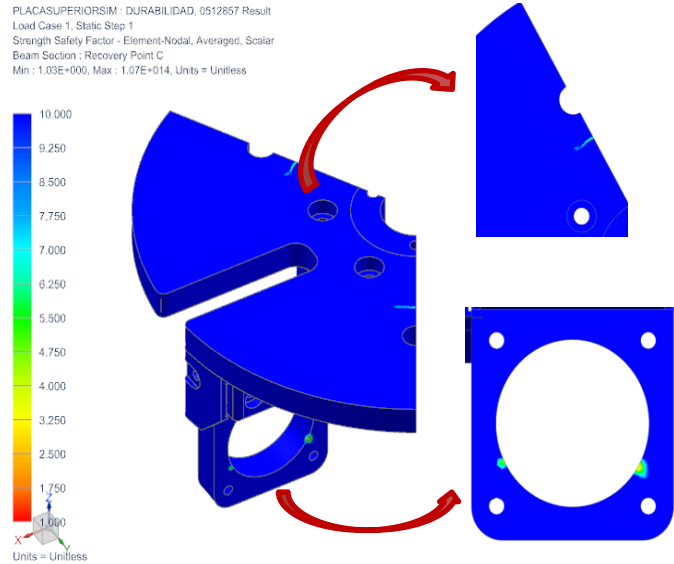
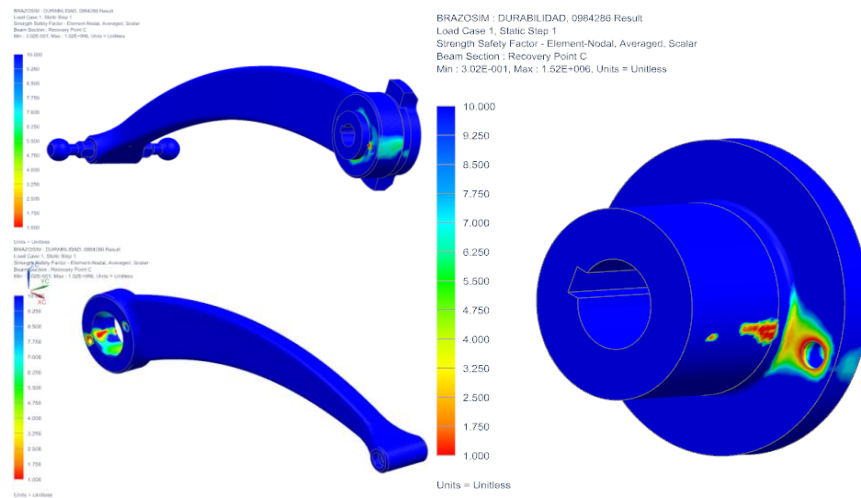


FIGURA 82. FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURAL DEL BRAZOM1 EN EL PASO 0,988286



4.2.5.3 PARALELOGRAMO

Con respecto al “PARALELOGRAMO32” como cuerpo rígido, se concluye que a pesar de ser analizado bajo los diferentes casos propuestos, el componente bajo criterio estático soporta fácilmente las condiciones (ver Tabla 12). Los elementos cóncavos que se unen a las cascarones esféricos denominados “Bronces” por el material del que están definidos, son los elementos donde se presenta el menor factor de seguridad, debido principalmente a la poca capacidad resistiva del material. Los resultados gráficos del factor de seguridad obtenido con el análisis de elementos finitos en criterio de carga estática para el caso más crítico (paso

0,005714) se presentan en la Figura 83. De acuerdo con la información presentada, se puede concluir que el componente, de manera general, resiste las cargas a las cuales está sometido.

TABLA 12. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA EL PARALELO32

Cuerpo rígido analizado: PARALELO32 [Tiempo total de la última simulación: 9 minutos]			
Tiempo de paso de la trayectoria (seg)	Elemento Critico	Mínimo Factor de seguridad	Conclusión del resultado
0,477143	Bronce Inf.	2,719	RESISTE
0,005714	Bronce Sup.	1,982	RESISTE
0,031071	Bronce Sup.	2,143	RESISTE

4.2.5.4 EFECTOR FINAL

Como resultado del análisis de elementos finitos, en los pasos críticos de la simulación de estudio, se presenta que el cuerpo rígido de manera general soporta los estados críticos de carga (ver Tabla 13). Los esfuerzos flexivos son los que tienen una gran influencia sobre el cuerpo rígido analizado, influenciado por los tres paralelogramos correspondientes a las tres cadenas cinemáticas. Estos resultados permiten resaltar que las características geométricas del Efecto le permiten tener una gran capacidad resistiva frente a los estados de carga. En la Figura 84 se puede observar el resultado del factor de seguridad sobre el caso de simulación más crítico se encuentra en el paso 0,512957, pero a pesar de esto, esta distante de fallar bajo la situación de carga a la que está sometido.

FIGURA 83. FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURAL DEL PARALELO32 EN EL TIEMPO 0,005714

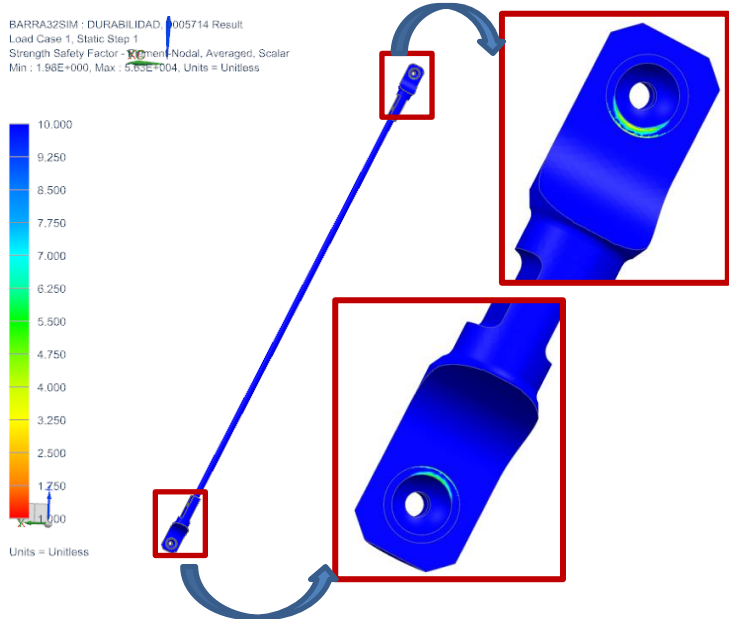
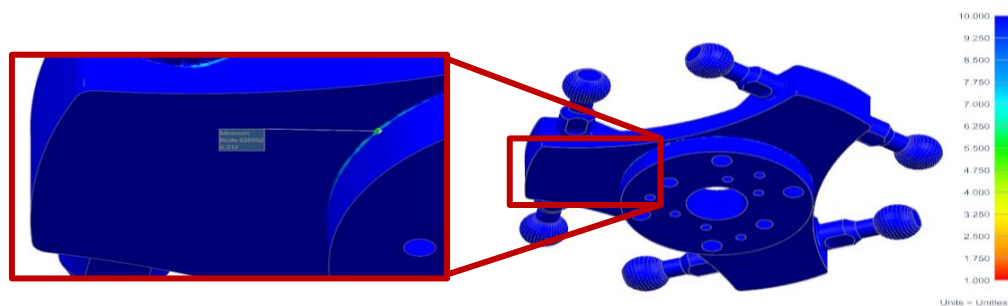


TABLA 13. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA EL EFECTOR

Cuerpo rígido analizado: EFECTOR [Tiempo total de la última simulación: 3 minutos]			
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Crítico</i>	<i>Mínimo Factor de seguridad</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,512957	Efector	6,312	RESISTE
1,008929	Efector	6,477	RESISTE
0,005714	Efector	6,475	RESISTE

FIGURA 84. FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURAL DEL PARALELO32 EN EL TIEMPO 0,512957



4.3 ANÁLISIS DE FATIGA POR MEDIO DEL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Las fallas por fatiga se presentan cuando se producen esfuerzos repetidos o fluctuantes sobre el mismo elemento/pieza hasta aparecer una grieta sobre el material con la cual posteriormente creará una fractura. Para evitar este tipo de sucesos se han realizado diferentes estudios para predecir la cantidad de ciclos o repeticiones se podría presentar la grieta en cuestión; dentro de los enfoques principales se encuentran tres: Método de la mecánica de la fractura, esfuerzo-vida y deformación-vida. La diferencia más notable entre los tres métodos depende de la variable con la cual se basen (esfuerzo o deformación), lo que repercute en su exactitud frente a problemas de alto ($> 10^3$ ciclos) o bajo ciclaje ($< 10^3$ ciclos) [43].

Para la selección del método, primero se debe clasificar la aplicación del robot tipo Delta. Cómo se ha hablado anteriormente, este está enfocado para usarse en trabajos de empaque u ordenamiento, mejor conocidos como “*pick and place*”. Esto quiere decir que realizará movimientos de 1 o 2 segundos por periodos bastante largos, por lo cual es bastante claro que son trabajos de alta repetitividad o ciclaje. Además, dado que se quiere prevenir cualquier falla, es recomendable buscar predecir la aparición de la grieta. Con estas pequeñas premisas el método más adecuado para este tipo de análisis es el modelo de Esfuerzo-Vida (S-N). Este el más tradicional, por lo cual la cantidad de información de soporte es abundante.

4.3.1 MÉTODO ESFUERZO-VIDA

Este método, descubierto en 1870 por el ingeniero alemán August Wohler [43], relaciona los niveles de esfuerzo a los cuales se sometían una pieza cualquiera con el número de ciclos de carga que soportaba hasta la falla. Wohler obtuvo un diagrama el cual es conocido como diagrama de esfuerzo (ver Figura 85). Además al analizar las mitades rotas de dichos ejes

observó que el material tenía la misma resistencia y ductilidad bajo carga de tensión que el material original; es decir, el material no se había fragilizado como se creía.

Esté método puede ser aplicado teniendo en cuenta o no los efecto del esfuerzo medio, con lo cual varia la curva de esfuerzo-vida (S-N) según la siguiente ecuación.

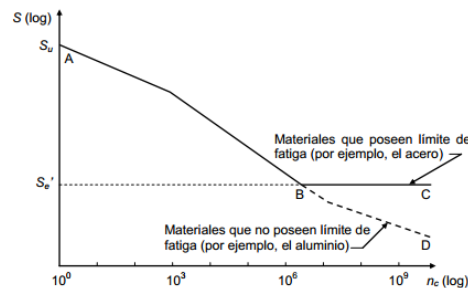
$$\frac{\Delta\sigma}{2} = (S_u - \sigma_m) \cdot \frac{\sigma_f}{S_u} \cdot (2N_f)^b \quad (3)$$

Donde $\frac{\Delta\sigma}{2}$ es la amplitud del esfuerzo principal, S_u es el esfuerzo último a tensión del material, σ_m es el esfuerzo medio del ciclo, N_f es el número de repeticiones/ciclos hasta el inicio de grieta o falla por fatiga, σ_f es el coeficiente de resistencia a la fatiga y b es el exponente de resistencia a la fatiga, estas últimas variables inherentes del material.

4.3.2 MODELO DE ESFUERZO-DEFORMACIÓN CÍCLICO

Al igual que en los enfoques de vida del material por fatiga, existen modelo para determinar cómo se ve afectada la relación esfuerzo-deformación a causa de una carga repetida. Su principal función es convertir la amplitud de los ciclos de esfuerzo a ciclos de deformación con el fin de incluir las deformaciones locales plásticas dentro de la vida del material. Esto se lleva a cabo generalmente en problemas donde la pieza de análisis presenta concentradores de esfuerzos en su geometría.

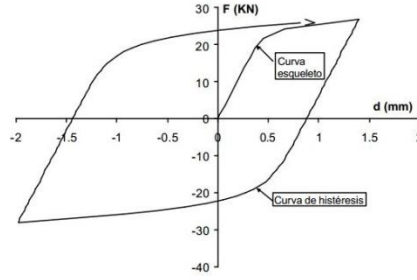
FIGURA 85. DIAGRAMA S-N O VIDA RESISTENCIA DE WOHLER



Fuente: [44]

Dentro de los más conocidos se encuentran los modelos de: *Ramberg-Osgood*, *Power Hardening* y el Lineal. El modelo de *Ramberg-Osgood* se usa generalmente en problemas donde se debe simular la disminución gradual en la rigidez del material debido a esfuerzo repetido o fatiga. El modelo consiste en una curva principal y una familia de curvas histeréticas (ver Figura 86) que representan el efecto de la fatiga sobre las propiedades mecánicas del material.

FIGURA 86. MODELO RAMBERG-OSGOOD



Este modelo, como se muestra en la Ecuación 4, consta de la suma de las deformaciones elásticas y las plásticas. La sección de la deformación lineal o elástica consta de la relación de poisson ν_e , el módulo de elasticidad E y la amplitud de esfuerzo $\frac{\Delta\sigma}{2}$; la parte plástica tiene en cuenta la relación de esfuerzo biaxial r, el coeficiente de deformación n y el coeficiente de resistencia cíclica H (propiedades del material).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = (1 - \nu_e r) \left(\frac{\frac{\Delta\sigma}{2}}{E} \right) + (1 - 0.5r)(1 - r + r^2)^{1-n/2n} \left(\frac{\frac{\Delta\sigma}{2}}{H} \right) \quad (4)$$

Teniendo en cuenta que en todo diseño lo más deseable es evitar comportamientos no lineales, con el fin de predecir más fácilmente una posible falla, es posible que dependiendo de los estados de carga se simplifique la ecuación a:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = (1 - \nu_e r) \left(\frac{\frac{\Delta\sigma}{2}}{E} \right) \quad (5)$$

4.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA

Para entender los resultados arrojados, primero se debe comprender cómo son obtenidos los valores de factor de seguridad. Para esto, primero es necesario obtener el factor de corrección para el esfuerzo de fatiga S_f , el cual es el inverso de la multiplicatoria de los coeficientes de Marín [43, 44] y que proporcionan un modelamiento del caso de laboratorio al problema real.

El modelo de Goodman ha sido el más usado debido a su facilidad de entendimiento y graficación, puesto que la zona donde se podía estimar la probabilidad de falla es similar a una banda, facilitando a su vez la formulación, ya que debido su forma lineal, la ecuación que gobiernan al modelo son de primer grado. Este método es considerado cómo conservador por lo cual se tienden a sobredimensionar las piezas.

De acuerdo con la

Figura 87 el factor de seguridad por fatiga se puede obtener de manera gráfica o siguiendo la siguiente formula.

$$FSF = \frac{OZ}{OC} \quad (6)$$

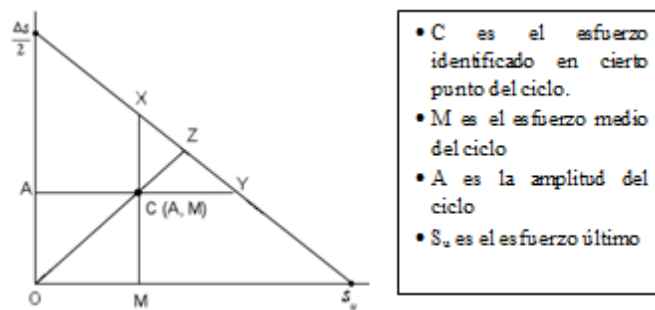
Donde OZ y OC es la distancia desde el origen de la gráfica de Goodman (ver

Figura 87) hasta el punto Z y C respectivamente. Está formulación tiene en cuenta que tanto el esfuerzo medio como la amplitud del ciclo varían. Si esto no sucede la Ecuación 7 y Ecuación 8 muestra la formulación para encontrar el FSF si el esfuerzo medio o la amplitud del ciclo son constantes.

$$FSF = \frac{MX}{MC} \quad (7)$$

$$FSF = \frac{AY}{AC} \quad (8)$$

FIGURA 87. DIAGRAMA DE GOODMAN



4.3.4 SUPOSICIONES

Debido a las posibilidades y limitaciones del software de análisis, además de tener como fin simplificar el análisis y comparar los resultados arrojados, se tuvieron en cuenta las siguientes suposiciones:

- *Superficies a analizar libres de esfuerzos de tracción localizados (Esfuerzos por montajes y efectos residuales del procesos de fabricación)*
- *Definición del ciclaje:* El ciclo de esfuerzos se obtiene del valor esfuerzo máximo presentado en el elemento y se repite, en forma de onda triangular completamente reversible n veces. El manipulador se somete a 500 horas, que representan el trabajo pesado de una máquina de uso continuo. En ciclos equivalen a $1 \cdot 10^7$ ciclos aproximadamente.
- *Cargas Proporcionales:* Se asume que la relación entre los 2 esfuerzos principales es constante. Esta relación es conocida como *relación biaxial*.
- *Aproximación de amplitud efectiva de Von Mises:* Después de seleccionar los dos ejes principales y la dirección de carga primaria, se procesan los datos de esfuerzo, teniendo en cuenta la suposición de carga proporcional, se calcula la amplitud y el esfuerzo medio de la prueba. Una vez realizado, se usa la relación biaxial para actualizar las ecuaciones de esfuerzo-vida.

4.3.5 RESULTADOS

4.3.5.1 PLACA SUPERIOR

Los resultados arrojados del análisis de durabilidad (ver Tabla 14) muestran que pese a estar diseñado adecuadamente por el análisis estático, visto desde la perspectiva de la fatiga solo soporta la mitad de los ciclos propuestos antes de fallar. Las áreas críticas se presentan sobre las secciones donde se apoya la estructura sobre la placa base y las secciones más delgadas de la placa de apoyo del servomotor (ver

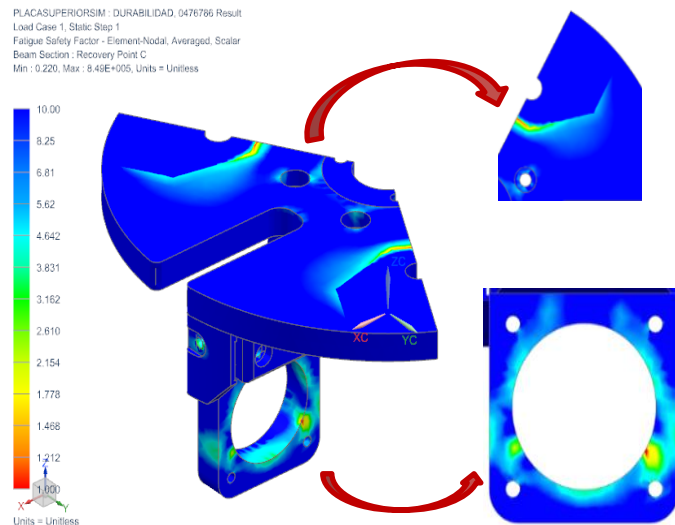
Figura 88).

TABLA 14. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD PARA LA PLACA SUPERIOR

Cuerpo rígido analizado: PLACA SUPERIOR				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,476786	Apoyo	0,55	9,17E+06	Falla
0,005714	Apoyo	0,578	1,53E+07	Falla
1,008929	Apoyo	0,573	1,39E+07	Falla
0,512857	Apoyo	0,577	1,51E+07	Falla

Esto indica que es necesario aumentar las dimensiones del modelo o cambiar las variables de trabajo máximas para soportar las condiciones propuestas.

FIGURA 88. FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA DE LA PLACA SUPERIOR EN EL TIEMPO 0.476786



4.3.5.2 BRAZO

Para el conjunto “BrazoM1” falla por fatiga (ver Tabla 15), siendo consecuentes con el análisis estructural estático, ya que si el elemento no soporta las condiciones con una carga constante, es imposible que lo pueda hacer con una carga variable debido a que la resistencia última del material disminuye considerablemente. Los puntos a resaltar de este análisis es que los valores más bajos se presentan en las zonas donde estáticamente fallan, pero viéndose aumentando el volumen de falla debido al desgaste que se produce por el número de ciclos propuesto (ver Figura 89).

Para este componente es necesario cambiar la disposición de los agujero del adaptador para mejorar su resistencia mecánica, ya que gracias a las cargas de flexión presentes en el componente, se genera un gran esfuerzos sobre las áreas donde se presenta la restricción por la fuerza en dirección contraria generada por los motores, simulando una viga empotrada.

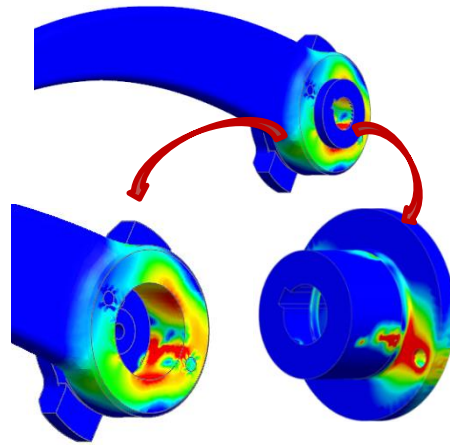
TABLA 15. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD PARA EL BRAZOM1

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,476786	Brazo	0,086	2,65E+00	Falla
0,512857	Brazo	0,083	1,98E+00	Falla
0,477143	Brazo	0,084	2,07E+00	Falla
0,988286	Adaptador	0,083	0,00E+00	Falla

4.3.5.3 PARALELOGRAMO

Acorde con los análisis estáticos, donde se localiza el menor factor de seguridad por fatiga es en los cascarones de bronce, sobre todo en la zona baja, debido a que la flexión presentada en la barra ocasiona una gran presión sobre los apoyos de este elemento, es decir el cascarón (ver Figura 90). Los resultados muestran que el menor factor de seguridad se presenta en el segundo 0,005714, es decir, al comienzo del ciclo del manipulador (ver Tabla 16). Esto sucede a causa del gran esfuerzo que debe hacer el manipulador para contrarrestar la inercia y empezar a moverse el efector final.

FIGURA 89. FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA DEL BRAZOM1 EN EL TIEMPO 0,988286



Se propone cambiar las dimensiones del bronce, aumentando el borde del cascarón con el fin de tener mayor área transversal en dicha sección crítica. Otra solución posible es cambiar el material, pero acarrearía realizar una lubricación constante sobre estas juntas para mantener el correcto funcionamiento del robot.

TABLA 16. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD PARA EL PARALELO32

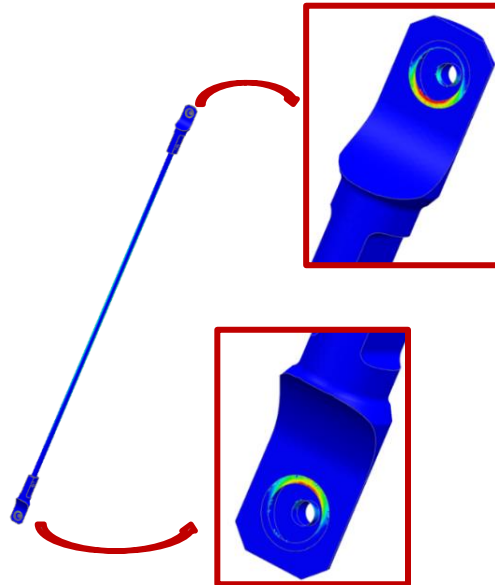
Cuerpo rígido analizado: PARALELO32				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,477143	BronceInf	0,847	5,04E+07	Falla
0,005714	BronceSup	0,579	3,56E+06	Falla
0,031071	BronceSup	0,624	6,01E+06	Falla

4.3.5.4 EFECTOR FINAL

El efector, debido a su rol de transportar el material, no tiene grandes esfuerzos sobre su geometría, por lo cual resiste adecuadamente, aproximadamente $900 \cdot 10^6$ ciclos más del valor propuesto (ver Tabla 17). Esto permite observar que este componente no es un elemento crítico dentro del manipulador, por lo cual el material de fabricación puede ser un de menor

resistencia pero más liviano para aligerar las cargas sobre otros componentes más importantes del diseño.

FIGURA 90. FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA DEL PARALELO32 EN EL TIEMPO 0,005714



Para resaltar dentro de los resultados es que sobre los posibles concentradores de esfuerzos del efector final, sobre todo en los cambios de sección, redondeos y chaflanes se presentan los mayores esfuerzos como era de esperarse, pero gracias a que son poco pronunciados no generan problemas estructurales en el componente (Diseño Final)

4.3.6 PROCESO DE REDISEÑO DEL BRAZO COMO CUERPO RÍGIDO.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el proceso de validación del diseño tanto en criterio estático como a fatiga, lo cual se puede corroborar en este mismo capítulo en las secciones 4.2.5.2 y 4.3.5.2 respectivamente, el conjunta “BRAZOM1” estaba presentando un caso de falla inminente. Es por esto que se desarrolló un proceso de rediseño del conjunto regido bajo las siguientes etapas:

1. Rotación de la posición de los pines (1), la cual siendo co-lineal con la posición de los agujeros de los tornillos. Esta característica se modificó para estar perpendicular a dicha línea. (ver Figura 92)
2. Aumento en la cantidad de agujeros de sujeción en el sistema (3). Utilizando tres agujeros en vez de dos y colocándolos bajo una configuración geométrica en la cual soportaran un mayor esfuerzo el cortante, producido por las cargas bajo las que está sometido el cuerpo rígido. (ver Figura 92)
3. Aumento de la cantidad de pines del sistema. Utilizando cuatro pines en lugar de tres pines y definiéndolos en una configuración espacial en la cual soportan de mejor manera el esfuerzo cortante producido. Para lograr esto se desarrolló un aumento de las características geométricas del brazo, el adaptador y la tapa (2 y 4),

de manera que en esta zona tuviera más área de contacto para resistir las cargas presentes. (ver Figura 92)

FIGURA 91. FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA DEL EFECTOR EN EL TIEMPO 0,512957

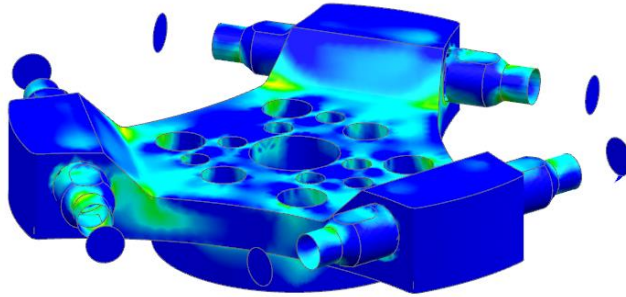
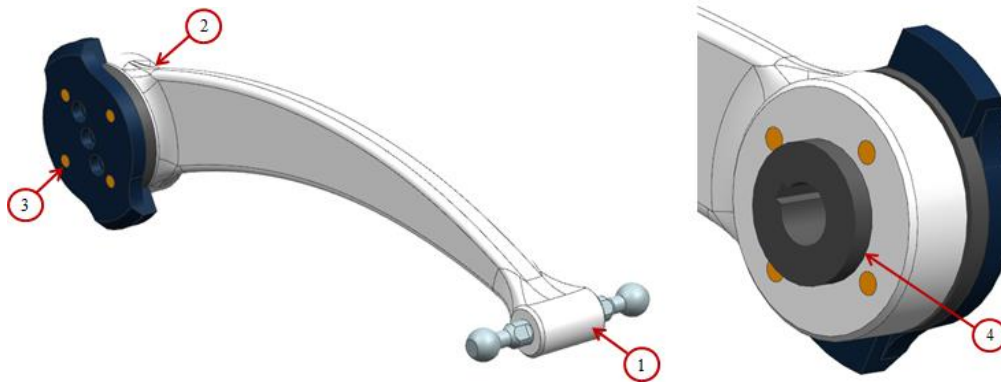


FIGURA 92. ZONAS DE REDISEÑO DEL CONJUNTO “BRAZOM1”



El cambio geométrico desarrollado en el brazo se basa en cuatro puntos. El primer cambio fue el aumento del diámetro en la parte frontal del brazo de manera que se aumentara el área transversal de esta zona donde se ensamblan las cabezas esféricas. El segundo cambio, fue el aumento del diámetro de la base del brazo con el objetivo de aumentar el área transversal de esta zona debido al aumento del número de pines ahora presentes en ella y los demás cambios que se desarrollaron allí. El tercer cambio consistió en el aumento y el posicionamiento de 4 pines para soportar las cargas cortantes que se estaban presentando en el componente. Y por último el aumento del diámetro externo del adaptador y por lo tanto el aumento del diámetro interno del brazo, buscando mayor área para mejorar su capacidad resistiva.

Todas ellas analizadas y verificadas bajo el método de elementos finitos y siguiendo los mismo lineamientos y procedimientos anteriormente mencionados, se corroboró que el componente estuviera cumpliendo tanto en un estado estático como cíclico de carga las condiciones a las cuales estaba siendo sometido. A pesar de las etapas de rediseño desarrolladas, el componente presento mejoras, aún se encontraba en un estado de falla inminente (ver Tabla 18). Se observó que se presentaba un contacto sobre la superficie

externa del adaptador y el brazo que generaba una indentación sobre una pequeña zona (ver Figura 93), lo cual generó un concentrador de esfuerzos que producía un valor superior al esfuerzo de fluencia del material de fabricación de dichas piezas, por lo cual se decidió cambiar de enfoque.

TABLA 18. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO TENIENDO EN CUENTA EL REDISEÑO DEL CONJUNTO "BRAZOM1"

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1[Tiempo total de la última simulación: 48 horas]			
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (s)</i>	<i>Elemento Crítico</i>	<i>Mínimo Factor de seguridad</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0.59514	Brazo	0.353	FALLA
0,569134	Adaptador	0.357	FALLA
0,620146	Adaptador	0.341	FALLA
0,0390092	Adaptador	0.34	FALLA
0,0385091	Adaptador	0.336	FALLA

Debido a que el proceso de rediseño establecido no presentó mejoras que permitan considerarse como una solución, se tomó la decisión de hacer una restricción de la velocidad máxima en las trayectorias del robot donde en lugar lograr 1400mm/s, se alcanzara los 1000 mm/s, además de restringir el porcentaje de aceleración del perfil senoidal de velocidad donde en trayectorias pequeñas presentara un porcentaje del 50% de aceleración. Como se puede ver en Figura 94 y Figura 95, la aceleración máxima que se produce con la trayectoria CPRUEBAV14P30 y CPRUEBAV10P50 es 290m/s^2 y 128m/s^2 respectivamente. Esto significa que al realizar la restricción en la trayectoria del robot, se está reduciendo en aproximadamente 16 gravedades la aceleración respecto a los anteriores variables dinámicas, lo cual afecta directamente en la magnitud de las cargas y por consiguiente en los esfuerzos soportados por los diferentes componentes. Debido a este cambio y al logro de la reducción de las gravedades, se desarrolló la validación y el análisis del componente en la etapa final del proceso de rediseño descrito pero con el cambio en la condición de la trayectoria y sus cargas respectivas.

FIGURA 93. INDENTACIÓN PRESENTADA EN EL ADAPTADOR (ELEMENTO CRÍTICO DEL CONJUNTO BRAZOM1).

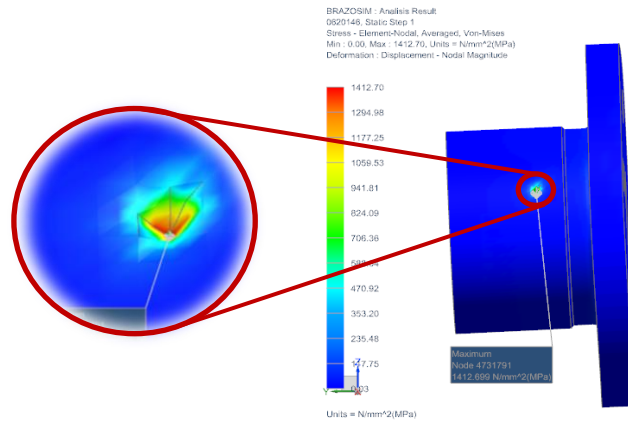
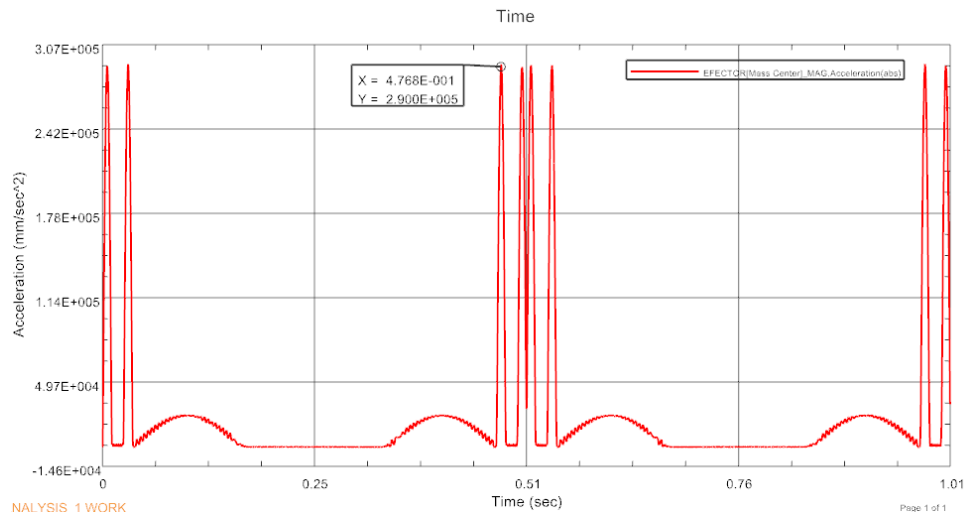


FIGURA 94. GRÁFICA DE ACELERACIÓN DE LA TRAYECTORIA DE PRUEBA CON VELOCIDAD DE 1400MM/S Y PORCENTAJE DE ACELERACIÓN DEL 30%



Los resultados del análisis estático (ver Figura 96) presentaron una mejoría notable, ya que el valor máximo de esfuerzo paso a aproximadamente la mitad del valor hallado en los anteriores análisis, además de presentar una distribución más uniforme de esfuerzos sobre las áreas de contacto entre los elementos del brazo y el adaptador, lugares anteriormente críticos. Los análisis de elementos finitos arrojaron que la pieza crítica es el adaptador, más específicamente sobre la zona de los agujeros de los tornillos, lugar donde a pesar de esto se presentó un valor de esfuerzo aceptable para la aplicación. En la Figura 97 se puede apreciar de manera más detallada la zona crítica de dicha pieza. El esfuerzo que se genera sobre el pin y la zona interna del agujero del mismo se concentra principalmente sobre la zona frontal, esto se debe al cortante que está sufriendo el elemento pasante debido a la carga a flexión generada como reacción de las cargas externas presentes en las juntas del conjunto.

FIGURA 95 GRAFICA DE ACELERACIÓN DE LA TRAYECTORIA DE PRUEBA CON VELOCIDAD DE 1000MM/S Y PORCENTAJE DE ACELERACIÓN DEL 50 %

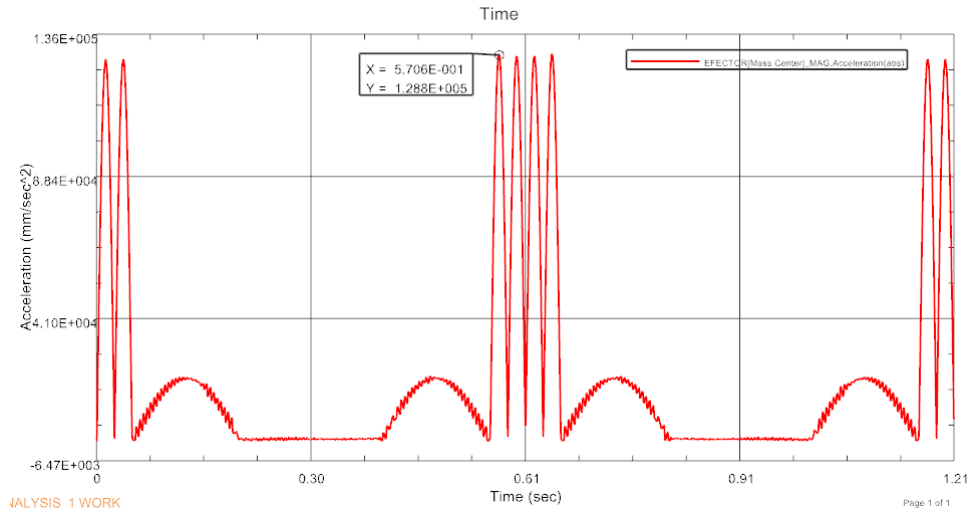
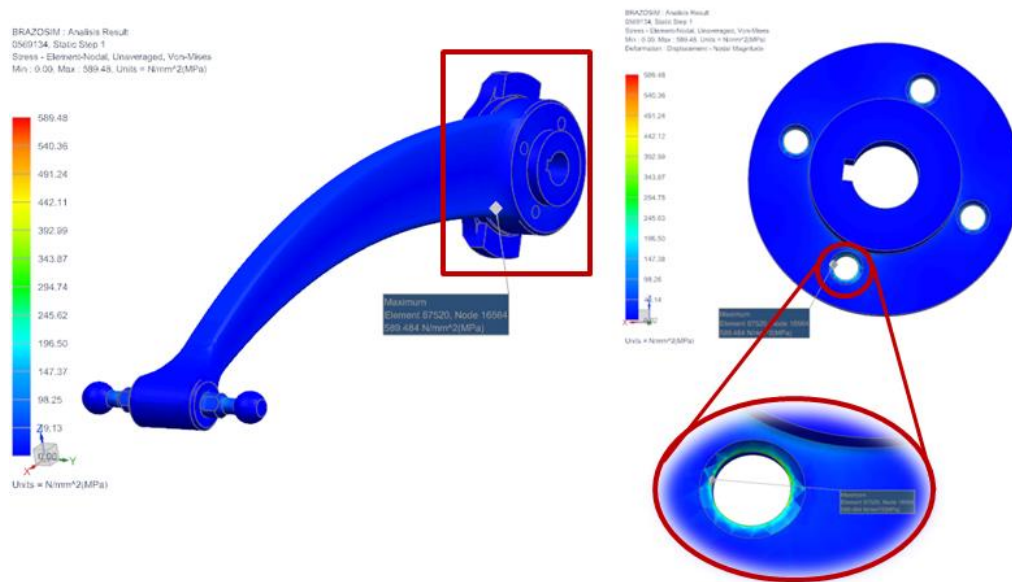


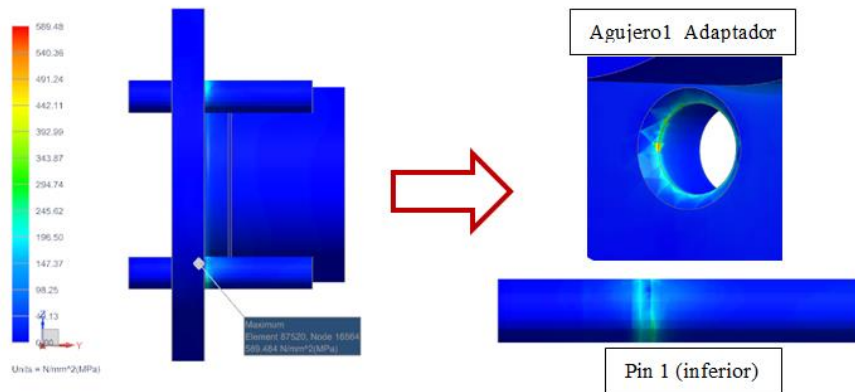
FIGURA 96. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL COMPONENTE "BRAZOM1" (IZQUIERDA) Y ELEMENTO CRÍTICO DEL CONJUNTO (DERECHA)



Gracias a las modificaciones hechas sobre la zona de transmisión de potencia (motor-servomotor) y las variables dinámicas de la trayectoria, el adaptador mejora su resistencia a la fatiga respecto al primer análisis realizado. Como era previsible gracias al análisis estático, el elemento crítico del conjunto "BrazoM1" es el adaptador, más en concreto la zona del agujero derecho inferior (ver Figura 97). Aunque presenta zonas con bajo factor de seguridad, se debe principalmente a singularidades ya que se presentan sobre unas zonas

puntuales en pocos elementos tetraédricos del enmallado en los chaflanes de los pernos, por lo cual no son indicadores para prever una falla de la pieza.

FIGURA 97. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ADAPTADOR DEL CONJUNTO BRAZOM1- VISTA LATERAL (IZQUIERDA) Y ZONA CRÍTICA CRÍTICO DEL CONJUNTO (DERECHA)



Como se observa en la Figura 98, el brazo presenta una distribución de esfuerzos por flexión estándar, donde la zona central presenta un alto factor de seguridad, mientras las fibras externas presentan un esfuerzo más pequeño (color verdoso). Sobre la zona frontal del brazo, es decir donde se localizan los ejes de punta esférica, presentan un ligero aumento de esfuerzos (zonas azul clara) sobre la superficie del eje debido a las fuerzas presentes en la esfera, simulando una viga empotrada. Analizando la zona trasera del brazo, lugar de los agujeros para pines, y gracias a la dirección de la resultante de la fuerza presente en la junta motor-brazo, se presenta la zona crítica por fatiga del brazo per se. El lugar donde se presenta el esfuerzo crítico es el agujero del pin inferior derecho (ver Figura 99), al igual que en el adaptador, donde el concentrador de esfuerzo presente sobre la zona disminuye considerablemente la resistencia del elemento. A pesar de esto, el valor del factor de seguridad se encuentra en el orden de 1.3. En la Tabla 19 se presentan los resultados de los casos seleccionados según los criterios mencionados en la sección 3.3.1

FIGURA 98. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD DE LA SOLUCIÓN CRÍTICA 0569134

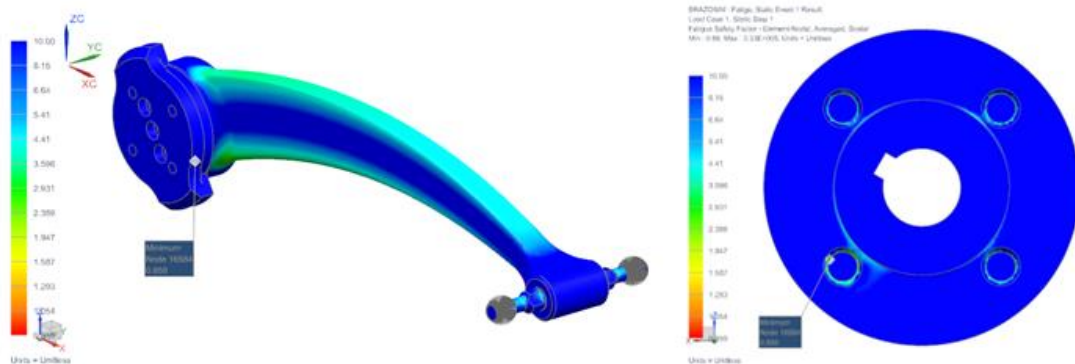
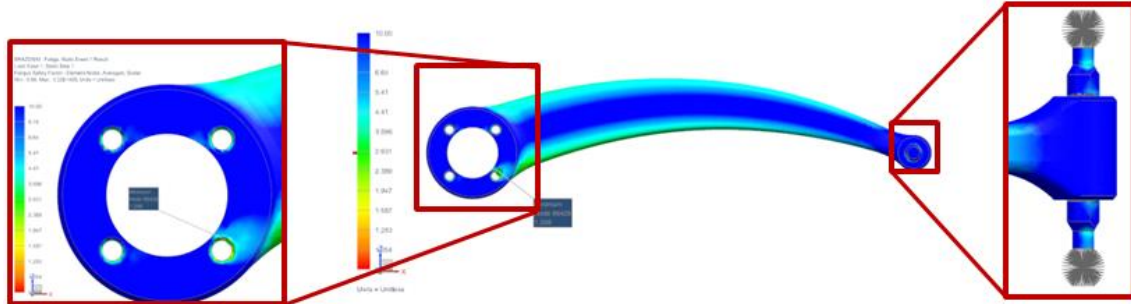


FIGURA 99. RESULTADOS DEL FACTOR SE SEGURIDAD DEL CASO 0569134 DEL BRAZO CON LAS CARGAS DE LA TRAYECTORIA MODIFICADA



Finalizando esta sección, como análisis de los resultados del proceso de rediseño, se pudo ver la influencia directa de la aceleración sobre las cargas presentes y por consiguiente en los esfuerzos a soportar por los diferentes elementos. Como se observa en los resultados antes de los cambios realizados es fácil interpretar que el componente crítico de la cadena cinemática es el cuerpo rígido presentado en esta apartado (BrazoM1) dado que era el componente que debía soportar mayores magnitud de esfuerzos (ver Tabla 11y Tabla 15), por lo tanto con los cambios en los valores dinámicos de la trayectoria crítica presentó una mejoría importante (cerca del 600%), es muy factible suponer una mejoría similar sobre los demás cuerpos rígidos a analizar (Paralelogramo, efector y base). Con esto en mente, se omitieron los resultados y análisis de elementos finitos con los nuevos valores dinámicos de la trayectoria para los demás componentes (para mayor información ver Anexo 7.6).

4.3.7 ELEMENTOS FLEXIBLES

La mayoría de los robots manipuladores están diseñados de tal manera que se maximice la rigidez, con el fin de evitar vibraciones que puedan aparecer sobre la estructura y afecten los movimiento efector final. Como se sabe, una gran precisión se logra por medio de materiales resistentes y un diseño robusto. Sin embargo, una alta rigidez en el manipulador afectará la eficiencia en términos de exigir mayor potencia (en los actuadores) o velocidad. Además, la precisión de los robots está severamente limitada a la deformaciones producidas por grandes cambios de velocidad, también conocida como deflexión dinámica, lo cual persiste por un periodo de tiempo después de haber terminado un movimiento o también llamado tiempo de estabilización .

Comparado con los robots de construcción robusta, los manipuladores de eslabones flexibles, como el robot tipo delta, tienen el potencial tener mejor maniobrabilidad y seguridad debido a la reducción de la inercia. Pero la mayor desventaja de estos manipuladores son los problemas de vibraciones debido a la baja rigidez . Gracias a la gran cantidad de aplicaciones que ha encontrado los manipuladores se ha encontrado varias soluciones al principal problema de estos, por lo cual se han resuelto por medio del mejoramiento de los modelos dinámicos .

TABLA 19. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FATIGA DEL CONJUNTO "BRAZOM1" CON LA TRAYECTORIA MODIFICADA

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria a (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0.59514	Adaptador	1,299	1,29E+01	Falla
0,569134	Adaptador	1,291	1,29E+01	Falla
0,620146	Adaptador	1,356	1,92E+01	Falla
0,0390092	Brazo	3,313	2,83E+05	Resiste
0,0385091	Brazo	3.291	2.68E+05	Resiste

).

TABLA 17. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD PARA EL EFECTOR

Cuerpo rígido analizado: EFECTOR				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (seg)</i>	<i>Elemento Critico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0,512957	Efector	1,237	1,17E+09	Resiste
1,008929	Efector	1,598	8,85E+09	Resiste
0,005714	Efector	1,597	8,82E+09	Resiste

4.4 DISEÑO FINAL

4.4.1 PROCESO DE REDISEÑO DEL BRAZO COMO CUERPO RÍGIDO.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el proceso de validación del diseño tanto en criterio estático como a fatiga, lo cual se puede corroborar en este mismo capítulo en las secciones 4.2.5.2 y 4.3.5.2 respectivamente, el conjunta "BRAZOM1" estaba presentando un caso de falla inminente. Es por esto que se desarrolló un proceso de rediseño del conjunto regido bajo las siguientes etapas:

4. Rotación de la posición de los pines (1), la cual siendo co-lineal con la posición de los agujeros de los tornillos. Esta característica se modificó para estar perpendicular a dicha línea. (ver Figura 92)
5. Aumento en la cantidad de agujeros de sujeción en el sistema (3). Utilizando tres agujeros en vez de dos y colocándolos bajo una configuración geométrica en la cual soportaran un mayor esfuerzo el cortante, producido por las cargas bajo las que está sometido el cuerpo rígido. (ver Figura 92)

6. Aumento de la cantidad de pines del sistema. Utilizando cuatro pines en lugar de tres pines y definiéndolos en una configuración espacial en la cual soportan de mejor manera el esfuerzo cortante producido. Para lograr esto se desarrolló un aumento de las características geométricas del brazo, el adaptador y la tapa (2 y 4), de manera que en esta zona tuviera más área de contacto para resistir las cargas presentes. (ver Figura 92)

FIGURA 91. FACTOR DE SEGURIDAD POR FATIGA DEL EFECTOR EN EL TIEMPO 0,512957

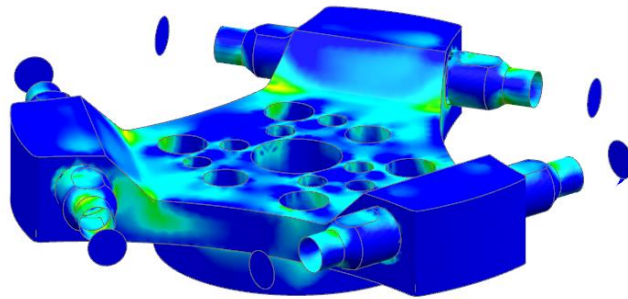
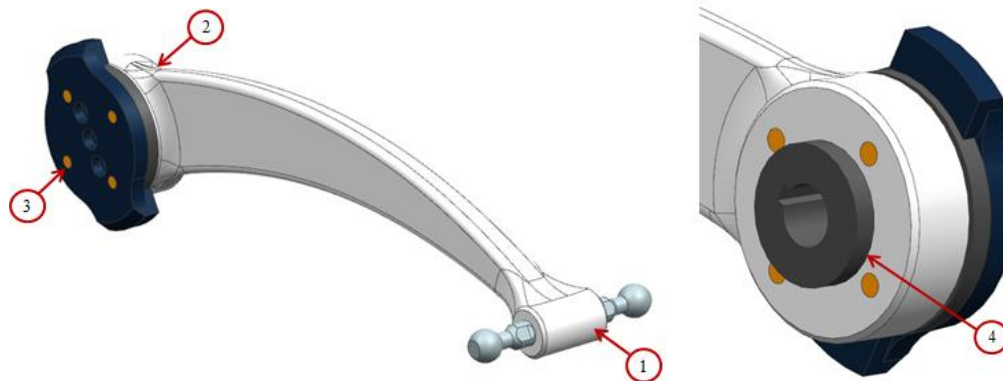


FIGURA 92. ZONAS DE REDISEÑO DEL CONJUNTO “BRAZOM1”



El cambio geométrico desarrollado en el brazo se basa en cuatro puntos. El primer cambio fue el aumento del diámetro en la parte frontal del brazo de manera que se aumentara el área transversal de esta zona donde se ensamblan las cabezas esféricas. El segundo cambio, fue el aumento del diámetro de la base del brazo con el objetivo de aumentar el área transversal de esta zona debido al aumento del número de pines ahora presentes en ella y los demás cambios que se desarrollaron allí. El tercer cambio consistió en el aumento y el posicionamiento de 4 pines para soportar las cargas cortantes que se estaban presentando en el componente. Y por último el aumento del diámetro externo del adaptador y por lo tanto el aumento del diámetro interno del brazo, buscando mayor área para mejorar su capacidad resistiva.

Todas ellas analizadas y verificadas bajo el método de elementos finitos y siguiendo los mismo lineamientos y procedimientos anteriormente mencionados, se corroboró que el

componente estuviera cumpliendo tanto en un estado estático como cíclico de carga las condiciones a las cuales estaba siendo sometido. A pesar de las etapas de rediseño desarrolladas, el componente presento mejoras, aún se encontraba en un estado de falla inminente (ver Tabla 18). Se observó que se presentaba un contacto sobre la superficie externa del adaptador y el brazo que generaba una indentación sobre una pequeña zona (ver Figura 93), lo cual generó un concentrador de esfuerzos que producía un valor superior al esfuerzo de fluencia del material de fabricación de dichas piezas, por lo cual se decidió cambiar de enfoque.

TABLA 18. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO TENIENDO EN CUENTA EL REDISEÑO DEL CONJUNTO "BRAZOM1"

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1[Tiempo total de la última simulación: 48 horas]			
<i>Tiempo de paso de la trayectoria (s)</i>	<i>Elemento Crítico</i>	<i>Mínimo Factor de seguridad</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0.59514	Brazo	0.353	FALLA
0,569134	Adaptador	0.357	FALLA
0,620146	Adaptador	0.341	FALLA
0,0390092	Adaptador	0.34	FALLA
0,0385091	Adaptador	0.336	FALLA

Debido a que el proceso de rediseño establecido no presentó mejoras que permitan considerarse como una solución, se tomó la decisión de hacer una restricción de la velocidad máxima en las trayectorias del robot donde en lugar lograr 1400mm/s, se alcanzara los 1000 mm/s, además de restringir el porcentaje de aceleración del perfil senoidal de velocidad donde en trayectorias pequeñas presentara un porcentaje del 50% de aceleración. Como se puede ver en Figura 94 y Figura 95, la aceleración máxima que se produce con la trayectoria CPRUEBAV14P30 y CPRUEBAV10P50 es 290m/s^2 y 128m/s^2 respectivamente. Esto significa que al realizar la restricción en la trayectoria del robot, se está reduciendo en aproximadamente 16 gravedades la aceleración respecto a los anteriores variables dinámicas, lo cual afecta directamente en la magnitud de las cargas y por consiguiente en los esfuerzos soportados por los diferentes componentes. Debido a este cambio y al logro de la reducción de las gravedades, se desarrolló la validación y el análisis del componente en la etapa final del proceso de rediseño descrito pero con el cambio en la condición de la trayectoria y sus cargas respectivas.

FIGURA 93. INDENTACIÓN PRESENTADA EN EL ADAPTADOR (ELEMENTO CRÍTICO DEL CONJUNTO BRAZOM1).

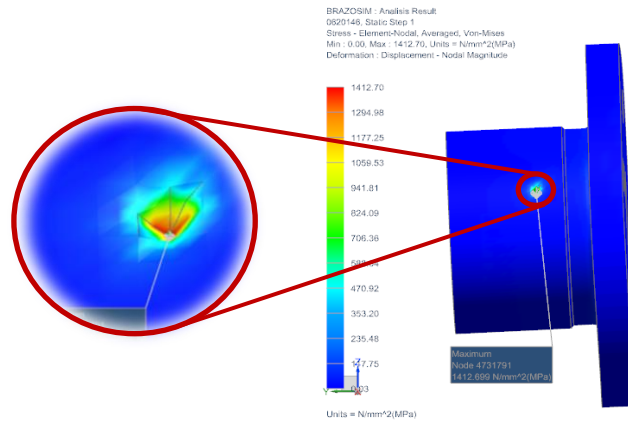
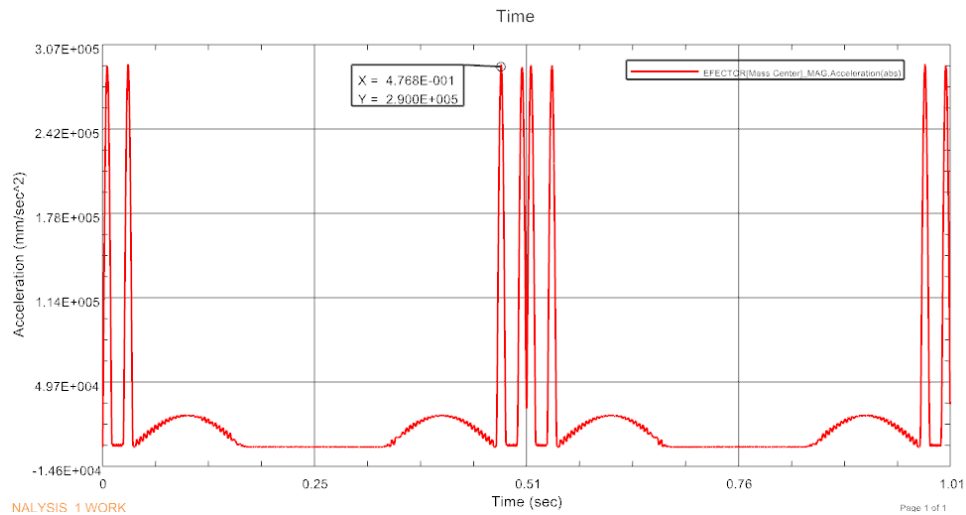


FIGURA 94. GRÁFICA DE ACELERACIÓN DE LA TRAYECTORIA DE PRUEBA CON VELOCIDAD DE 1400MM/S Y PORCENTAJE DE ACELERACIÓN DEL 30%



Los resultados del análisis estático (ver Figura 96) presentaron una mejoría notable, ya que el valor máximo de esfuerzo paso a aproximadamente la mitad del valor hallado en los anteriores análisis, además de presentar una distribución más uniforme de esfuerzos sobre las áreas de contacto entre los elementos del brazo y el adaptador, lugares anteriormente críticos. Los análisis de elementos finitos arrojaron que la pieza crítica es el adaptador, más específicamente sobre la zona de los agujeros de los tornillos, lugar donde a pesar de esto se presentó un valor de esfuerzo aceptable para la aplicación. En la Figura 97 se puede apreciar de manera más detallada la zona crítica de dicha pieza. El esfuerzo que se genera sobre el pin y la zona interna del agujero del mismo se concentra principalmente sobre la zona frontal, esto se debe al cortante que está sufriendo el elemento pasante debido a la carga a flexión generada como reacción de las cargas externas presentes en las juntas del conjunto.

FIGURA 95 GRAFICA DE ACELERACIÓN DE LA TRAYECTORIA DE PRUEBA CON VELOCIDAD DE 1000MM/S Y PORCENTAJE DE ACELERACIÓN DEL 50 %

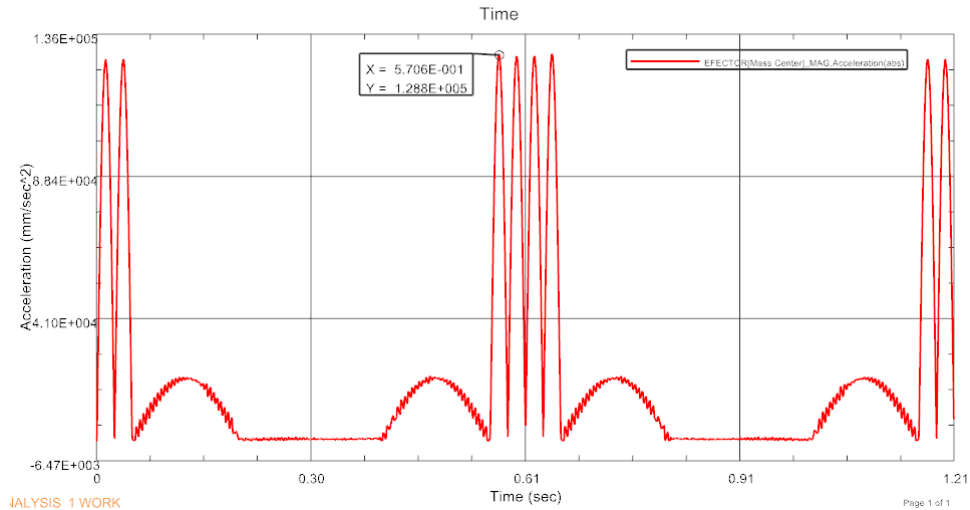
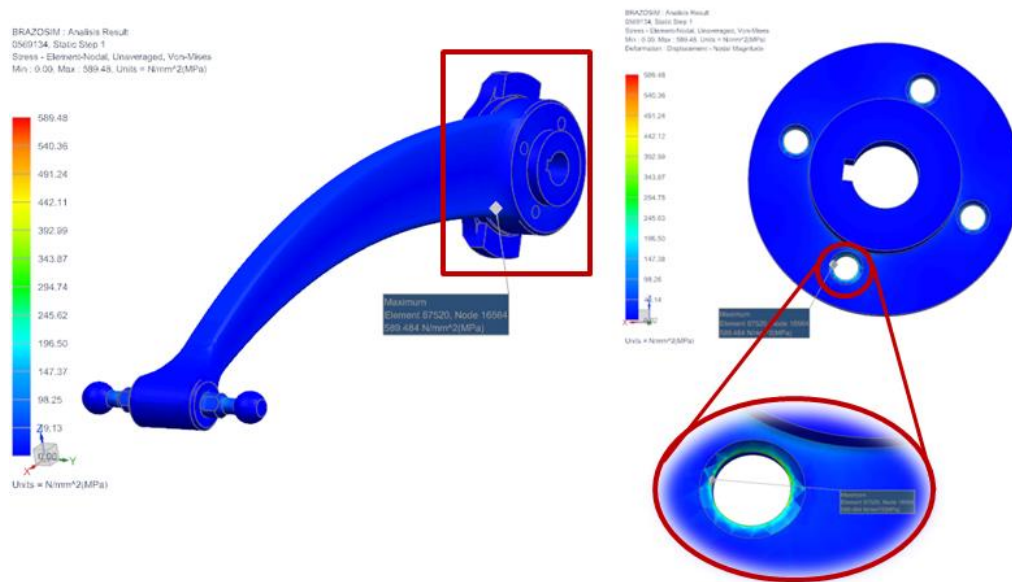


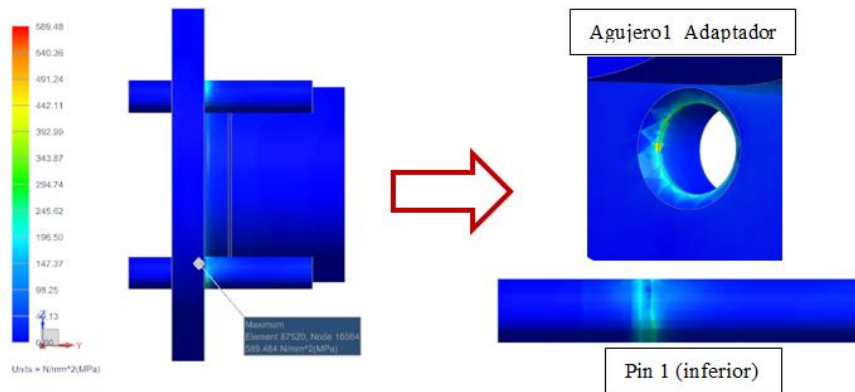
FIGURA 96. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL COMPONENTE "BRAZOM1" (IZQUIERDA) Y ELEMENTO CRÍTICO DEL CONJUNTO (DERECHA)



Gracias a las modificaciones hechas sobre la zona de transmisión de potencia (motor-servomotor) y las variables dinámicas de la trayectoria, el adaptador mejora su resistencia a la fatiga respecto al primer análisis realizado. Como era previsible gracias al análisis estático, el elemento crítico del conjunto "BrazoM1" es el adaptador, más en concreto la zona del agujero derecho inferior (ver Figura 97). Aunque presenta zonas con bajo factor de seguridad, se debe principalmente a singularidades ya que se presentan sobre unas zonas

puntuales en pocos elementos tetraédricos del enmallado en los chaflanes de los pernos, por lo cual no son indicadores para prever una falla de la pieza.

FIGURA 97. RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ADAPTADOR DEL CONJUNTO BRAZOM1- VISTA LATERAL (IZQUIERDA) Y ZONA CRÍTICA CRÍTICO DEL CONJUNTO (DERECHA)



Como se observa en la Figura 98, el brazo presenta una distribución de esfuerzos por flexión estándar, donde la zona central presenta un alto factor de seguridad, mientras las fibras externas presentan un esfuerzo más pequeño (color verdoso). Sobre la zona frontal del brazo, es decir donde se localizan los ejes de punta esférica, presentan un ligero aumento de esfuerzos (zonas azul clara) sobre la superficie del eje debido a las fuerzas presentes en la esfera, simulando una viga empotrada. Analizando la zona trasera del brazo, lugar de los agujeros para pines, y gracias a la dirección de la resultante de la fuerza presente en la junta motor-brazo, se presenta la zona crítica por fatiga del brazo per se. El lugar donde se presenta el esfuerzo crítico es el agujero del pin inferior derecho (ver Figura 99), al igual que en el adaptador, donde el concentrador de esfuerzo presente sobre la zona disminuye considerablemente la resistencia del elemento. A pesar de esto, el valor del factor de seguridad se encuentra en el orden de 1.3. En la Tabla 19 se presentan los resultados de los casos seleccionados según los criterios mencionados en la sección 3.3.1

FIGURA 98. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE DURABILIDAD DE LA SOLUCIÓN CRÍTICA 0569134

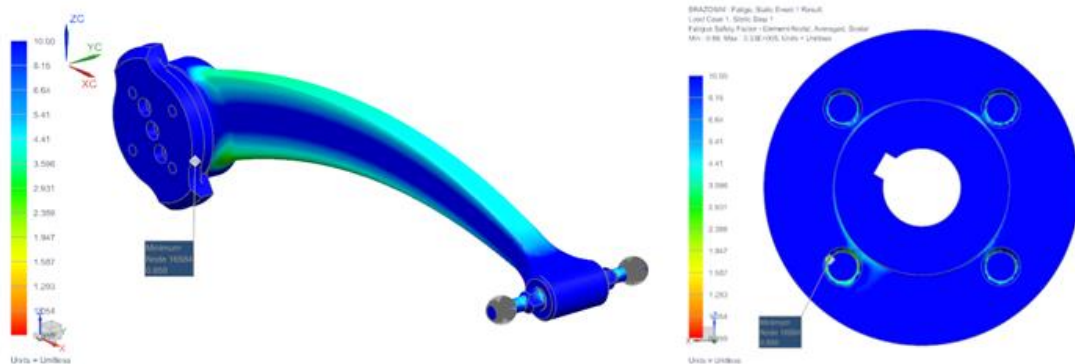
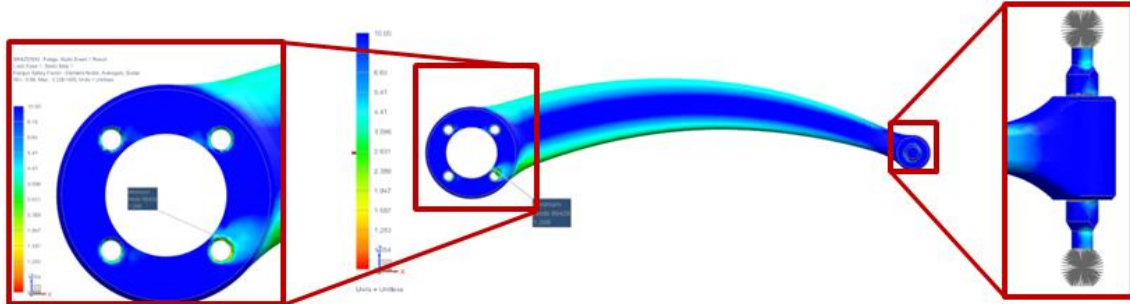


FIGURA 99. RESULTADOS DEL FACTOR SE SEGURIDAD DEL CASO 0569134 DEL BRAZO CON LAS CARGAS DE LA TRAYECTORIA MODIFICADA



Finalizando esta sección, como análisis de los resultados del proceso de rediseño, se pudo ver la influencia directa de la aceleración sobre las cargas presentes y por consiguiente en los esfuerzos a soportar por los diferentes elementos. Como se observa en los resultados antes de los cambios realizados es fácil interpretar que el componente crítico de la cadena cinemática es el cuerpo rígido presentado en esta apartado (BrazoM1) dado que era el componente que debía soportar mayores magnitud de esfuerzos (ver Tabla 11y Tabla 15), por lo tanto con los cambios en los valores dinámicos de la trayectoria crítica presentó una mejoría importante (cerca del 600%), es muy factible suponer una mejoría similar sobre los demás cuerpos rígidos a analizar (Paralelogramo, efector y base). Con esto en mente, se omitieron los resultados y análisis de elementos finitos con los nuevos valores dinámicos de la trayectoria para los demás componentes (para mayor información ver Anexo 7.6).

4.4.2 ELEMENTOS FLEXIBLES

La mayoría de los robots manipuladores están diseñados de tal manera que se maximice la rigidez, con el fin de evitar vibraciones que puedan aparecer sobre la estructura y afecten los movimiento efector final. Como se sabe, una gran precisión se logra por medio de materiales resistentes y un diseño robusto. Sin embargo, una alta rigidez en el manipulador afectará la eficiencia en términos de exigir mayor potencia (en los actuadores) o velocidad. Además, la precisión de los robots está severamente limitada a la deformaciones producidas por grandes cambios de velocidad, también conocida como deflexión dinámica, lo cual persiste por un periodo de tiempo después de haber terminado un movimiento o también llamado tiempo de estabilización [45, 46].

Comparado con los robots de construcción robusta, los manipuladores de eslabones flexibles, como el robot tipo delta, tienen el potencial tener mejor maniobrabilidad y seguridad debido a la reducción de la inercia. Pero la mayor desventaja de estos manipuladores son los problemas de vibraciones debido a la baja rigidez [47, 48]. Gracias a la gran cantidad de aplicaciones que ha encontrado los manipuladores se ha encontrado varias soluciones al principal problema de estos, por lo cual se han resuelto por medio del mejoramiento de los modelos dinámicos [49, 48].

TABLA 19. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FATIGA DEL CONJUNTO "BRAZOM1" CON LA TRAYECTORIA MODIFICADA

Cuerpo rígido analizado: BRAZOM1				
<i>Tiempo de paso de la trayectoria a (seg)</i>	<i>Elemento Crítico</i>	<i>Mínimo Factor de resistencia a la fatiga</i>	<i>N° Ciclos antes de la falla</i>	<i>Conclusión del resultado</i>
0.59514	Adaptador	1,299	1,29E+01	Falla
0,569134	Adaptador	1,291	1,29E+01	Falla
0,620146	Adaptador	1,356	1,92E+01	Falla
0,0390092	Brazo	3,313	2,83E+05	Resiste
0,0385091	Brazo	3.291	2.68E+05	Resiste

Los modelos matemáticos de los manipuladores son generalmente derivados de los principios de la energía. Para los manipuladores rígidos, los brazos almacenan la energía cinética gracias a su inercia y energía potencial en virtud de su posicionamiento gravitacional. Sin embargo, para los modelos de los manipuladores flexibles, los brazos almacenan la energía potencial gracias a las deformaciones presentes en sus eslabones, juntas y actuadores [47].

Para realización de esta simulación, se tomaron los datos de carga arrojados por las simulaciones de las trayectorias, y así poder sustentar de manera básica, cómo afecta al desempeño del manipulador tener en cuenta este hecho. El desarrollo, al igual que en las pruebas anteriores, fue resuelto por un solucionador de Nastran (*Semodes 103 Flexible Body*) que permite definir los cuerpos a los cuales se le desea añadir la característica de flexibilidad. Las barras del paralelogramo, debido a que es el cuerpo más largo y con menos rigidez de toda la cadena cinemática gracias a su geometría, se les permitieron tener esta condición. Cabe aclarar que para simplificar el análisis no se tomaron en cuenta las juntas del ensamble.

La respuesta frente a una carga dinámica de una estructura está determinada por la caracterización de su comportamiento frente a la frecuencia natural y sus modos; esto se aplica si se desprecia la amortiguación. La frecuencia natural es aquella donde la estructura tiende a vibrar si se le aplica una excitación y el modo normal de vibración es la forma en cómo la estructura se deforma a una frecuencia natural específica, por lo tanto puede existir más de un modo de vibración en una estructura.

El solucionador *Semodes 103*, usa el algoritmo de reducción Lanczos, usado comúnmente en problemas de dinámica, para realizar las respectivas iteraciones y especificar los eigenvalores para la solución. Esto permite que el solucionador ordenar los resultados por modos y ayude a detectar en qué dirección y locación la carga generará una excitación de la estructura.

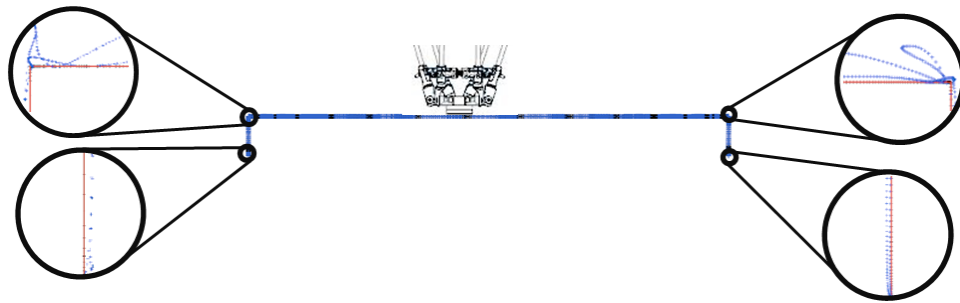
4.4.3 RESULTADOS

Los resultados arrojados gracias a los análisis de elementos flexibles, aplicados sobre las barras de los paralelogramos, muestra que sobre los puntos extremos, donde comienza y/o

terminan los recorridos, en este caso las rectas, se presentan las mayores variaciones respecto a la trayectoria programada (ver

Figura 100). Esto se puede presentar debido a que la nube de puntos está programada por recorridos, es decir, cada inicio de una recta, el manipulador debe empezar con velocidad cero y acelerar hasta llegar a la velocidad objetivo, y de manera contraria cuando desacelera, por lo cual la inercia contribuye a generar pequeñas deformaciones que se ven reflejadas en las desviaciones de la trayectoria original, que se encuentran en el orden de 0.2 décimas de milímetro.

FIGURA 100. VARIACIONES DE LA TRAYECTORIA ORIGINAL POR LA APLICACIONES DE ELEMENTOS FLEXIBLES



Debido a la capacidad de las herramientas a disposición (falta de poder de procesamiento) y el tiempo de entrega de resultados, no fue posible profundizar en los resultados obtenidos, por lo que este es, posiblemente, un punto de partida para mejorar el desempeño del manipulador ya que con unos resultados más amplios sobre este campo, facilitaría enormemente la selección y programación del control del robot. En miras de que dentro del proyecto y a futuro se desarrollen avances con respecto a este campo, se ha dejado en el anexo 7.9 en la guía sobre el módulo de simulaciones dinámicas de NX, un apartado para el proceso técnico que se debe llevar a cabo en el problema para desarrollar soluciones con elementos flexibles.

4.4.4 RESULTADOS GLOBALES DEL PROYECTO

Después de procesar e interpretar los resultados obtenidos de los diferentes análisis, además de definir, tanto geométrica como dimensionalmente, el manipulador las características logradas son las siguientes:

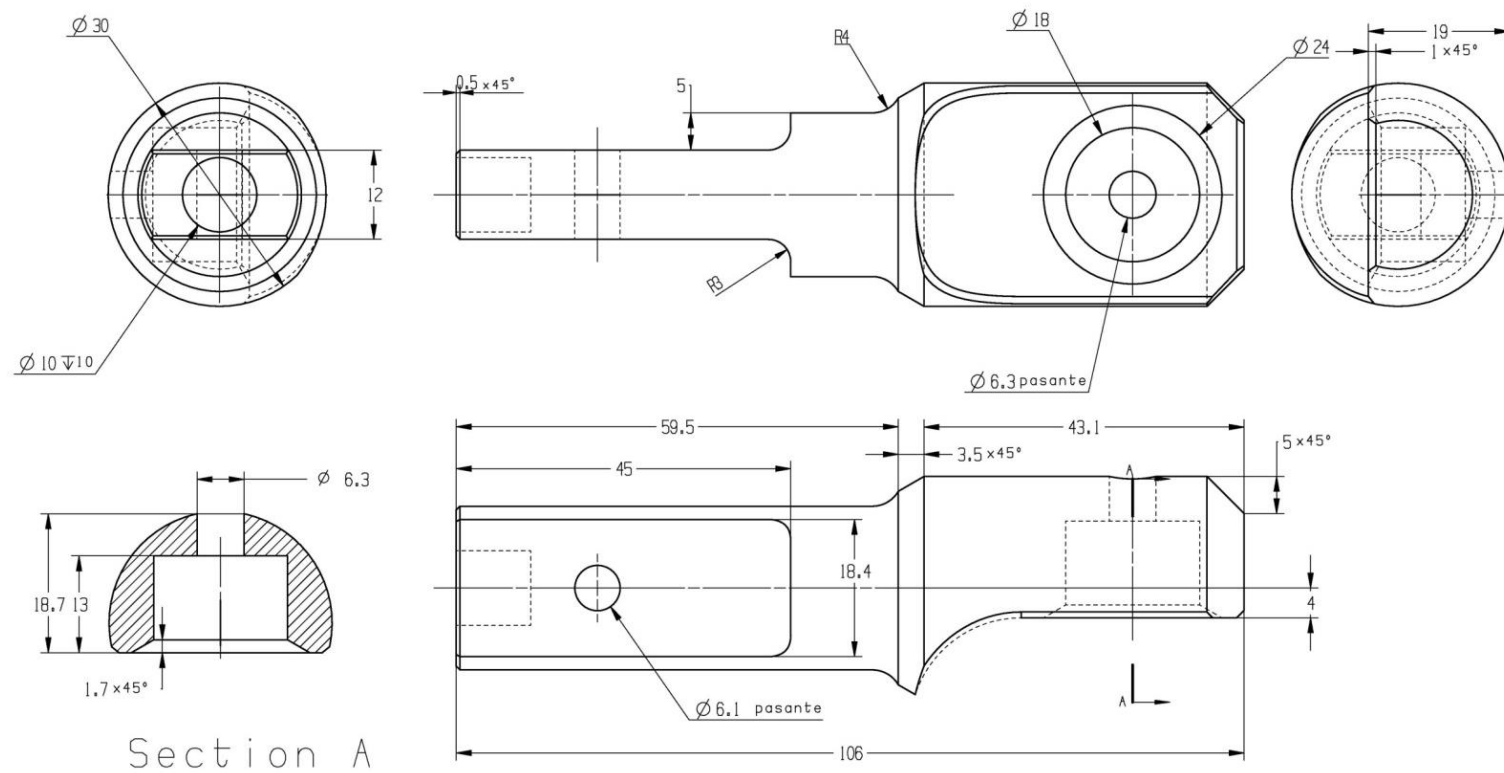
- El peso total del dispositivo, sin contar elementos electrónicos como sensores o cableado, es de aproximadamente 45 kg, dando así una relación peso (mecanismo) vs carga a mover de 45.
- El tiempo que le toma al manipulador realizar el ciclo estándar (25/305/25) es 0.51 s

- No. Total piezas mecánicas: 163, de las cuales 109 son piezas de sujeción, es decir, tornillos, pines, etc. El restante son elementos del robot (Ej.: Brazo, ejes de cabeza esférica, casquillos de bronce, efector, etc.)
- La precisión lograda por el robot es cercana a ± 0.2 mm,
- La velocidad máxima posible para el manipulador es de 1m/s y una aceleración tope de 12.9 gravedades (129 m/s^2).
- Según los productos disponibles en el mercado colombiano, es posible adaptar 11 diferentes sistemas de agarre o *grippers*.

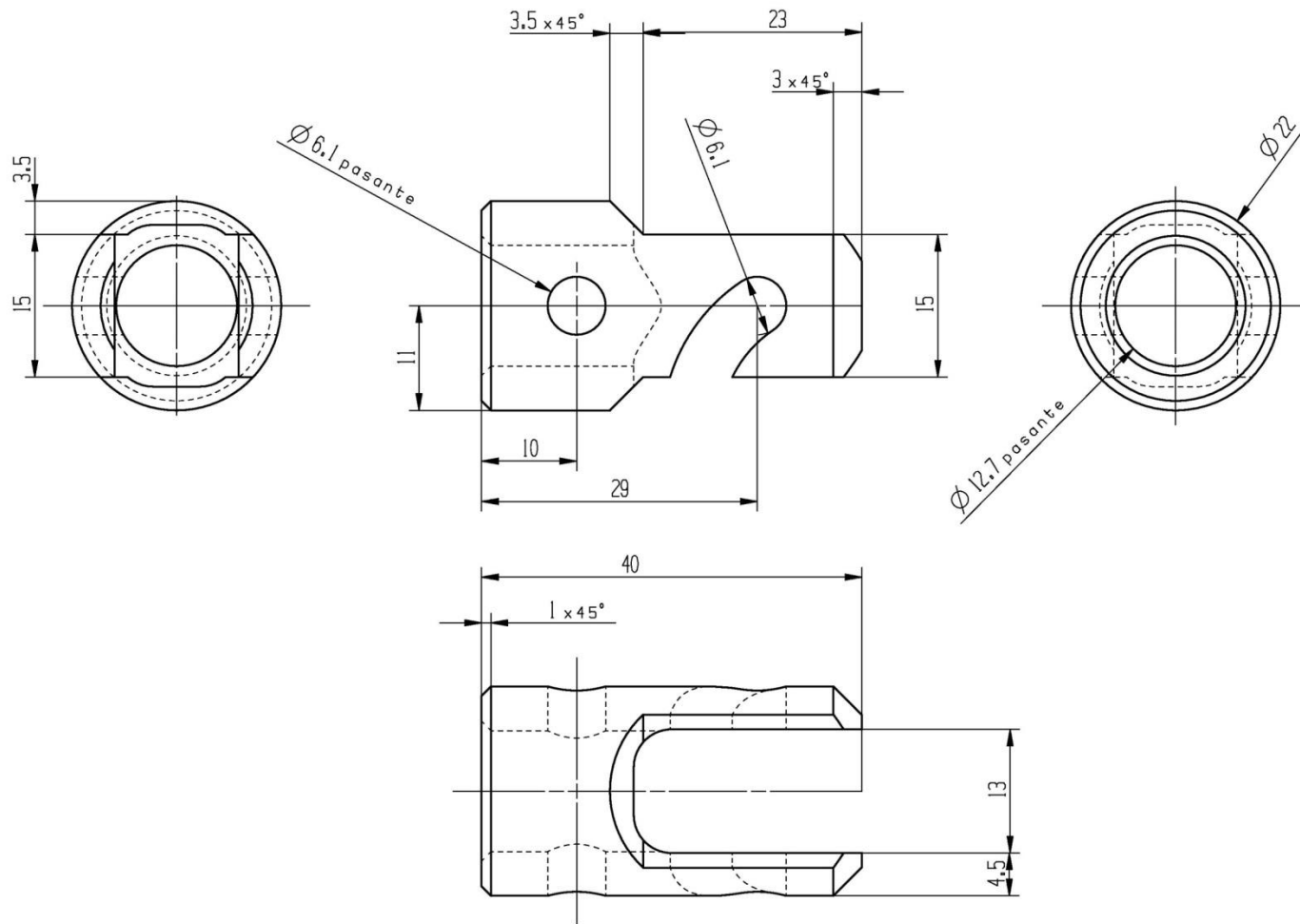
4.4.5 PLANOS DE DISEÑO DE PIEZAS FINALES

En las siguientes imágenes se muestran los planos básicos de las piezas finales de la cadena cinemática del manipulador.

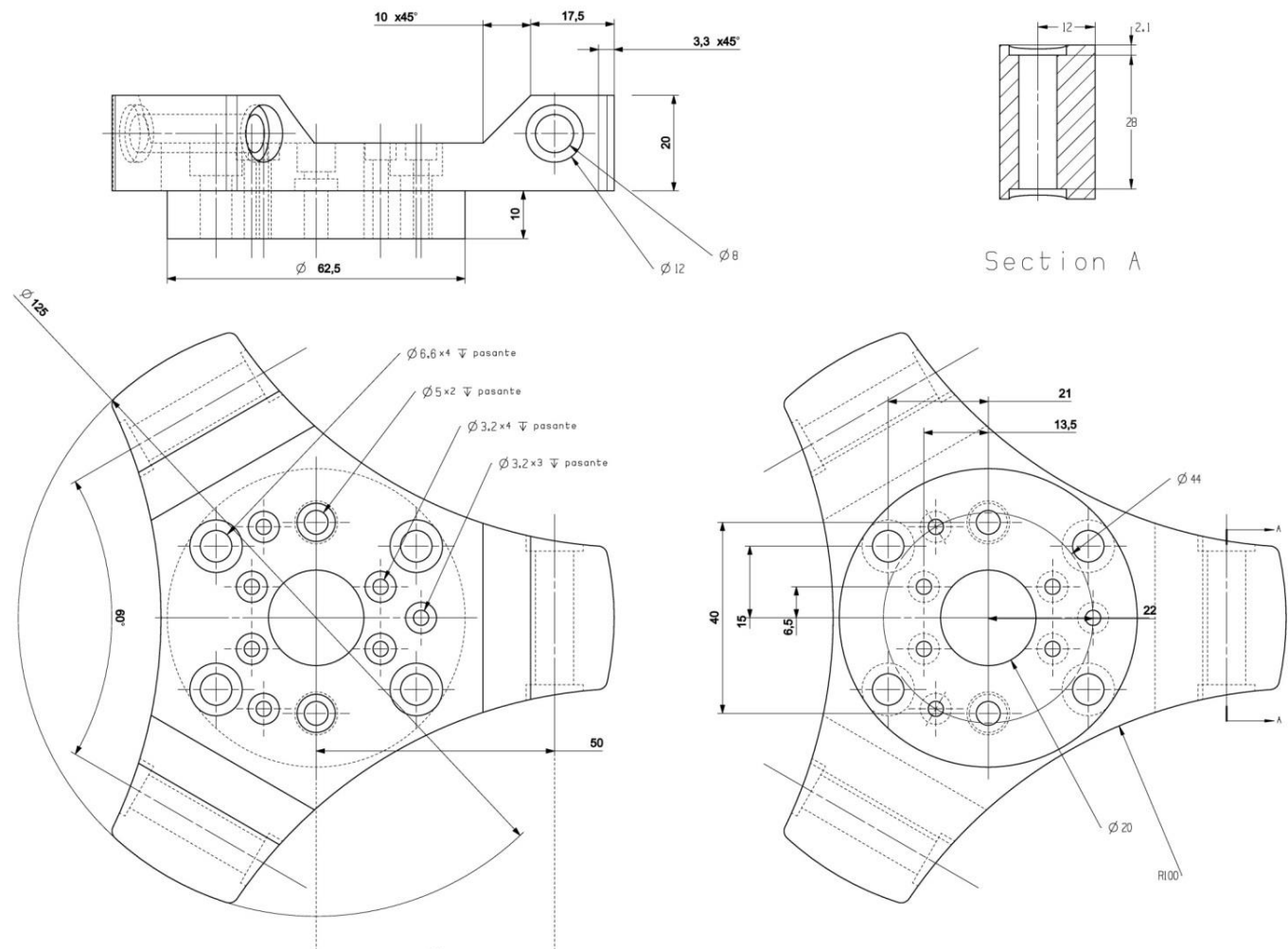
A. Sistema Junta-paralelogramo



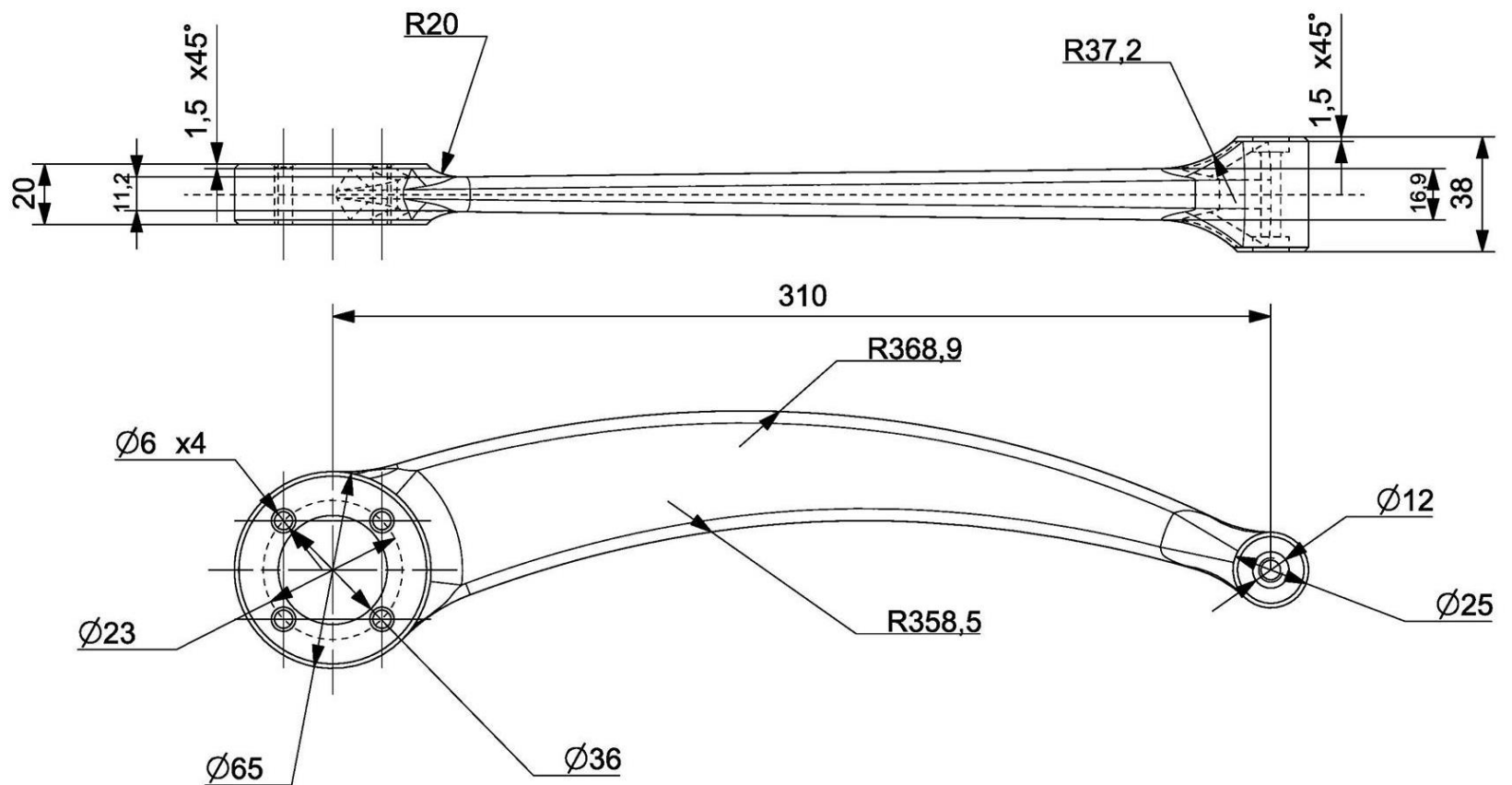
B. Agarradera



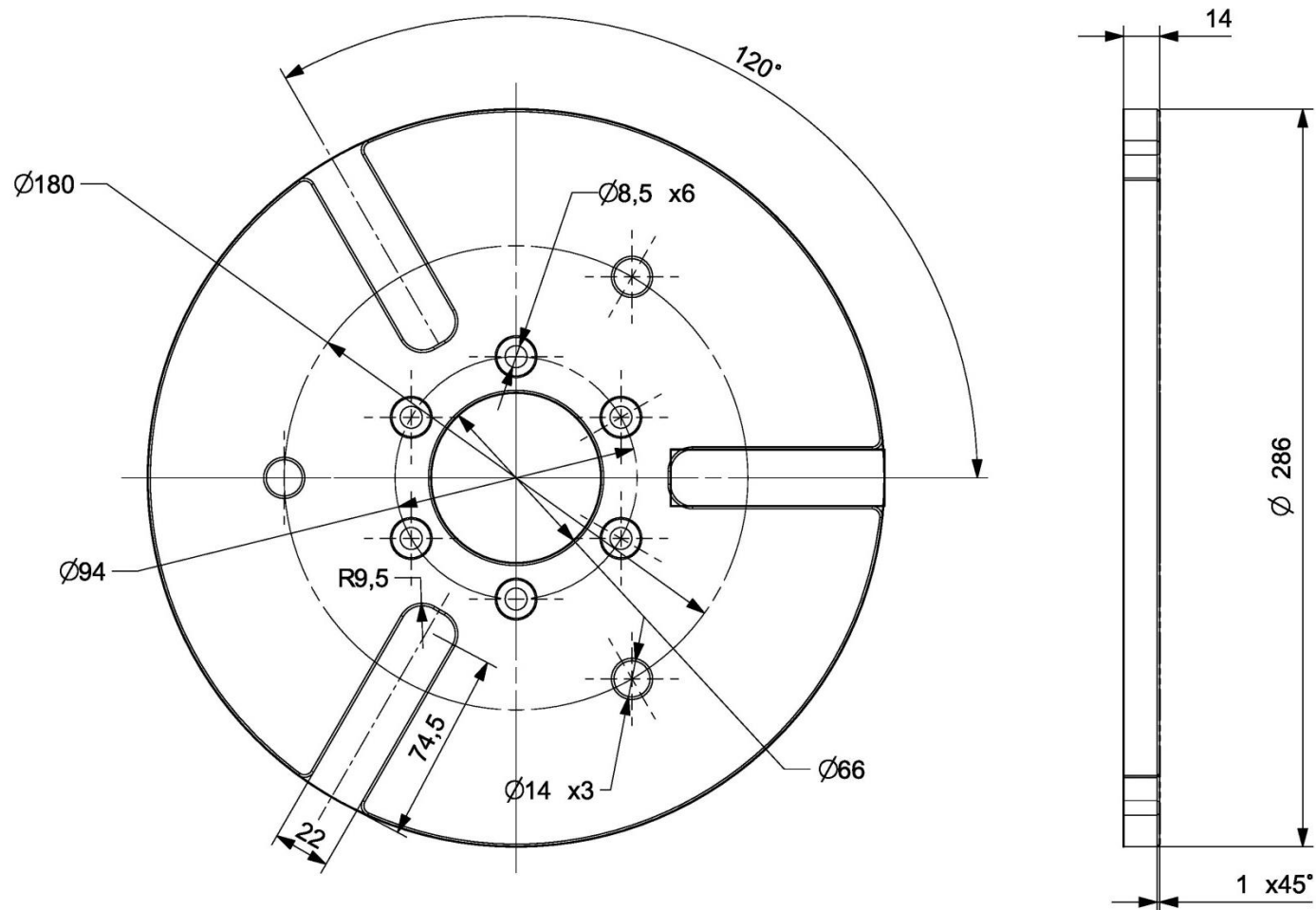
C. Efecto Final



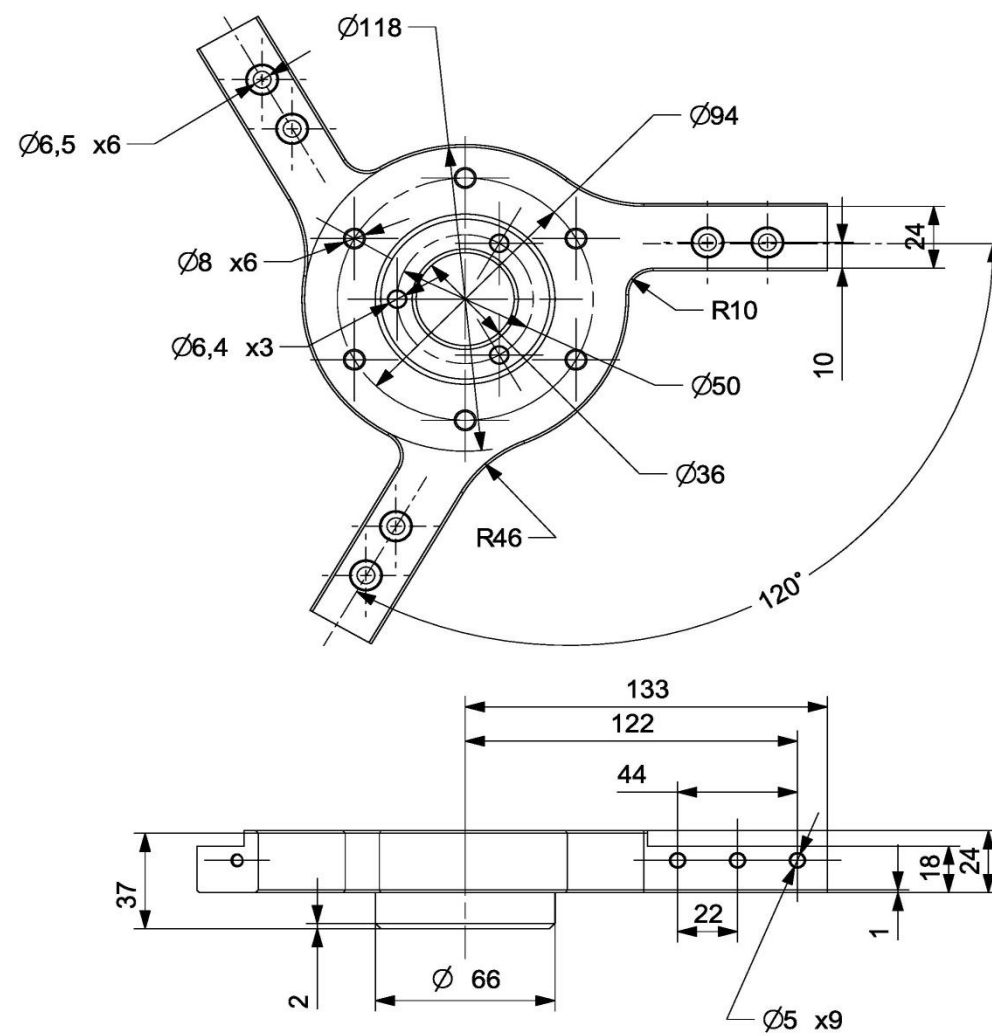
D. Brazo



E. Placa Base primaria



F. Placa Base secundaria



5 CONCLUSIONES

- Debido a limitaciones técnicas, no se realizó un estudio de elementos flexibles en todos los componentes móviles del manipulador, lo cual es un punto para profundizar en posteriores proyectos de investigación. Además se espera realizar en investigaciones futuras una validación del comportamiento estructural y dinámico del modelo computacional, con el fin de calibrar el modelo virtual con datos más precisos de las condiciones mecánicas y dinámicas.
- La aceleración, y en concreto el perfil de velocidades usado para generar los movimientos afecta de manera directa la resistencia mecánica de los elementos de la cadena cinemática, ya que la inercia generada por los cambios de dirección del manipulador produce grandes esfuerzos sobre las juntas del mismo, por lo cual es recomendable usar diferentes estrategias de control para manejar la rampa de aceleración y minimizar la carga sobre el manipulador. De igual manera se ha definido bajo los trabajos llevados a cabo en este proyecto de investigación, que bajo las condiciones en las que se encuentra el modelo virtual y por ende el prototipo del robot, lo mejor es utilizar perfiles de velocidad con porcentajes de aceleración mayores al 30% sobre la trayectoria, debido a que menores a este porcentaje, la influencia de la inercia afecta considerablemente de manera negativa la resistencia de cada uno de los componentes del mecanismo.
- Las metodologías presentadas por DFMA son de gran ayuda para realizar mejoras prematuras de los componentes principales desde las etapas de diseño conceptual, ya que sus criterios son bastante claros en pro de minimizar tiempos de ensamble, eliminar sujeciones innecesarias, simplificar la geometría del diseño, bajar tiempos de maquinado y planear ciertos puntos de las etapas posteriores al diseño del producto. De la mano con las herramientas CAD/CAE aumenta la eficacia de la implementación de los criterios y genera una gran flexibilidad, ya que cualquier cambio necesario que se realice en la topología, propiedades o dimensiones del mecanismo se puede ver reflejado en el comportamiento dinámico o estructural fácilmente.
- El manipulador tipo delta diseñado se encuentra por debajo del rendimiento propuesto por robots industriales que se ofrecen actualmente en el mercado. Las razones de este inconveniente se debe a las restricciones, limitaciones técnicas y requerimientos propuestos, por lo cual fue necesario configurar unas variables de trabajo menos exigentes para garantizar el funcionamiento adecuado durante una carga de trabajo industrial, como también el tiempo de ejecución del proyecto que en comparación con el tiempo que se toman los fabricantes de este tipo de tecnología es muy corto, este factor sea hace muy importante, ya que una máquina de precisión tiene campos en los cuales se puede ahondar en gran manera pero que así mismo necesitan del tiempo suficiente para lograr avances y resultados importantes. Como consecuencia del rendimiento menor, el espectro de aplicaciones del manipulador se verá acotado aún más, pero también genera todo un campo de investigación en el que se puede ahondar, aprovechando las facilidades que ofrecen las herramientas CAD/CAE, en temas como:

dinámica de cuerpos continuos, co-simulación, calibración del modelo virtual, optimización topológica, análisis de vibraciones, dinámica de multi cuerpos con juntas flexibles, entre otros.

- Gracias al uso de diferentes herramientas de condiciones robustas para aproximar con fidelidad considerable las situaciones de los mecanismos y los modelos que se quieren analizar a la realidad, se pueden lograr avances tecnológicos importantes, ya que dichas herramientas, si son manejadas de la manera adecuada permiten el logro confiable de diseños y modificaciones de diseños que con otros recursos no solo tomarían más tiempo sino que también estarían abiertas a un error considerable en los resultados. Un ejemplo de esto es el uso que se dio a las conexiones de malla por contacto sin deslizamiento relativo, en los análisis de elementos finitos. Se presentan sectores donde el desplazamiento de un elemento genera sobre otro una presión de contacto con magnitudes importantes, que en algunos casos se convierten en áreas críticas de diseño. Esto no hubiera sido posible analizarlo si los cuerpos de análisis hubiesen sido sobre componentes aislados y con herramientas que no fueran específicamente desarrolladas para lograrlo, por lo cual poder representar esta interacción, gracias al uso de análisis dinámicos de multi-cuerpos para minimizar la complejidad y tiempo de trabajo da no solo confiabilidad con respecto a los resultados sino también proporciona un plus con respecto al conocimiento de cómo se están comportando los modelos y por ende los sistemas que se pretenden comprender.
- El desarrollo de investigación aplicada a la industria toma valor en la obtención de un producto con calidad, ya que en el proceso se afianzan habilidades al solucionar los problemas que se presentan. Genera en el investigador un crecimiento en todas las cualidades profesionales como la resolución de problemas, la paciencia, la más óptima comprensión de situaciones para hacer suposiciones lógicas, rigurosidad en el desarrollo de los subprocesos que hacen parte de la investigación, e incluso el orden y buen manejo de la información. Este tipo de cualidades marca la diferencia para los proyectos de diseño de productos que logran suplir una necesidad, porque pese a que en gran parte del proceso de ingeniería se emplean herramientas tecnológicas, finalmente la idea y su ejecución siempre proviene del ingenio del investigador y sus habilidades, principal protagonista que sabrá cómo abordarlos y solucionarlos.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] H. M. S. W. W. P. N. R. P. Schellekens, "Design for Precision: Current Status and Trends," vol. 47, 1998.
- [2] R. Clavel, "Device for the movement and positioning of an element in space". Patent US4976582 A, 11 Diciembre 1990.
- [3] "ABB," [Online]. Available: <http://www.abb.com/product/us/9AAC129475.aspx?country=CO>. [Accessed 7 Marzo 2013].
- [4] B. Michael, "DEVICE FOR DISPLACING AND POSITIONING AN OBJECT IN SPACE". Patent US2010005919A1, 14 Junio 2010.
- [5] J. Hakan Hvittfeldt, P. Larsson, F. Mikaelsson and Person., "Manipulator". Patent US6577093B1, 10 Junio 2003.
- [6] M. F. S. S. Hans Schuler, "Parallel Manipulator having backlash-free gearing". Patent 182602A1, 17 Agosto 2006.
- [7] "Adept," [Online]. Available: <http://www.adept.com/products/robots>. [Accessed 15 Marzo 2013].
- [8] "S.E.P. Solutions," [Online]. Available: <http://www.elau.com/en/home>. [Accessed 11 Marzo 2013].
- [9] G. Boothroyd, P. Dehurst and W. Knight, Product Design for Manufacture and Assembly, Segunda ed., Marcel Dekker Inc., 2002.
- [10] J. Merlet, Parallel robots, Springer, 2006.
- [11] H. H. Fredrik Persson, Industrial robot, Jan Larsson, 2007.
- [12] M. Demaurex, "The Delta robot within the industry," Londres, 1999.
- [13] S. a. O. Khatib, B. Springer handbook of robotics, Springer-Verlag New York Inc, 2008.
- [14] F. R. C. a. F. A. Pierrot, "DELTA: A simple and efficient parallel robot," 1990.
- [15] P. Fischer, "Improving the accuracy of parallel robots," Lausanne, 1996.
- [16] F. Sternheim, "Tridimensional computer simulation of a parallel robot, result for the "DELTA4" machine," Lausanne, 1988.

- [17] "Diseño del control para un manipulador tipo paralelo de tres grados de libertad para aplicaciones pick and place,," Sexta convocatoria interna de proyectos de investigación,, Universidad Santo Tomas, 2011.
- [18] D. R. U. G. J. C. A. C. S. R. J. García, "Diseño hacia ensamble y manufactura de un prototipo robótico experimental tipo Delta," *Intekhnia*, vol. 6, no. 1, pp. 57-65, 2011.
- [19] Y. Li and Q. Xu, "Dynamic Analysis of a Modified DELTA Parallel Robot for Cardiopulmonary Resuscitation," in *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2005.
- [20] Y. Zhao, "Dynamic optimum design of a three translational degrees of freedom parallel robot while considering anisotropic property," *SciVerse*, vol. 29, pp. 100-112, 2013.
- [21] V. P. Šindler, J. Uriček and V. Bulej, "Delta Robots-Robots for High Speed Manipulation," University of Zilina (Eslovaquia), Zilina, 2011.
- [22] J. D. Rueda and L. Ángel, "Structural Analysis of a Delta-Type Parallel Industrial Robot Using Flexible Dynamic of ANSYS 11,0," *Industrial Electronics, 2009. IECON '09. 35th Annual Conference of IEEE*, pp. 2247 - 2252, 2009.
- [23] L. M. H. Karag, "Analysis of end point vibrations of a tow link manipulator by integrater CAD-CAE procedures," *Elsevier*, vol. 40, pp. 2049-2061, 25 Agosto 2003.
- [24] B. P. Karim Abdel-Malek, "Criteria for the Design of Manipulator Arms for a High Stiffness-to-Weight Ratio," *Journal of Manufacturing Systems*, vol. 17, no. 3, pp. 209-220, 14 Octubre 1998.
- [25] J. S. C.S. Long, "Optimal structural design of a planar parallel platform," *Elsevier (South Africa)*, vol. I, no. 27, pp. 581-609, 28 Marzo 2003.
- [26] L. D. V. Dolga, "The structural synthesis of the parallel robots," vol. 17, pp. 288-295, 2011.
- [27] I. Bonev, "Delta Parallel Robot — the Story of Success," ParalleMIC, 6 Mayo 2001. [Online]. Available: <http://www.parallemic.org/>. [Accessed 05 04 2013].
- [28] U. Garcia, "Torque analysis of a three translational degrees of freedom parallel manipulator," p. 71, 2011.
- [29] D. G. Ullman, *The Mechanical Design Process*, Cuarta ed., Mc Graw-Hill (Higher Education), 2010.
- [30] J. E. C. Barrantes, *Diseño óptimo dimensional de una máquina-robot de arquitectura paralela tipo delta para aplicaciones pick and place*, Bogotá: Universidad Santo

Tomás (sede Bogotá), 2013.

- [31] O. THINKING, "OPTIMAL THINKING®," [Online]. Available: <http://www.casde.iitb.ac.in/store/events/2003/IAT-Pune-2003/DFMA.ppt>. [Accessed 01 04 13].
- [32] G. Boothroyd, *Assembly Automation and Product Design*, Segunda ed., Taylor & Francis Group, 2005.
- [33] D. E. Whitney, *Mechanical assemblies. Their Design, Manufacture, and Role in Product Development*, Primera ed., Oxford University Press, 2004.
- [34] B. Daniele, "Telescopic Shaft for an industrial robot according to the delta concept". Patent EP 2301726 A1, 24 Septiembre 2009.
- [35] M. L. Breu. Stuttgart (Alemania) Patent DE102007004379A1, 2008.
- [36] A. P. J. S. Jan Binder, "Drive system for driving e.g. delta robot in food industry, has Bowden cables arranged between driving apparatus and joint, where force is exerted on joint through cables for movement of joint with degree of freedom of driving apparatus". Stuttgart (Alemania) Patent DE102011101206A1, 15 Octubre 2012.
- [37] G. N. Guenther Weber, "Robot having a delta kinematic". San Francisco (USA) Patent US2011259138A1, 21 Octubre 2011.
- [38] A. A. Shabana, *Dynamics of Multibody Systems*, Tercera ed., Cambridge University, 2005.
- [39] L. E. Malvern, *Introduction to the mechanics of a continuous medium*, Primera ed., Prentice-Hall Inc., 1969.
- [40] J. A. García, "Generación de trayectorias rectas, utilizando perfiles suavizados de velocidad, en máquina con arquitectura paralela pkmr -3dof".
- [41] Budynas–Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Octava ed., Mc Graw-Hill (Higher Education), 2006.
- [42] N. R. L., *Machine Design: an integrated approach*, Prentice Hall , 2006.
- [43] A. M. B. Subudhi, "Dynamic modelling, simulation and control of a manipulator with flexible links and joints," *Elsevier*, vol. 41, no. 4, pp. 257-270, 21 Diciembre 2001.
- [44] W. Chen, "Dynamic modeling of multi-link flexible robotic manipulators," *Pergamon*, vol. II, no. 79, pp. 183-195, 01 01 2001.
- [45] P. E. Santosha Kumar Dwivedy, "Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review," vol. 41, pp. 749-777, 2006.

- [46] Y. L. Hwang, "A new approach for dynamic analysis of flexible manipulator systems," *Elsevier*, vol. 40, p. 925 – 938, 29 September 2004.
- [47] M. H. K. M. H. V. F. B. H. R. Heidari, "A new nonlinear finite element model for the dynamic modeling of flexible link manipulators undergoing large deflections," in *International Conference on Mechatronics IEEE*, Istanbul, Turkey, 2011.
- [48] L. Tsai, *Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators*, Wiley-Interscience, 1999.
- [49] W. C. S.D. Yu, "Dynamic instability analysis of high-speed flexible," *Pergamon*, vol. 37, pp. 1261-1285, 29 April 2002.
- [50] J. G. Vogel, "Conceptual and detail structural design of a 5 DOF parallel haptic robot," Delft University of Technology, 2011.
- [51] S. S. S. Kalpakjian, *Manufactura, ingeniería y tecnología*, Editorial Pearson, 2001.
- [52] M. Nakashima, "Strain hardening behavior of shear panels made of low-yield steel," *Journal of structural engineering*, vol. I, no. 12, pp. 1742-1749, 1995.
- [53] W. C. M. G. Piras, "Dynamic finite-element analysis of a planar high-speed,high-precision parallel manipulator with flexible links," *Elsevier*, vol. 40, no. 7, pp. 849-862, 1 Julio 2005.
- [54] S. C. H.S. Lee, "Development of a CAD/CAE/CAM system for a robot manipulator," vol. 140, no. 1-3, pp. 100-104, 22 Septiembre 2003.
- [55] J. K. M. Xiaoyun Wang, "FEM dynamic model for active vibration control of flexible linkages and its application to a planar parallel manipulator," *Elsevier*, vol. 66, no. 10, pp. 1151-1161, 01 Octubre 2005.
- [56] S. A. L. Mehrdad Farid, "Dynamic modeling of spatial manipulators with flexible links and joints," *Pergamon*, no. 75, pp. 419-437, 01 02 1999.
- [57] L. M. H. Karagulle, "Analysis of end point vibrations of a two-link manipulator by integrated CAD/CAE procedures," *Elsevier*, vol. 40, no. 15, p. 2049–2061, 28 02 2004.
- [58] P. A. R. C. D. J. A. A. a. R. G. T. Luciano O. Mantovano, "Finite element modeling and experimental validation of buckle arrestors for deepwater pipelines," in *Center for Industrial Research (CINI)*, Campana (Argentina).
- [59] G. Chen, *Fe model validation for structural dynamics*, Londres: Imperial College of Science, Technology and Medicine University of London, 2001.
- [60] L. Everett, J. Tang and M. Compere, "Designing flexible manipulators with the

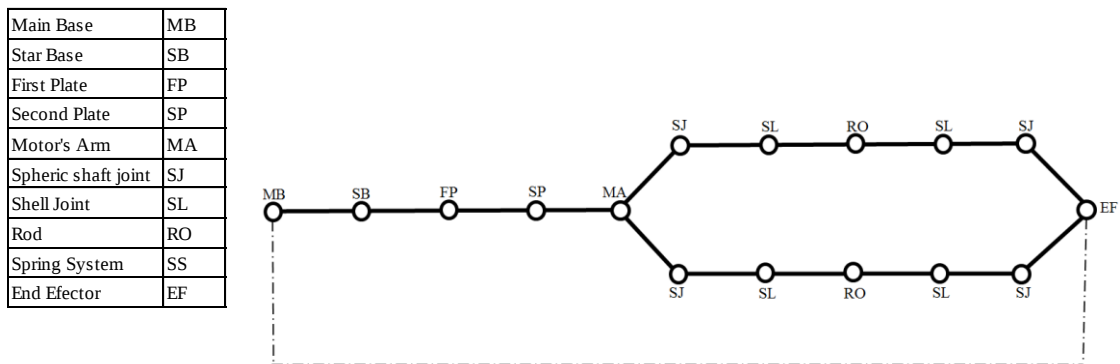
- lowest natural frequency nearly independent of position," *Robotics and Automation, IEEE Transactions*, vol. 15, no. 4, pp. 605-611, 01 08 1999.
- [61] P. P. F. M. F. P. M. G. Andres Vivas, "Experimental dynamic identification of a fully parallel robot," *International Conference on Robotics and Autornation IEEE*, pp. 3278-3283, 14 Septiembre 2003.
 - [62] F. C. A., Introduction of finite element methods, Boulder, Colorado, USA, 2004.
 - [63] L. G. a. Q. S.S, Element Method a Practical Course, Jordan Hill, Oxford: Butterworth- Heinemann, 2003.
 - [64] X. O. Olivella and C. A. d. Saracibar, Mecánica de medios continuos para ingenieros, Segunda ed., Universidad Politécnica de Cataluña, 2002.
 - [65] W. Book, "Modeling, design, and control of flexible manipulator arms: a tutorial review," in *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, 1990.
 - [66] A. G. R.J. Theodore, "Comparison of the assumed modes and finite element models for flexible multi-link manipulators," in *The International Journal of Robotics Research* 14, 1995.
 - [67] D. C. Montgomery, DISEÑO Y ANALISIS DE EXPERIMENTOS, Arizona: Limusa Wiley, 2004.
 - [68] J. F. F. X. Rius, "Introducción al diseño estadístico de experimentos," Tarragona.

7 ANEXOS

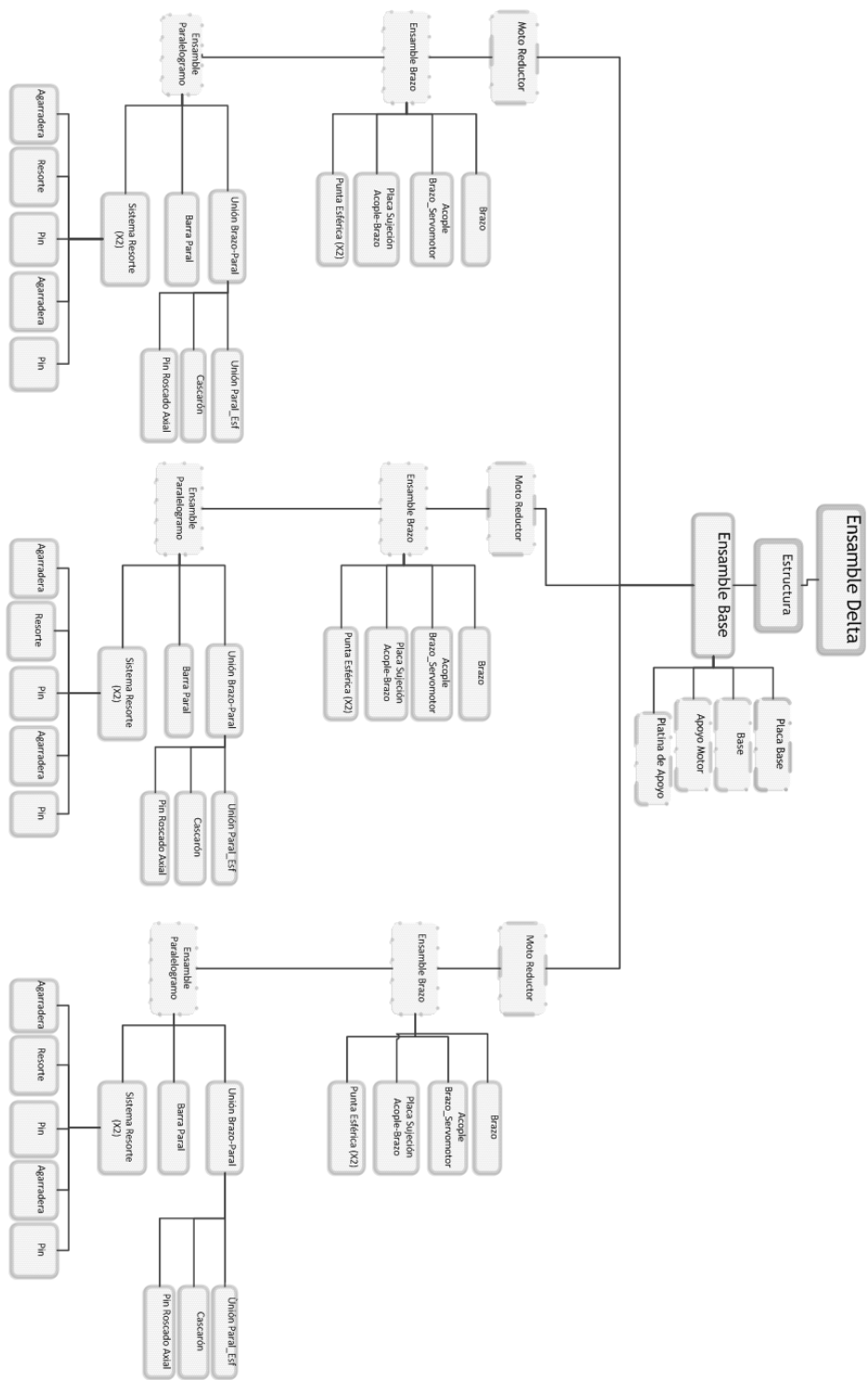
7.1 DIAGRAMA DE UNIONES

El diagrama de uniones es una herramienta que permite al diseñador determinar los requerimientos en cuanto a ensamblabilidad se refiere [21]. Este contiene todas las partes principales del sistema y ayuda a detectar posibles complicaciones durante el proceso de ensamble. En la siguiente figura se muestra el diagrama de uniones del modelo final del robot delta.

DIAGRAMA DE UNIONES DEL ROBOT DELTA SEMI-INDUSTRIAL



7.2 DIAGRAMA DE FLUJO DE ENSAMBLE

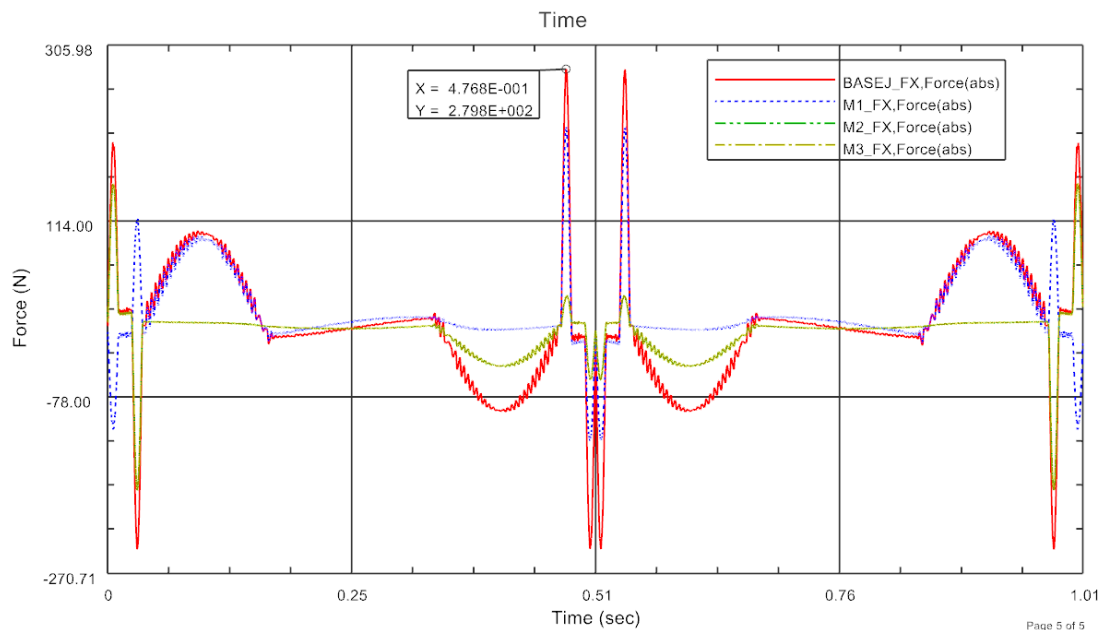


7.3 RESULTADO DE CARGAS

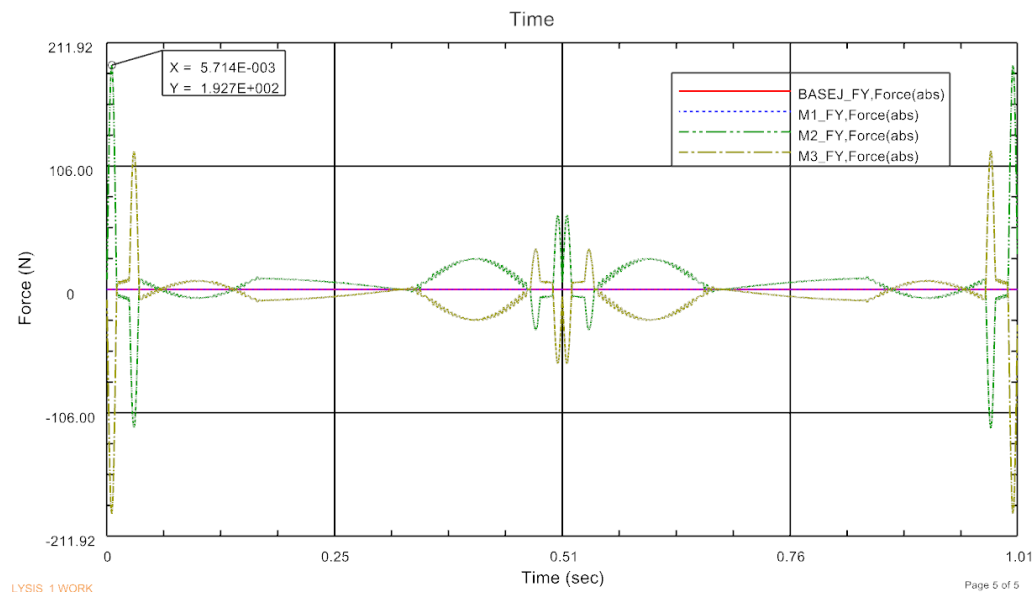
El proceso de obtención de resultados que se presentará a continuación fue explicado en la sección 3.3.1 en el capítulo de la dinámica multi cuerpos. Las gráficas presentes en este anexo confrontan las curvas de carga contra el tiempo de la trayectoria “CPRUEBA” de cada una de las juntas del cuerpo rígido que se indica en los títulos, proceso que se realizó por cada uno de los cuerpos rígidos seleccionados por su criticidad en cada grupo de división que se estableció en el capítulo 3. El graficar las curvas de carga y torque en sus componentes y magnitudes, tenía como objetivo el definir los pasos de tiempo en la trayectoria crítica establecida que presentaba los estados más críticos de carga en las juntas del mecanismo para cada uno de los cuerpos rígidos. Estos pasos con los estados críticos de carga se utilizaron para analizar estos cuerpos con el método de elementos finitos y conocer si soportaban o no dichas condiciones extremas en el robot.

7.3.1 GRAFICAS DE CARGA EN LAS JUNTAS DE LA PLACA SUPERIOR PARA LAS COMPONENTES FX, FY, FZ, TX, TY, TZ Y LAS COMPONENTES FM, TM SEGÚN EL SISTEMA COORDENADO ABSOLUTO DE LA MÁQUINA VIRTUAL.

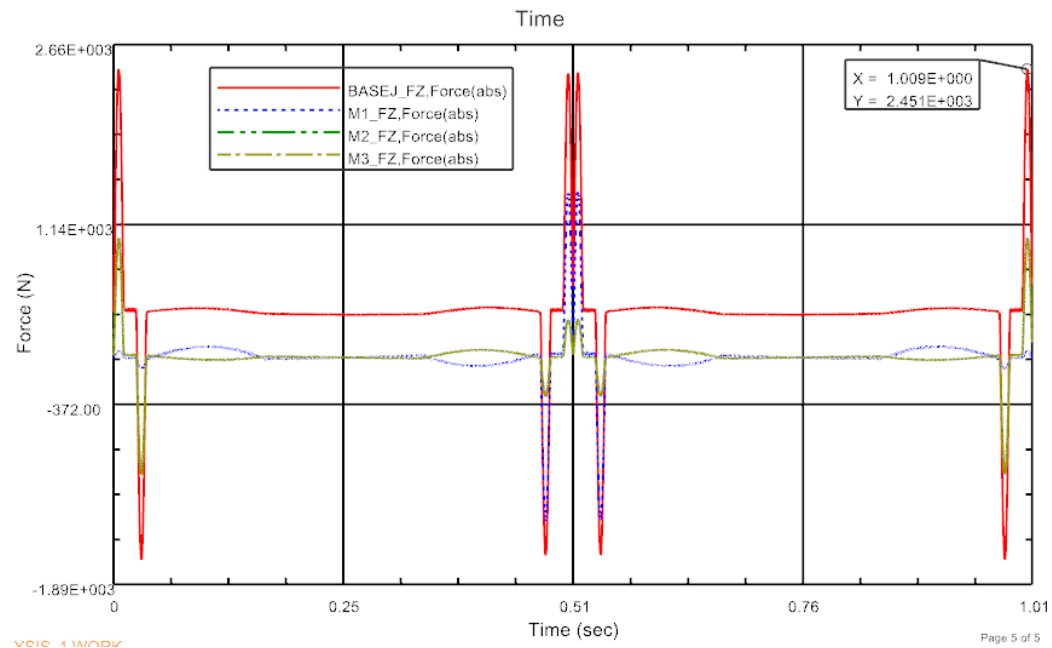
7.3.1.1 CARGA FX



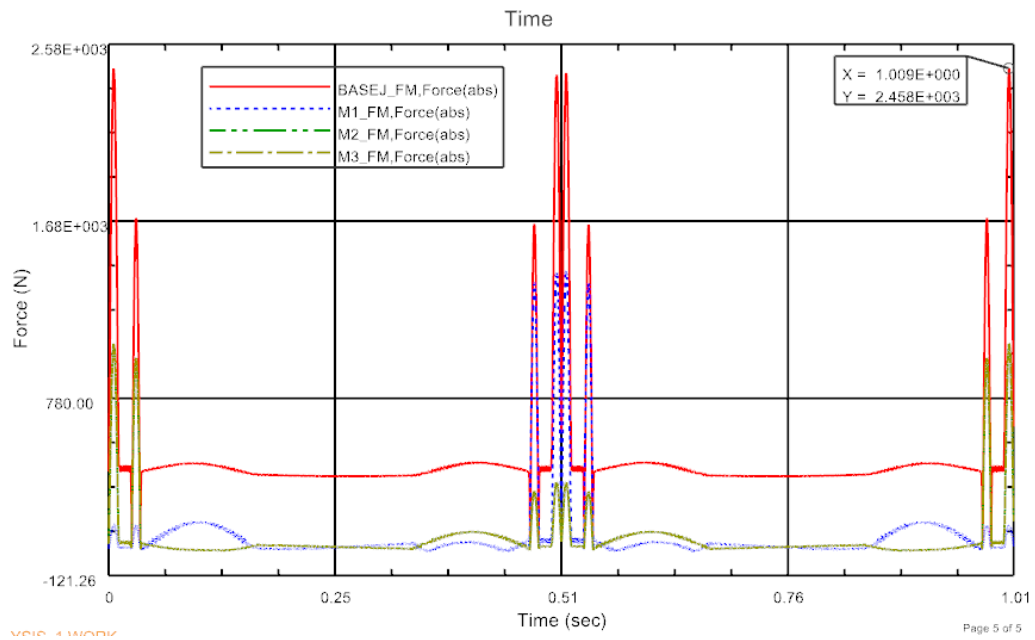
7.3.1.2 CARGA FY



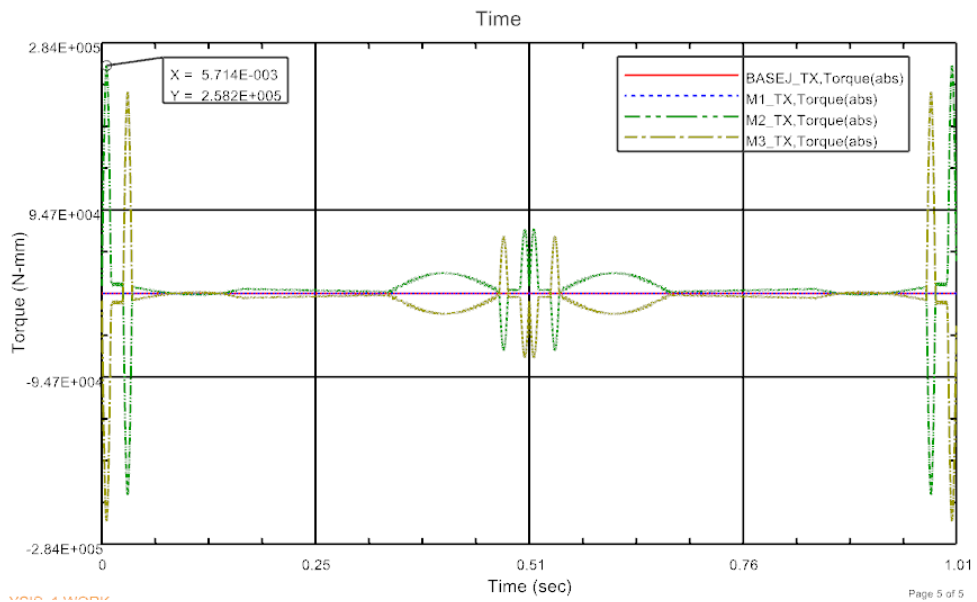
7.3.1.3 CARGA FZ



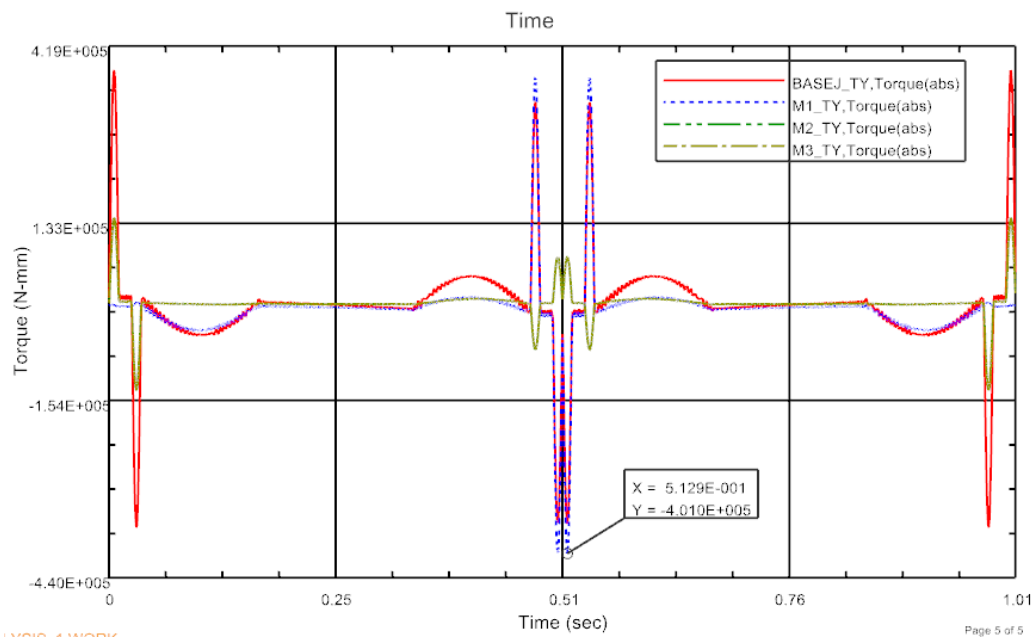
7.3.1.4 CARGA FM



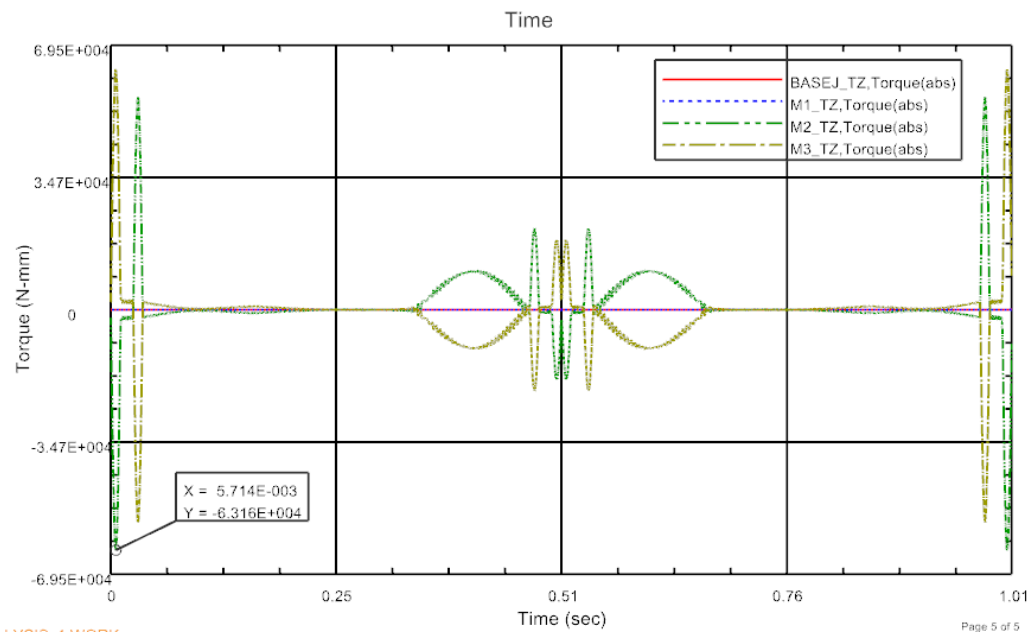
7.3.1.5 TORQUE TX



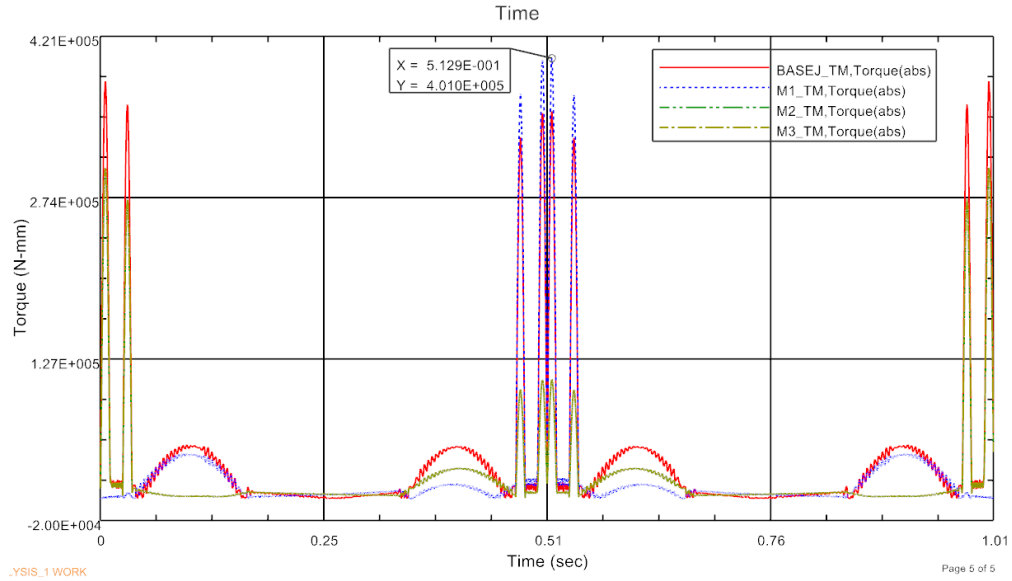
7.3.1.6 TORQUE TY



7.3.1.7 TORQUE TZ

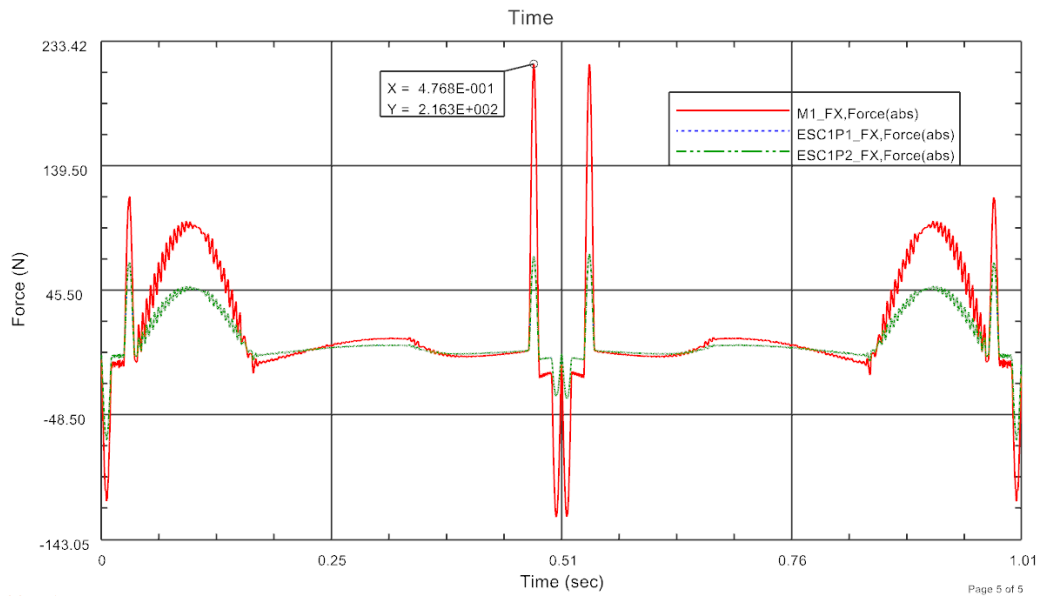


7.3.1.8 TORQUE TM

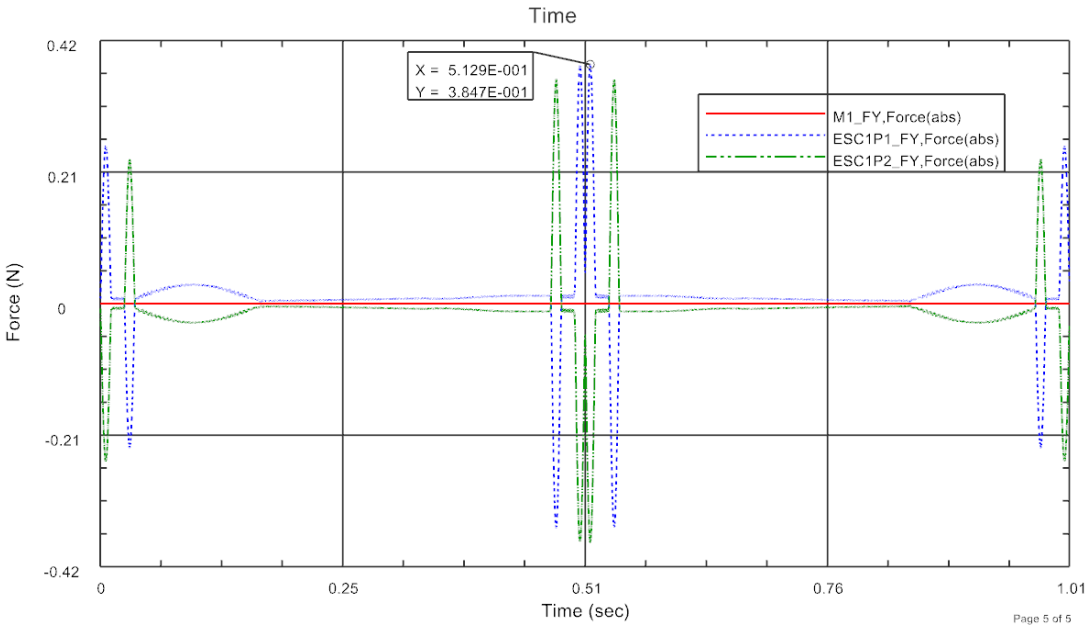


7.3.2 GRAFICAS DE CARGA EN LAS JUNTAS DEL BRAZOM1 PARA LAS COMPONENTES FX, FY, FZ, TX, TY, TZ Y LAS COMPONENTES FM, TM SEGÚN EL SISTEMA COORDENADO ABSOLUTO DE LA MÁQUINA VIRTUAL.

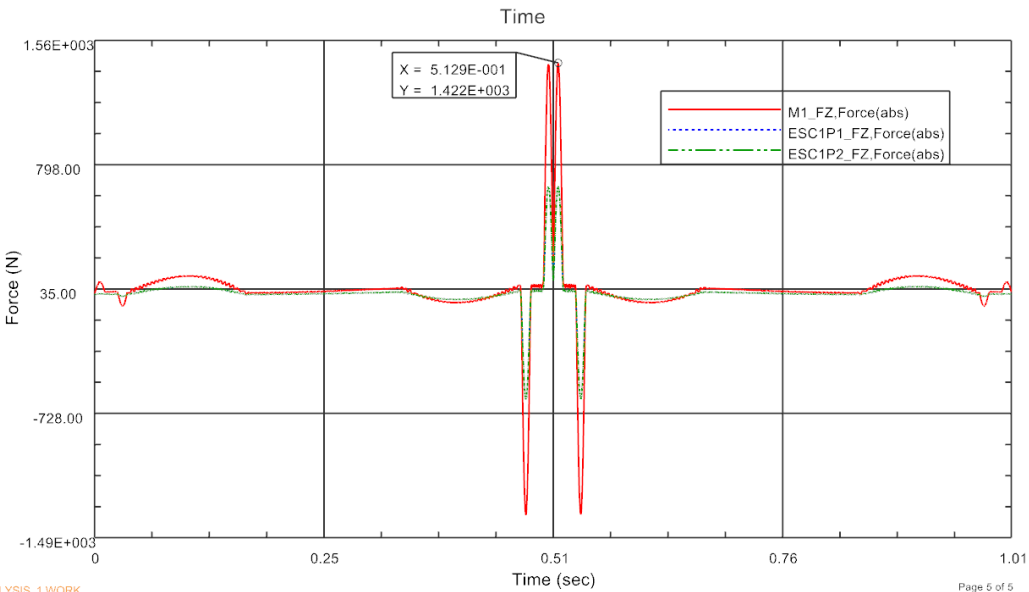
7.3.2.1 Cargas FX



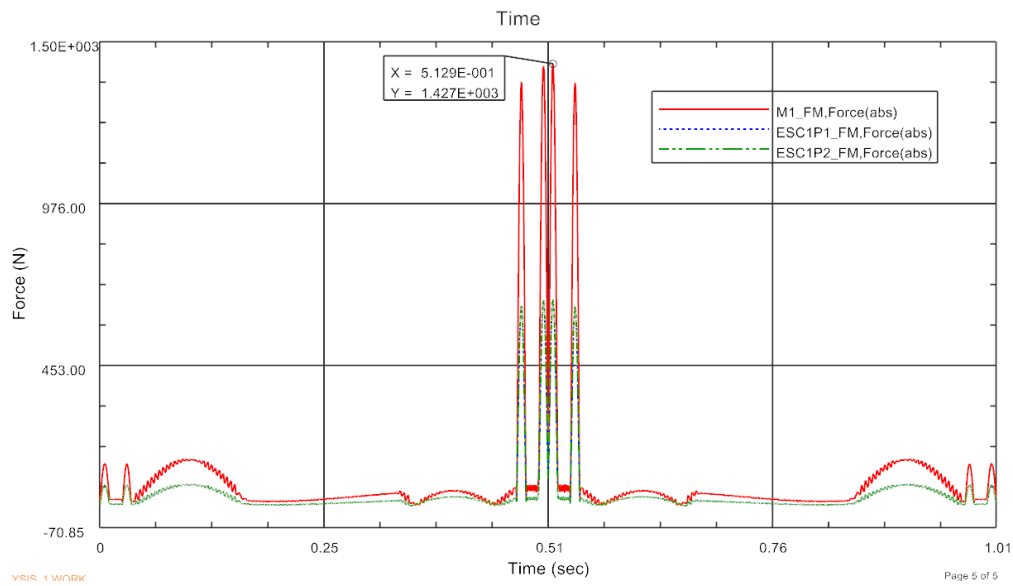
7.3.2.2 Cargas FY



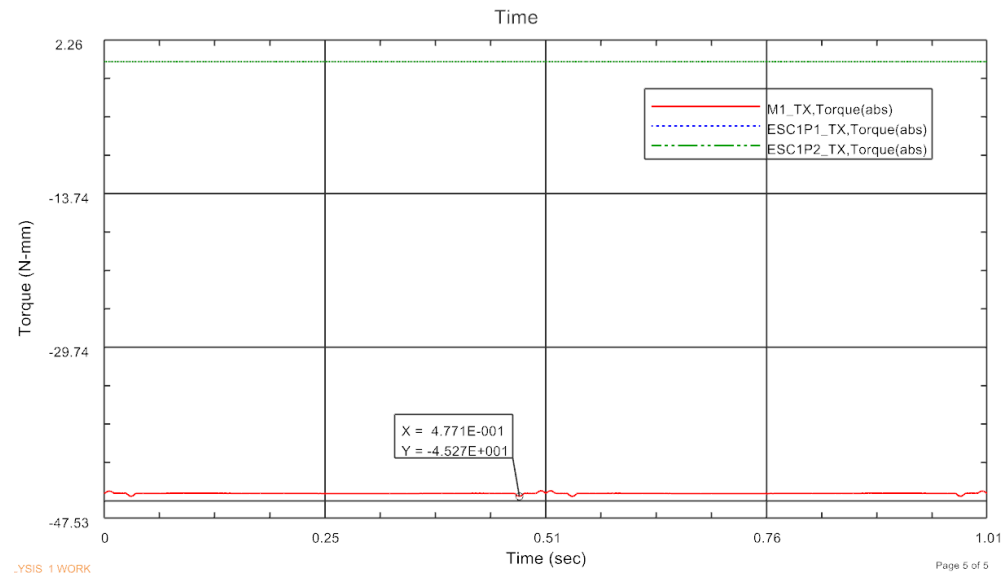
7.3.2.3 Cargas FZ



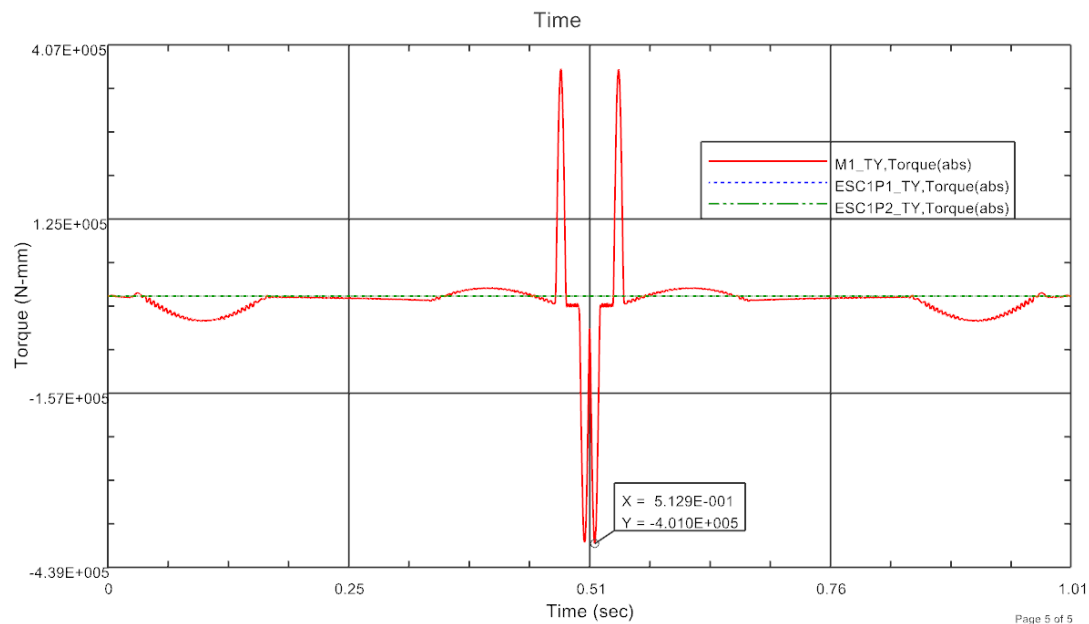
7.3.2.4 Cargas Magnitud



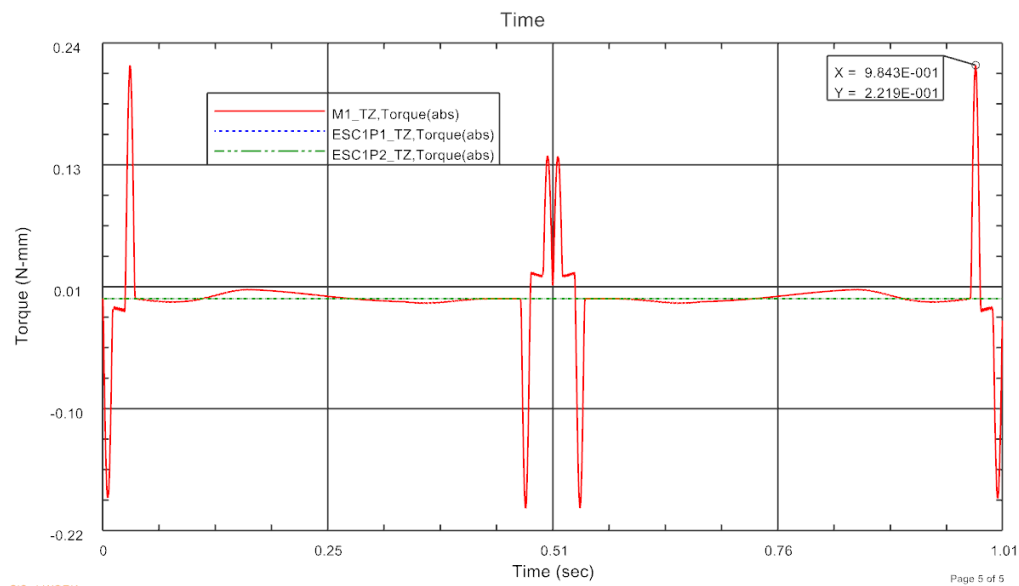
7.3.2.5 Torque TX



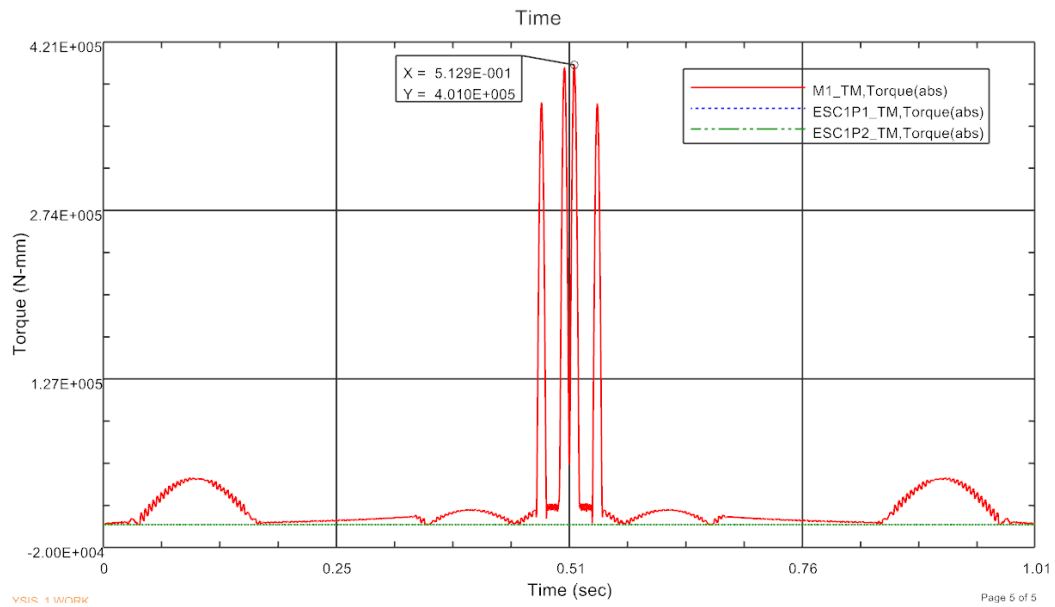
7.3.2.6
Torque TY



7.3.2.7 *Torque TZ*

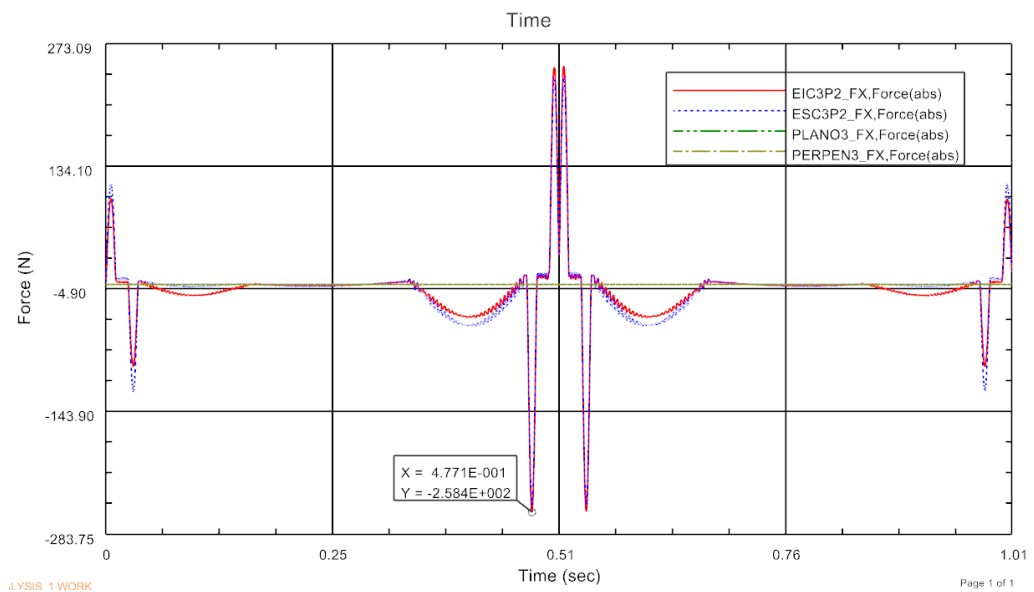


7.3.2.8 Torque Magnitud

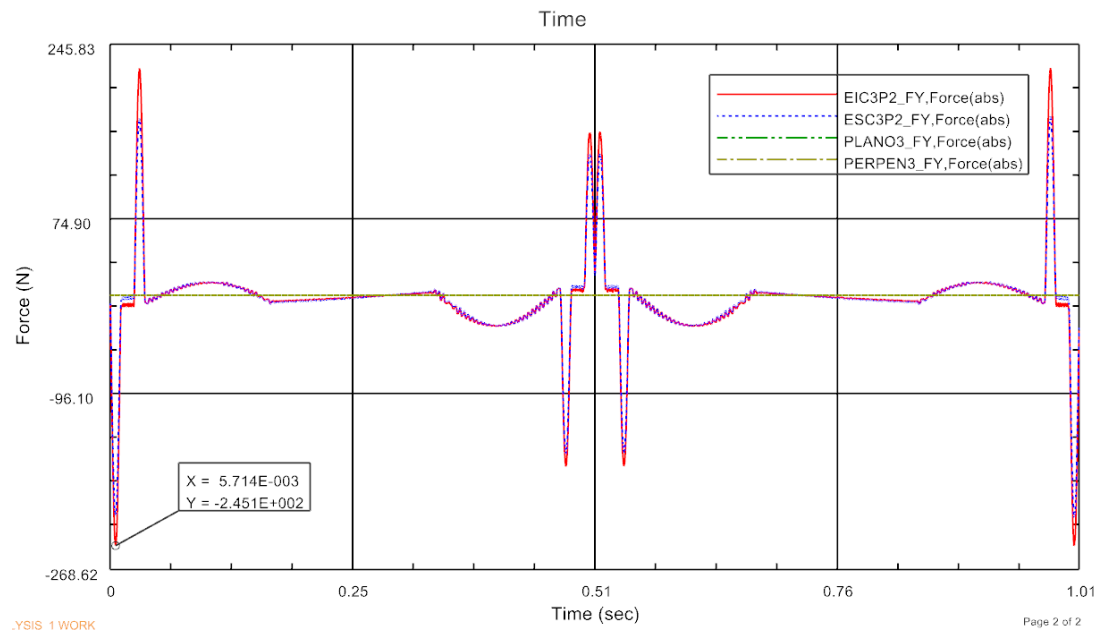


7.3.3 GRAFICAS DE CARGA EN LAS JUNTAS DE LA PARALEL32 PARA LAS COMPONENTES FX, FY, FZ, TX, TY, TZ Y LAS COMPONENTES FM, TM SEGÚN EL SISTEMA COORDENADO ABSOLUTO DE LA MÁQUINA VIRTUAL.

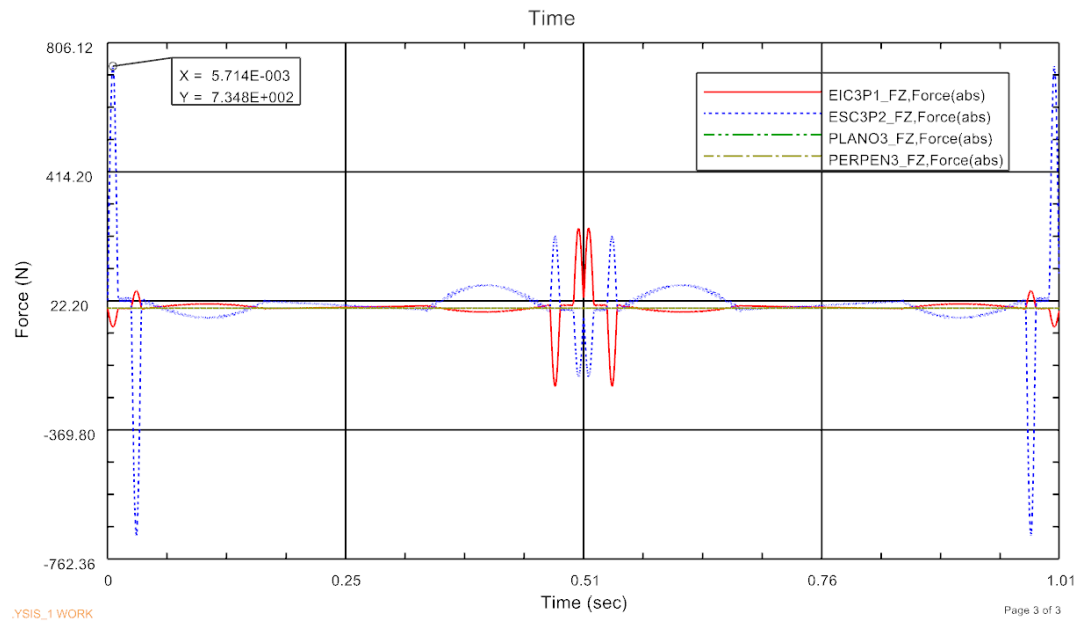
7.3.3.1 CARGA FX



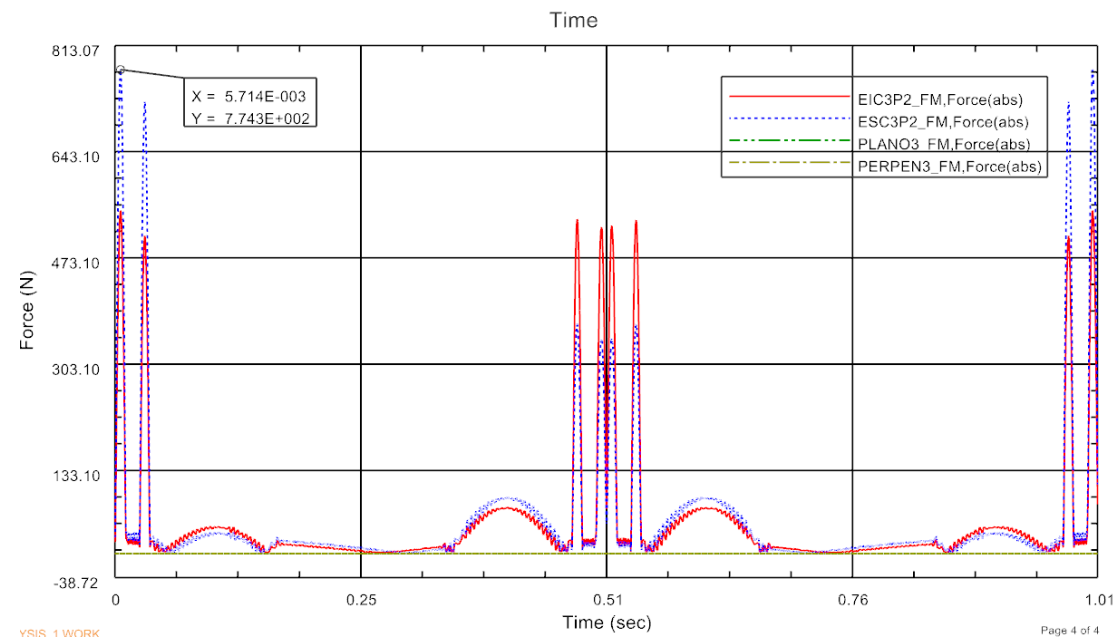
7.3.3.2 CARGA FY



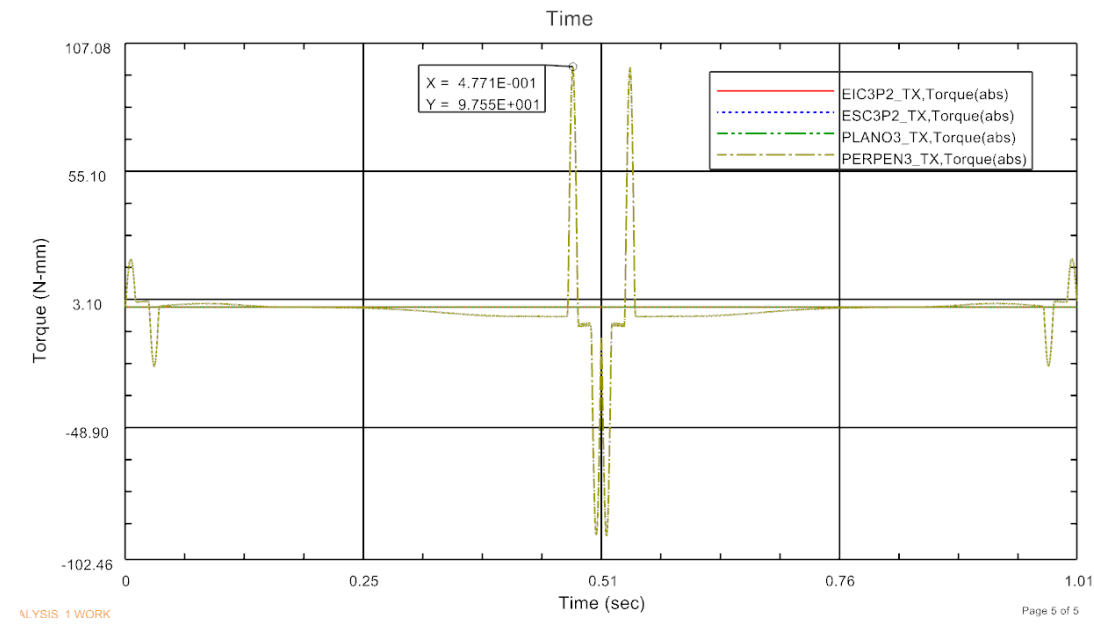
7.3.3.3 CARGA FZ



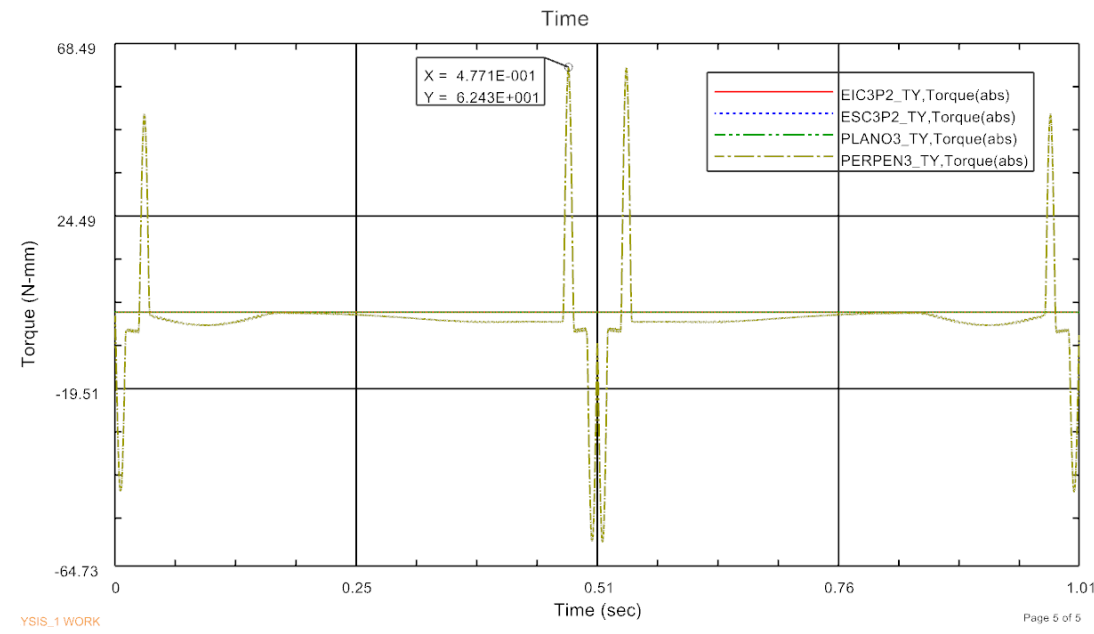
7.3.3.4 CARGA FM



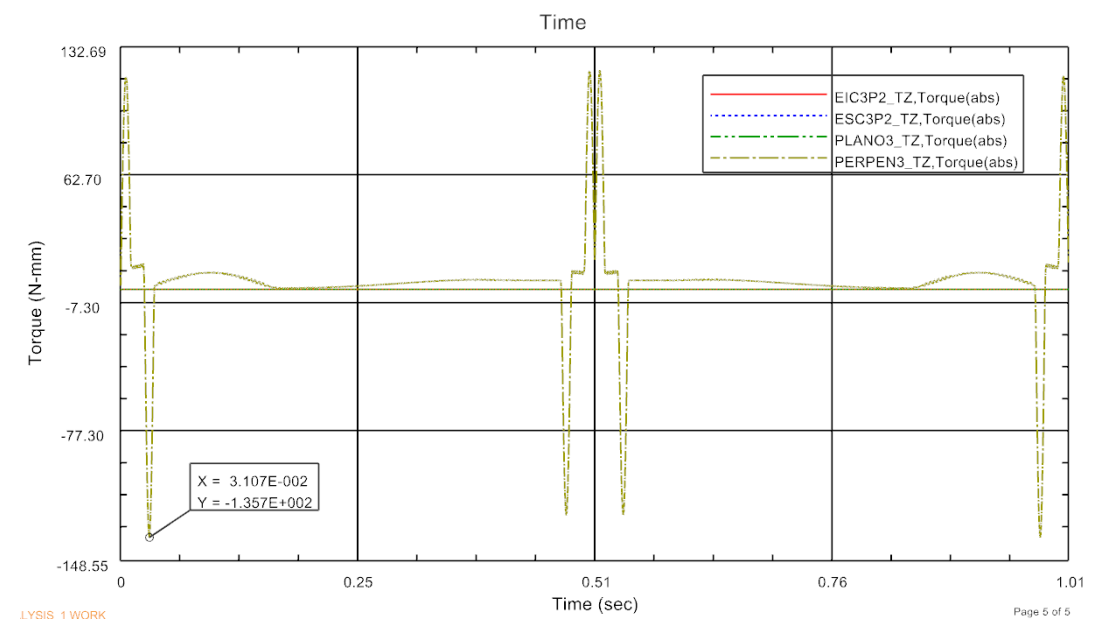
7.3.3.5
TORQUE TX



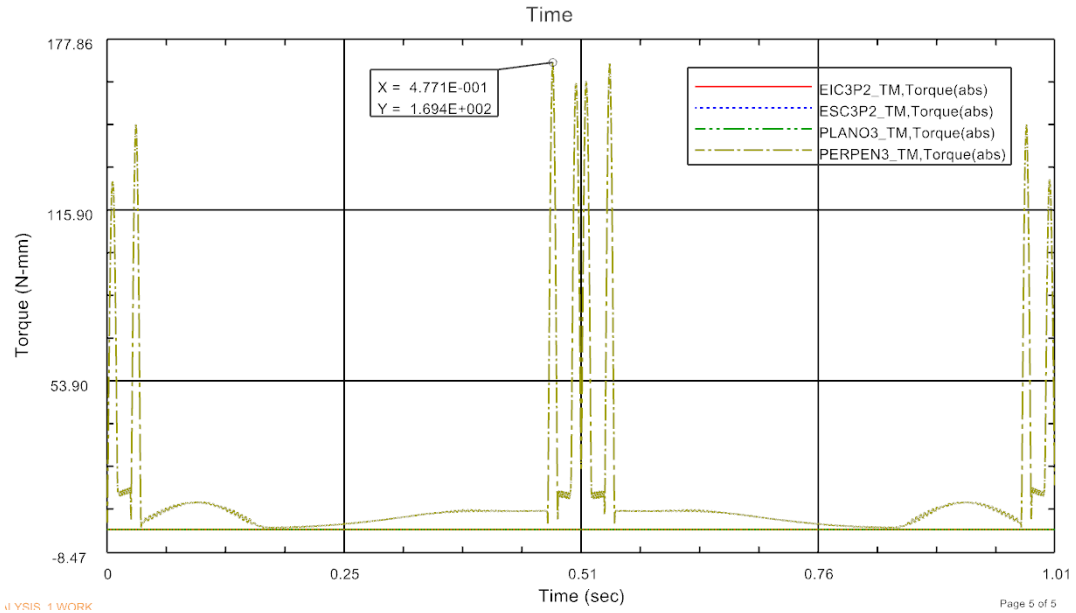
7.3.3.6 TORQUE TY



7.3.3.7
TORQUE TZ



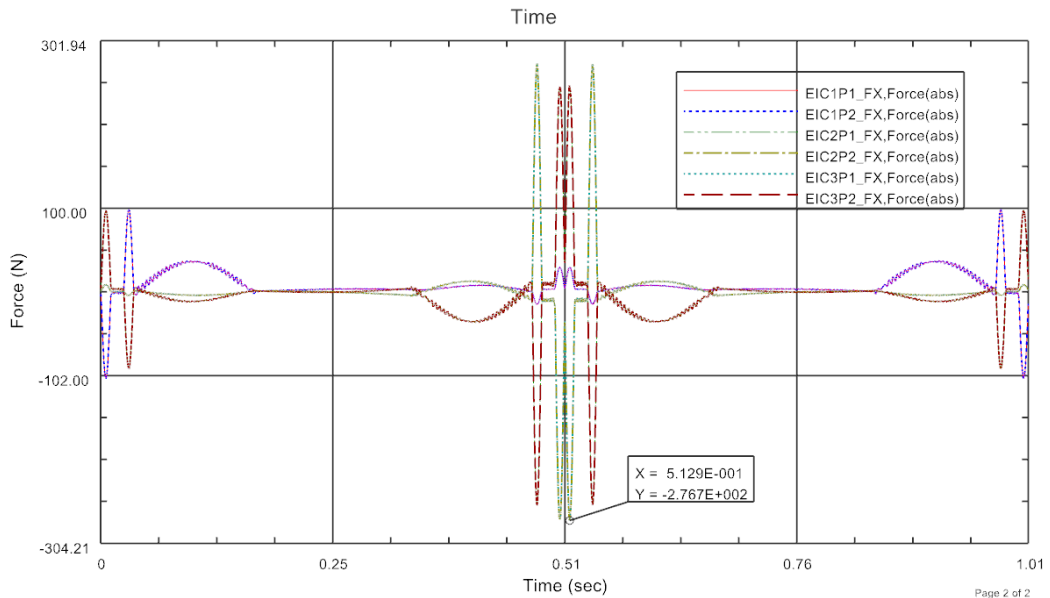
7.3.3.8 TORQUE TM



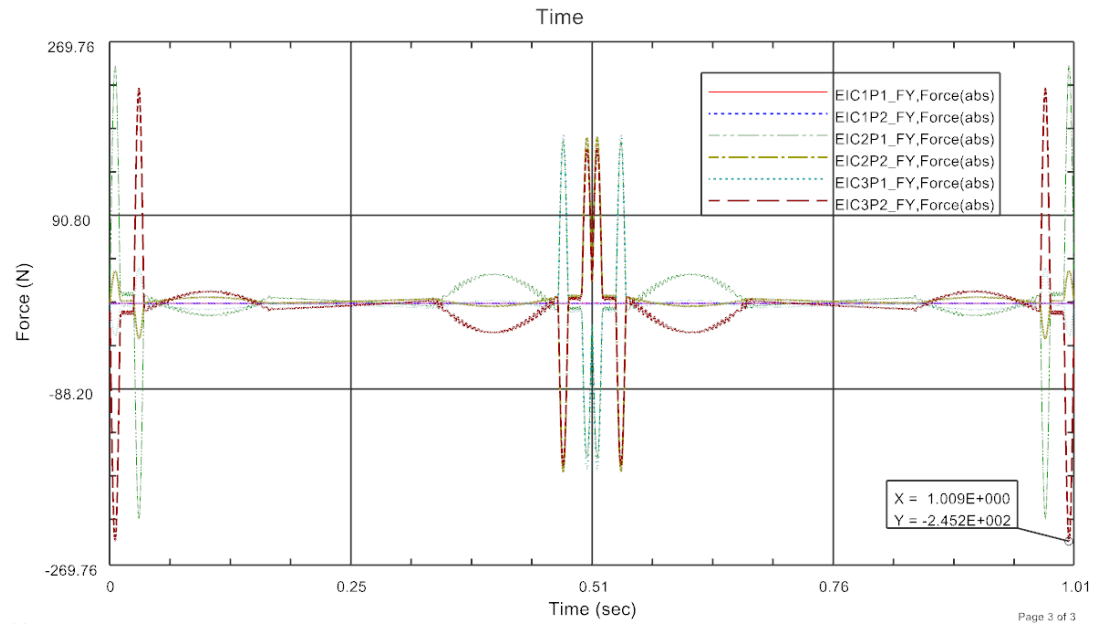
7.3.4 GRAFICAS DE CARGA EN LAS JUNTAS DEL EFECTOR PARA LAS COMPONENTES FX, FY, FZ Y LA COMPONENTE FM SEGÚN EL SISTEMA COORDENADO ABSOLUTO DE LA MÁQUINA VIRTUAL.

En este cuerpo rígido no hay presencia de torques debido a las juntas esféricas de las cuales está compuesto.

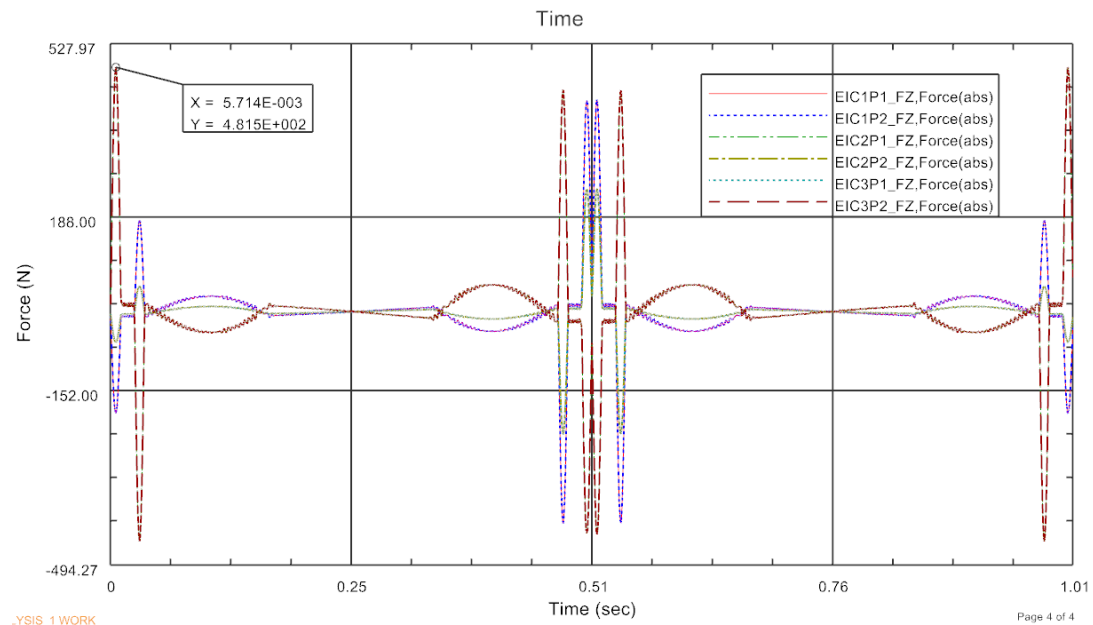
7.3.4.1 CARGAS FX



7.3.4.2 CARGAS FY

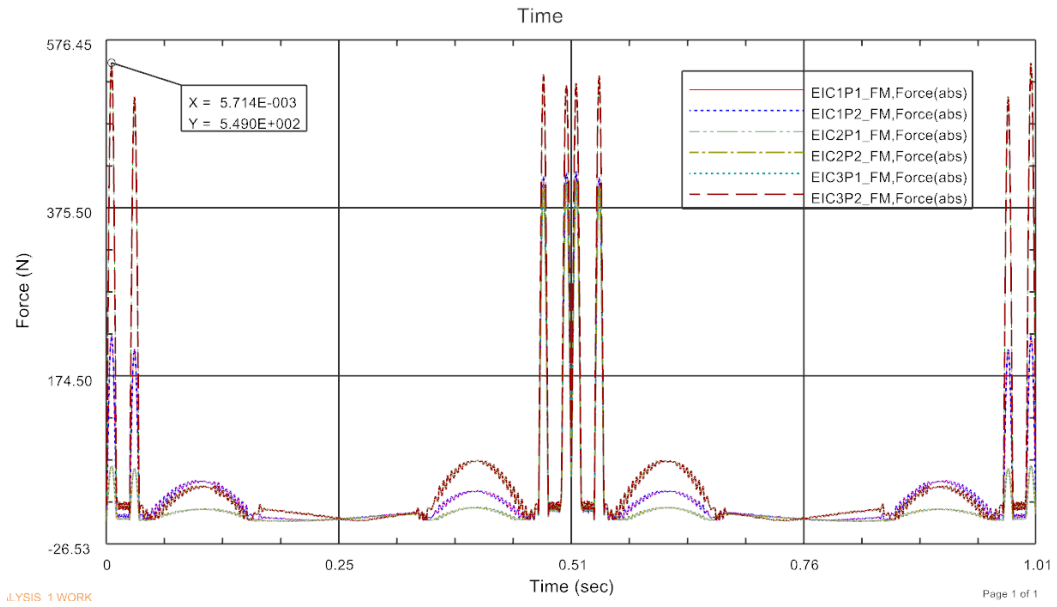


7.3.4.3 CARGAS FZ



.YSIS 1 WORK

7.3.4.4 CARGAS MAGNITUD



Como resultado del proceso llevado a cabo, los pasos en los que se presentan los estados de carga para cada uno de los cuerpos rígidos está a continuación:

LINK	TIEMPO DE PASO (S)
PLACASUPERIOR	0,476786
	0,005714
	1,008929
	0,512857
BRAZO(M1)	0,476786
	0,512857
	0,477143
	0,984286
PARALEL32	0,477143
	0,005714
	0,031071
EFECTOR	0,512857
	1,008929
	0,005714

7.4 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES USADOS EN FEA

Las propiedades mecánicas de los materiales usados en los diferentes componentes de las simulaciones de elementos finitos del robot de arquitectura paralela se muestran a continuación.

Duraluminio (Aluminio 7075-T6)	Sut (MPa)	550
	Sy (MPa)	500
	ρ (kg/m ³)	2860
	Coef. Poisson	0.33
	E (GPa)	72
	G (GPa)	26.9
	Fatigue Strength Coefficient	1317
	Fatigue Strength Exponent	-0.126
	Usado en (partes): Brazo, efector	

AISI 4340	Sut (MPa)	1470
	Sy (MPa)	1360
	ρ (kg/m ³)	7860
	Coef. Poisson	0.28
	E (GPa)	200
	G (GPa)	--
	Fatigue Strength Coefficient	2000
	Fatigue Strength Exponent	-0.091
	Usado en (partes): Adaptador, Tapa, Placa superior	

Bronce SAE 65	Sut (MPa)	205
	Sy (MPa)	380
	ρ (kg/m ³)	8700
	Coef. Poisson	0.33
	E (GPa)	105
	G (GPa)	41.5
	Fatigue Strength Coefficient	1169.64
	Fatigue Strength Exponent	-0.178
	Usado en (partes): Cascaron de junta paralelogramo-brazo	

O1 (AISI 2510)	Sut (MPa)	1690
	Sy (MPa)	1500
	ρ (kg/m ³)	7850
	Coef. Poisson	0.30
	E (GPa)	210
	G (GPa)	--
	Fatigue Strength Coefficient	3304.92
	Fatigue Strength Exponent	-0.1123
	Usado en (partes): Ejes de punta esférica, barra paralelogramo	

7.5 CÓDIGO DE GENERACIÓN DE PUNTOS (MATLAB)

El código presentado realiza un serie de rectas, según las coordenadas espaciales (X, Y, Z) de origen y final. Después, dependiendo de la opción elegida, se puede girar los puntos, sobre el plano XY, los grados que se desee. Esto se realizó con el fin de comprobar si el giro de los ciclos generaba alguna incidencia en las cargas presentadas.

Posteriormente, con estos dos puntos genera una recta, que consta de 100 puntos igualmente espaciados. Luego partiendo del principio de velocidad promedio, y con algunas modificaciones para generar las curvas de aceleración y desaceleración senosoidales, se crea el perfil de velocidad. Estas curvas, son definidas según un porcentaje definido por el usuario, y que el programa toma, de la totalidad de los puntos para crear las curvas, es decir, si se quiere un porcentaje de aceleración de 10% y de desaceleración de 5, el programa aplica las formulación para los primero 10 puntos y los último 5. Estos valores son requeridos por cada recta de la trayectoria.

Para determinar la aceleración y jerk (derivada de la aceleración) se usa la definición básica de derivada, es decir la variación de una variable respecto a otra. Por último esto es graficado para facilidad de comparación con el programa CAE.

Comienzo Programa

```

disp('OPCIONES DEL
PROGRAMA')
disp('1. Crear
trayectorias')
disp('2. Abrir programa
de cinemática inversa')
disp('3. Convertir
archivos .txt a .mat')
disp('4. Trayectoria
poligonal')
disp('5. Realizar un
ciclo')
disp(' ')
w=input('Que opción
desea usar? : ');
disp(' ')

%OPCIÓN 4
(polígono)
if (w==4)
    lados=input('Cuantos
lados del poligono
desea= ');
    iteracion=0;
    theta=0;
    radio=565;
    tray=zeros(lados,2);

    while(lados>=iteracion
    )

        x=cosd(theta)*radio;

        y=sind(theta)*radio;

        tray(iteracion+1,1)=x;

        tray(iteracion+1,2)=y;

        iteracion=iteracion+1;

```

```

theta=(360/lados)*itera
cion;
    end
end

%OPCIÓN 5 (Ciclos)
if (w==5)

    columna=1;
    fila=1;
    tray=zeros(7,3);

    format long g
    disp('Lista de
Ciclos')
    disp('1. Ciclo
25/305/25')
    disp('2. Ciclo
25/710/25')
    disp('3. Ciclo
250/1130/250')
    disp(' ')

    Op=input('Que
opción desea escoger=
');
    if(Op<=3)

        altura=input('Altura,
desde el origen, del
volumen de trabajo= ');
        if(altura>0)
            altura=-altura;
        end
    end

    % Ciclos 305
    if (Op==1)
        format long g

        tray(fila,columna)=-
305/2;

        columna=columna+1;

```

```

tray(fila,columna)=0;

    columna=columna+1;

    tray(fila,columna)=altu
ra-25;
        columna=1;

    tray(fila+1,columna)=-
305/2;

    columna=columna+1;

    tray(fila+1,columna)=0
;

    columna=columna+1;

    tray(fila+1,columna)=a
ltura;
        columna=1;

    tray(fila+2,columna)=3
05/2;

    columna=columna+1;

    tray(fila+2,columna)=0
;

    columna=columna+1;

    tray(fila+2,columna)=a
ltura;
        columna=1;

    tray(fila+3,columna)=3
05/2;

    columna=columna+1;

```

```
tray(fila+3,columna)=0
;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+3,columna)=a
ltura-25;
```

```
columna=1;
filados=3;
fila=5;
while (fila<=7)
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=1;
fila=fila+1;
```

```
filados=filados-1;
end
```

```
% Ciclos 710
elseif (Op==2)
format long g
```

```
tray(fila,columna)=-
710/2;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=0;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=altu
ra-25;
```

```
columna=1;
```

```
tray(fila+1,columna)=-
710/2;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+1,columna)=0
;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+1,columna)=a
ltura;
```

```
columna=1;
```

```
tray(fila+2,columna)=7
10/2;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+2,columna)=0
;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+2,columna)=a
ltura;
```

```
columna=1;
```

```
tray(fila+3,columna)=7
10/2;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+3,columna)=0
;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila+3,columna)=a
ltura-25;
```

```
columna=1;
```

```
filados=3;
```

```
fila=5;
```

```
while (fila<=7)
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=tray
(filados,columna);
```

```
columna=1;
```

```
fila=fila+1;
```

```
filados=filados-1;
end
```

```
% Ciclos 1130
```

```
elseif (Op==3)
format long g
```

```
tray(fila,columna)=-
1130/2;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=0;
```

```
columna=columna+1;
```

```
tray(fila,columna)=altu
ra-250;
```

```
columna=1;
```

tray(fila+1,columna)=-1130/2;	fila=5;	%Velocidad unitaria
	while (fila<=7)	Vmaxu=1;
columna=columna+1;	tray(fila,columna)=tray(filados,columna);	% Tiempo unitario
tray(fila+1,columna)=0;	columna=columna+1;	Tiempototal=1;
columna=columna+1;	tray(fila,columna)=tray(filados,columna);	% Distancia unitario
tray(fila+1,columna)=altura;	columna=columna+1;	Distanciatotal=1;
columna=1;	tray(fila,columna)=tray(filados,columna);	%Punto de inicio u
tray(fila+2,columna)=1130/2;	columna=1;	offeset en Y
columna=columna+1;	fila=fila+1;	star_y=0;
tray(fila+2,columna)=0;	filados=filados-1;	msgbox('Angulo respecto al eje X y en sentido contrario a las menicillas del reloj',... 'Rotación trayectoria','help');
columna=columna+1;	end	angulo=input('A que angulo (en grados) desea rotar las trayectorias = ');
tray(fila+2,columna)=altura;	% Opción Incorrecta	n=1;
columna=columna+1;	else	%Pasos
tray(fila+2,columna)=altura;	disp('Escoja un número de las opciones presentes')	Pasos=n*100;
columna=1;	sig= input('Desea continuar Y=1/N=0: ');	%Inicio de variable
tray(fila+3,columna)=1130/2;	if sig==1	x=0;
columna=columna+1;	Deltatrayectoria	Pos=0;
tray(fila+3,columna)=0;	else	t=0;
columna=columna+1;	return	v=0;
tray(fila+3,columna)=altura-250;	end	a=0;
	end	j=0;
		T=0;
		i=1;
		b=1;
		Vx=0;
		Vy=0;
		Vz=0;
		Vmag=0;
		Ax=0;
		Ay=0;
		Az=0;
		Amag=0;
columna=1;	elseif (w==1)	if (w==4)
filados=3;	%Comienza el ciclo	ntray=lados;
	ntray=input('Cuantas trayectorias desea calcular = ');	
	disp(' ')	
	end	
	if (w==1 w==4 w==5)	

```

elseif (w==5)
    ntray=fila-2;
end
%creación de la
matriz

matrizm=zeros(ntray*(
Pasos+1),6);

coordenadas=zeros(ntr
ay*(Pasos+1),4);

graficaV=zeros(ntray*(
Pasos+1),4);

graficaA=zeros(ntray*(
Pasos+1),4);
    %Guardad de los
datos primarios en los
vectores
    matrizm(b,1)=x;
    matrizm(b,2)=Pos;
    matrizm(b,3)=t;
    matrizm(b,4)=v;
    matrizm(b,5)=a;
    matrizm(b,6)=j;
    graficaV(b,1)=Vx;
    graficaV(b,2)=Vy;
    graficaV(b,3)=Vz;

graficaV(b,4)=Vmag;
graficaA(b,1)=Ax;
graficaA(b,2)=Ay;
graficaA(b,3)=Az;

graficaA(b,4)=Amag;

while (n<=ntray)
    %Trayectoria a
digital
    disp(' ')
    disp('Trayectoria # ')
    disp(n)
    disp(' ')

```

```

%Porcentaje
Suavizado

%Porcentaje de
suavizado de la
aceleración
    disp('Usar números
de 0 a 100')

Leadin=input('Defina
el porcentaje de
aceleración de la
trayectoria (%)= ');
    Leadin=Leadin/100;
    disp(' ')
    %Porcentaje de
suavizado de la
desaceleración
(recordar que es el
inverso
    %del porcentaje
real)
    Leadout=(1-Leadin);
    %velocidad maxima
en mm/s
    Vmax=input('Defina
la velocidad máxima
que alcanza en la
trayectoria (mm/s)= ');
    %Constantes
    K0=0;
    C2=(Distanciatotal-
K0)/(1+Leadout-
Leadin);
    K2=(C2*(Leadout-
Leadin))+K0;
    C0=C2;
    K1=K0-
(Leadin*C2);
    C1=2*C2;

if
(n==1&&angulo==0)

    if(w==1)

```

```

%Definir las
coordenadas iniciales,
en el espacio, del
efector.

Xinicial=input('Defina
la coordenanda en X
inicial= ');

Yinicial=input('Defina
la coordenanda en Y
inicial= ');

Zinicial=input('Defina
la coordenanda en Z
inicial= ');
    disp(' ')
    %Definir las
coordenadas finales, en
el espacio, del efector.

Xfinal=input('Defina la
coordenanda en X
final= ');

Yfinal=input('Defina la
coordenanda en Y
final= ');

Zfinal=input('Defina la
coordenanda en Z
final= ');
    disp(' ')
    else
        %Definir las
coordenadas iniciales,
en el espacio, del
efector.

Xinicial=tray(n,1);

Yinicial=tray(n,2);
    if(w==4)

Zinicial=input('Defina

```

la altura (Z) desde el
origen del poligono= ');
elseif (w==5)

Zinicial=tray(n,3);
end
disp(' ')
%Definir las
coordenadas finales, en
el espacio, del efector.

Xfinal=tray(n+1,1);

Yfinal=tray(n+1,2);
if(w==4)

Zfinal=Zinicial;
else

Zfinal=tray(n+1,3);
end
disp(' ')
end
elseif
(n==1&&angulo~=0)

if (w==1)
%Definir las
coordenadas iniciales,
en el espacio, del
efector.

Xinicial=input('Defina
la coordenada en X
inicial= ');

Yinicial=input('Defina
la coordenada en Y
inicial= ');

Zinicial=input('Defina
la coordenada en Z
inicial= ');
disp(' ')

%Definir las
coordenadas finales, en
el espacio, del efector.

Xfinal=input('Defina la
coordenada en X
final= ');

Yfinal=input('Defina la
coordenada en Y
final= ');

Zfinal=input('Defina la
coordenada en Z
final= ');
disp(' ')
else

%Definir las
coordenadas iniciales,
en el espacio, del
efector.

Xinicial=tray(n,1);

Yinicial=tray(n,2);

if(w==4)

Zinicial=input('Defina
la altura (Z) desde el
origen del poligono= ');
else

Zinicial=tray(n,3);
end
disp(' ')

%Definir las
coordenadas finales, en
el espacio, del efector.

Xfinal=tray(n+1,1);

Yfinal=tray(n+1,2);

if(w==4)

Zfinal=Zinicial;
else

Zfinal=tray(n+1,3);
end
disp(' ')
end

%Magnitud de las
coordenadas X y Y en
el espacio

magInicial=sqrt((Xinicial^2)+(Yinicial^2));

magFinal=sqrt((Xfinal^2)+(Yfinal^2));

if
((Xinicial>=0&&Yinicial>0)||
(Xinicial>0&&Yinicial==0))

%Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xinicial=magInicial*cos(angulo);

Yinicial=magInicial*sin(angulo);
elseif

((Xinicial<0&&Yinicial<0)||
(Xinicial<0&&Yinicial==0))

%Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xinicial=magInicial*cos(angulo+180);

Yinicial=magInicial*sin(angulo+180);

```

elseif
(Xinicial>0&&Yinicial
<0)
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xinicial=magInicial*cosd
sd(angulo);

Yinicial=magInicial*si
nd(angulo+180);
elseif
(Xinicial<0&&Yinicial
>0)
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xinicial=magInicial*cosd
sd(angulo+180);

Yinicial=magInicial*si
nd(angulo);
else
    return
end

disp([' Xinicial: '
sprintf('%3.5f',Xinicial)
...
' Yinicial: '
sprintf('%3.5f'
,Yinicial)...
' Zinicial: '
sprintf('%3.5f' ,
Zinicial)]);
disp(' ')

if
((Xfinal>0&&Yfinal>0
)||((Xfinal>0&&Yfinal=
=0))
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo

```

```

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo);

Yfinal=magFinal*sind(
angulo);
elseif
((Xfinal<0&&Yfinal<0
)||((Xfinal<0&&Yfinal=
=0))
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo+180);

Yfinal=magFinal*sind(
angulo+180);
elseif
(Xfinal>0&&Yfinal<0)
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo);

Yfinal=magFinal*sind(
angulo+180);
elseif
(Xfinal<0&&Yfinal>0)
    %Conversión
de coordenadas según
el ángulo
Xfinal=-
magFinal*cosd(angulo
+180);

Yfinal=magFinal*sind(
angulo);
else
    return
end

```

```

%Para calcular
trayectorias despues de
la primera linea

disp([' Xfinal: '
sprintf('%3.5f',Xfinal)..
.
' Yfinal: '
sprintf('%3.5f'
,Yfinal)...
' Zfinal: '
sprintf('%3.5f' ,
Zfinal)]);
disp(' ')

elseif
(n>=1&&angulo==0)

disp([' Xinicial: '
sprintf('%3.5f',Xinicial)
...
' Yinicial: '
sprintf('%3.5f'
,Yinicial)...
' Zinicial: '
sprintf('%3.5f' ,
Zinicial)]);
disp(' ')

if(w==1)
    %Definir las
coordenadas finales, en
el espacio, del efector.

Xfinal=input('Defina la
coordenanda en X
final= ');

Yfinal=input('Defina la
coordenanda en Y
final= ');

Zfinal=input('Defina la
coordenanda en Z
final= ');
disp(' ')

```

```

else
    %Definir las
    coordenadas finales, en
    el espacio, del efector.

```

```

Xfinal=tray(n+1,1);

```

```

Yfinal=tray(n+1,2);
    if(w==4)

```

```

Zfinal=Zinicial;
    else

```

```

Zfinal=tray(n+1,3);
    end
    disp(' ')
end

```

```

elseif
(n>=1&&angulo~=0)

```

```

    disp ([ ' Xinicial: '
sprintf('%3.5f',Xinicial)
...

```

```

    ' Yinicial: '

```

```

sprintf('%3.5f'
,Yinicial)...

```

```

    ' Zinicial: '

```

```

sprintf('%3.5f' ,
Zinicial));

```

```

    disp(' ')

```

```

    if (w==1)

```

```

        %Definir las
        coordenadas finales, en
        el espacio, del efector.

```

```

Xfinal=input('Defina la
coordenanda en X
final= ');

```

```

Yfinal=input('Defina la
coordenanda en Y
final= ');

```

```

Zfinal=input('Defina la

```

```

coordenanda en Z

```

```

final= ');

```

```

    disp(' ')

```

```

    else

```

```

        %Definir las
        coordenadas finales, en
        el espacio, del efector.

```

```

Xfinal=tray(n+1,1);

```

```

Yfinal=tray(n+1,2);
    if(w==4)

```

```

Zfinal=Zinicial;
    else

```

```

Zfinal=tray(n+1,3);
    end
    disp(' ')
end

```

```

    %Magnitud de las
    coordenadas X y Y en
    el espacio

```

```

magFinal=sqrt((Xfinal^
2)+(Yfinal^2));

```

```

    if
((Xfinal>0&&Yfinal>0
)||(Xfinal>0&&Yfinal=
=0))

```

```

        %Conversión
        de coordenadas según
        el ángulo

```

```

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo);

```

```

Yfinal=magFinal*sind(
angulo);

```

```

    elseif
((Xfinal<0&&Yfinal<0
)||(Xfinal<0&&Yfinal=
=0))

```

```

        %Conversión
        de coordenadas según
        el ángulo

```

```

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo+180);

```

```

Yfinal=magFinal*sind(
angulo+180);

```

```

    elseif
(Xfinal>0&&Yfinal<0)
        %Conversión
        de coordenadas según
        el ángulo

```

```

Xfinal=magFinal*cosd
(angulo);

```

```

Yfinal=magFinal*sind(
angulo+180);

```

```

    elseif
(Xfinal<0&&Yfinal>0)
        %Conversión
        de coordenadas según
        el ángulo

```

```

        Xfinal=-
magFinal*cosd(angulo
+180);

```

```

Yfinal=magFinal*sind(
angulo);

```

```

    else
        return
    end
    disp ([ ' Xfinal: '
sprintf('%3.5f',Xfinal)..
.

```

```

    ' Yfinal: '

```

```

sprintf('%3.5f'
,Yfinal)...

```

```

    ' Zfinal: '
sprintf('%3.5f' ,
Zfinal));

```

```

    disp(' ')

```

```

else

```

```

disp(' ')
disp('Ha
introducido un valor
que no se puede
reconocer. Vuelva a
introducir el valor')
disp(' ')
return
end

while
(x<=Distanciatotal+0.0
00001);
    % Definición de la
variables Pos
    if (x<Leadin)
        Pos=star_y+(x-
((Leadin/pi)*sin(pi*x/L
eadin)))*C0+K0;
    elseif
(x>Leadin&& x<Leado
ut)

Pos=star_y+(C1*x)+K
1;
    else
        Pos=star_y+(x-
((1-
Leadout)/pi)*sin(pi+(pi
*(x-Leadout))/(1-
Leadout))))*C2+K2;
    end

    b=i+((Pasos+1)*(n-
1));
    %Guardad de los
datos primarios en los
vectores
    matrizm(b,1)=x;
    matrizm(b,2)=Pos;
    matrizm(b,3)=t;

    %Tiempo del paso
    X= (Pos*(Xfinal-
Xinicial))+Xinicial;

    Y= (Pos*(Yfinal-
Yinicial))+Yinicial;
    Z= (Pos*(Zfinal-
Zinicial))+Zinicial;
    T= t*((sqrt((Xfinal-
Xinicial)^2+(Yfinal-
Yinicial)^2+(Zfinal-
Zinicial)^2))/Vmax);
    t=
t+(Tiempototal/(Pasos
));

    if i>1
        %Velocidad en el
paso i
        v=
Vmaxu*((matrizm(b,2)
-matrizm(b-
1,2))/(matrizm(b,3)-
matrizm(b-1,3)));
        %Aceleración en
el paso i
        a= Vmaxu*((v-
matrizm(b-
1,4))/(matrizm(b,3)-
matrizm(b-1,3)));
        %Jerk en el paso i
        j= Vmaxu*((a-
matrizm(b-
1,5))/(matrizm(b,3)-
matrizm(b-1,3)));
        end

        if n==1
            %Guardad de los
datos secundarios
(derivadas) en los
vectores
            matrizm(b,4)=v;
            matrizm(b,5)=a;
            matrizm(b,6)=j;

            coordenadas(b,1)=X;
            coordenadas(b,2)=Y;

            coordenadas(b,3)=Z;

            coordenadas(b,4)=T;

            else

            T=(coordenadas((Pasos
+1)*(n-1),4))+ T;
            %Guardad de los
datos secundarios
(derivadas) en los
vectores
            matrizm(b,4)=v;
            matrizm(b,5)=a;
            matrizm(b,6)=j;

            coordenadas(b,1)=X;
            coordenadas(b,2)=Y;
            coordenadas(b,3)=Z;
            coordenadas(b,4)=T;

            end

            %Movimiento de la
matriz
            i=i+1;
            %Incremento del
paso
            x=x+(1/Pasos);

            end

            %Cambio de
coordenadas para la
siguiente iteración
            Xinicial=Xfinal;
            Yinicial=Yfinal;
            Zinicial=Zfinal;

            %Inicio de variable
            x=0;
            Pos=0;
            t=0;

```

v=0;	adas(l,1)-	graficaA(l,3)=(grafica
a=0;	coordenadas(l-	V(l,3)-graficaV(l-
j=0;	1,1))/(coordenadas(l,4)	1,3))/(coordenadas(l,4)
i=1;	-coordenadas(l-1,4));	-coordenadas(l-1,4));
% disp(coordenadas)		
%Incremento de	graficaV(l,2)=(coorden	graficaA(l,4)=sqrt(((gra
trayectoria	adas(l,2)-	ficaA(l,1))^2)+((grafic
n=n+1;	coordenadas(l-	aA(l,2))^2)+((graficaA
end	1,2))/(coordenadas(l,4)	(l,3))^2))/1000;
	-coordenadas(l-1,4));	end
%Comparación para		if
borrar filas con igual	graficaV(l,3)=(coorden	(coordenadas(l,4)==co
valor	adas(l,3)-	ordenadas(l+1,4))&&(l
l=1;	coordenadas(l-	>0)
while	1,3))/(coordenadas(l,4)	
(length(coordenadas)>l	-coordenadas(l-1,4));	coordenadas(l,:)=[];
)		end
if l==1	graficaV(l,4)=sqrt(((gra	l=l+1;
graficaV(l,1)=Vx;	ficaV(l,1))^2)+((grafic	end
graficaV(l,2)=Vy;	aV(l,2))^2)+((graficaV	
graficaV(l,3)=Vz;	(l,3))^2))/1000;	%Graficas de
	%Aceleración	velocidad y aceleración
graficaV(l,4)=Vmag;	Absoluta en el paso i	de las trayectorias
graficaA(l,1)=Ax;		figure(1)
graficaA(l,2)=Ay;	graficaA(l,1)=(grafica	
graficaA(l,3)=Az;	V(l,1)-graficaV(l-	r1=plot((coordenadas(1
	1,1))/(coordenadas(l,4)	:b,4)),(graficaV(1:b,4))
graficaA(l,4)=Amag;	-coordenadas(l-1,4));	);
		figure(2)
elseif l~=1	graficaA(l,2)=(grafica	
%Velocidad	V(l,2)-graficaV(l-	r2=plot((coordenadas(1
Absoluta en el paso i	1,2))/(coordenadas(l,4)	:b,4)),(graficaA(1:b,4))
	-coordenadas(l-1,4));	);
graficaV(l,1)=(coorden		

7.6 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA

En este anexo, se explicaran las gráficas y las tablas desarrolladas en el proceso de convergencia aplicado en cada una de los cuatro cuerpos rígidos, la manera en la que se organizó la información y el análisis que se desarrolló con este. En los análisis de convergencia se establecieron uno, dos o tres puntos de estudio, para observar el comportamiento del esfuerzo y dicha cantidad de puntos se estableció según la importancia del componente y su tamaño. Como se dijo en el capítulo cuatro, la disminución de la malla fue de a 5% en el tamaño de malla para cada iteración.

Las tablas se presentan por cada elemento del cuerpo rígido, donde en la parte superior está descrito el material del elemento, y sigue el nombre del elemento con el indicador del punto de estudio.

Estas columnas de los puntos de estudio tienen las casillas del esfuerzo máximo y enseguida el campo para analizar el error aproximado. Las tablas también presentan el tamaño de malla y el respectivo número de elementos que se creó correspondiente a dicho tamaño. La última iteración de cada uno de las tablas de resultado de los elementos, contiene los valores de tamaño de malla con la que se trabajó en los modelos de enmallado final y con la cual se obtuvieron los resultados de cada uno de los cuatro análisis de elementos finitos. Siendo para el cuerpo rígido de la placa superior, la última iteración del primer paso y para los otros tres cuerpos rígidos, la última iteración del segundo paso.

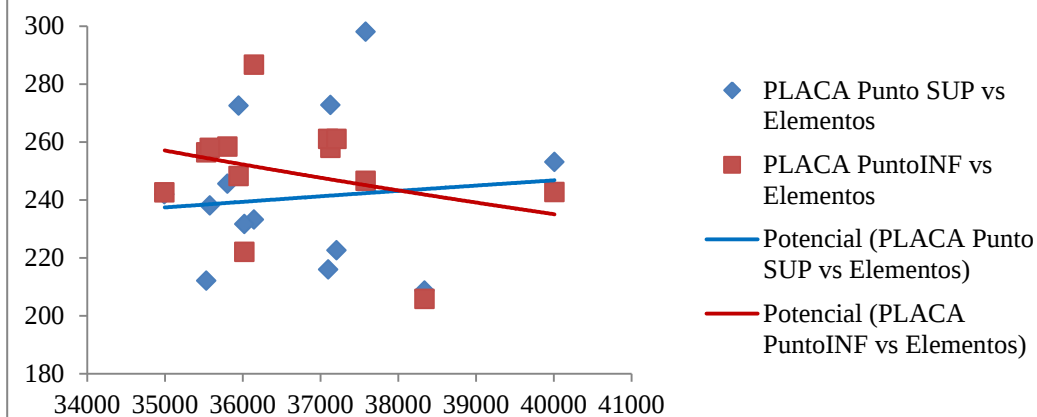
El proceso de análisis que se llevó a cabo en la “Placa Superior”, solo fue llevado hasta la primera iteración del segundo paso, debido a que el modelo exigía demasiado tiempo y recursos debido a la complejidad provocada por la cantidad de análisis de contactos a la que estaba sometido por causa de la cantidad de sistemas roscados que lo conforman y también la cantidad de elementos que fueron creados de manera general para cada uno de sus subcomponentes, tanto por el tamaño, como por la utilización del método de simetría cíclica.

7.6.1 CUERPO RÍGIDO: PLACA SUPERIOR

7.6.1.1 Placa

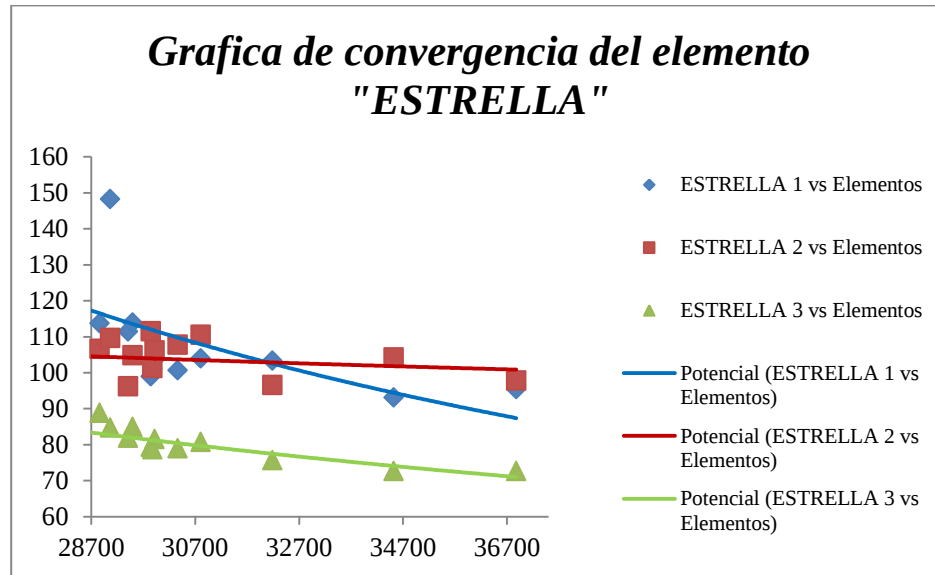
ITERACION	Material: Acero 4340		Elemento: PLACA TOP.SUP		Elemento: PLACA TOP.INF	
	TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox.	Esf. (MPa)	% Error Aprox.
1	12,8	37583	298,02	--	246,537	--
2	12,16	38340	208,67	30%	205,741	17%
3	11,52	36147	233,161	12%	286,621	39%
4	10,88	34995	241,867	4%	242,607	15%
5	10,24	35803	245,525	2%	258,361	6%
6	9,6	35531	212,02	14%	256,335	1%
7	8,96	36021	231,576	9%	221,987	13%
8	8,32	37129	272,681	18%	257,892	16%
9	7,68	35947	272,495	0%	248,248	4%
10	7,04	35579	238,019	13%	257,9	4%
11	6,4	37101	215,899	9%	261,063	1%
12	5,76	37207	222,559	3%	261,016	0%
13	5,12	40011	253,03	14%	242,643	7%

Grafica de convergencia del elemento PLACA



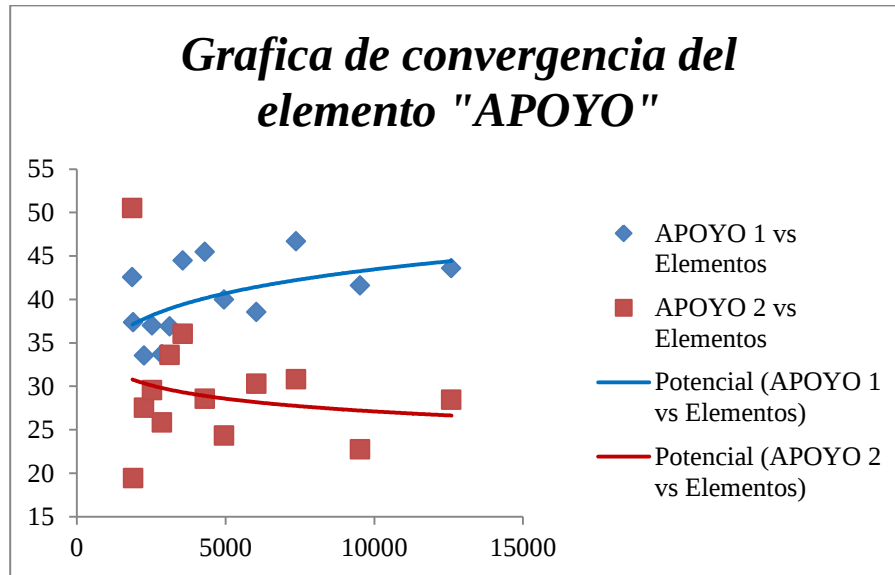
7.6.1.2 Estrella

Material: ACERO 4340		Elemento: ESTRELLA 1		Elemento: ESTRELLA 2		Elemento: ESTRELLA 3	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
10,3	28860	113,724	--	106,599	--	88,796	--
9,78	28005	138,402	22%	95,457	10%	80,749	9%
9,27	29063	148,21	7%	109,691	15%	84,715	5%
8,75	29413	111,419	25%	96,247	12%	81,879	3%
8,24	29500	113,943	2%	104,868	9%	84,912	4%
7,72	29922	103,627	9%	106,199	1%	81,576	4%
7,21	29846	98,984	4%	111,5	5%	79,405	3%
6,69	29878	101,057	2%	101,264	9%	78,702	1%
6,18	30363	101	0%	107,738	6%	79,004	0%
5,66	30809	103,914	3%	110,522	3%	80,777	2%
5,15	32189	103,32	1%	96,579	13%	75,701	6%
4,63	34520	93,121	10%	104,188	8%	72,612	4%
4,12	36880	95,444	2%	97,838	6%	72,643	0%



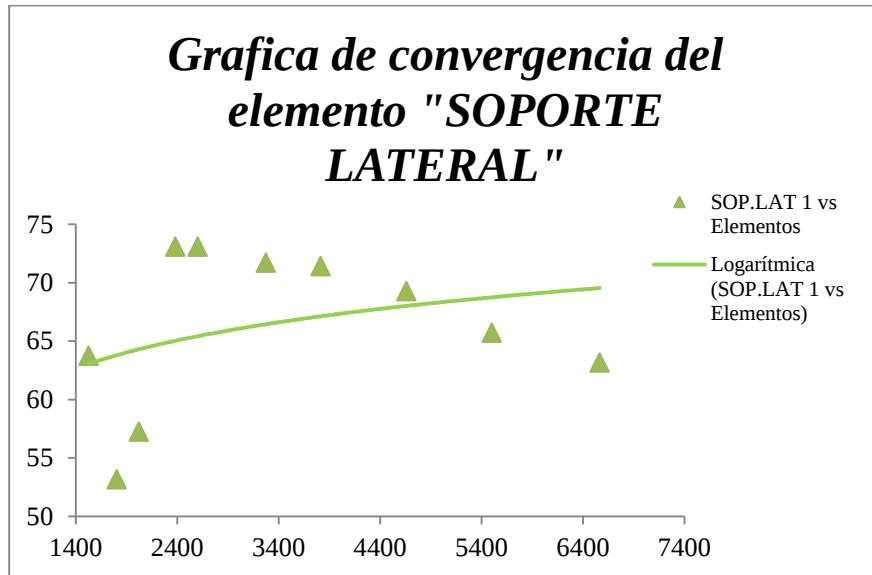
7.6.1.3 APOYO

Material: Acero 4340		Elemento: APOYO1		Elemento: APOYO 2	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
7,12	1866	42,543	--	50,51	--
6,76	1896	37,378	12%	19,434	62%
6,4	2258	33,524	10%	27,524	42%
6,05	2526	37,005	10%	29,566	7%
5,69	2862	33,691	9%	25,829	13%
5,34	3121	36,884	9%	33,614	30%
4,98	3566	44,474	21%	36,052	7%
4,62	4309	45,484	2%	28,558	21%
4,27	4950	39,978	12%	24,346	15%
3,91	6034	38,551	4%	30,288	24%
3,56	7371	46,699	21%	30,808	2%
3,2	9530	41,586	11%	22,729	26%
2,84	12597	43,578	5%	28,458	25%



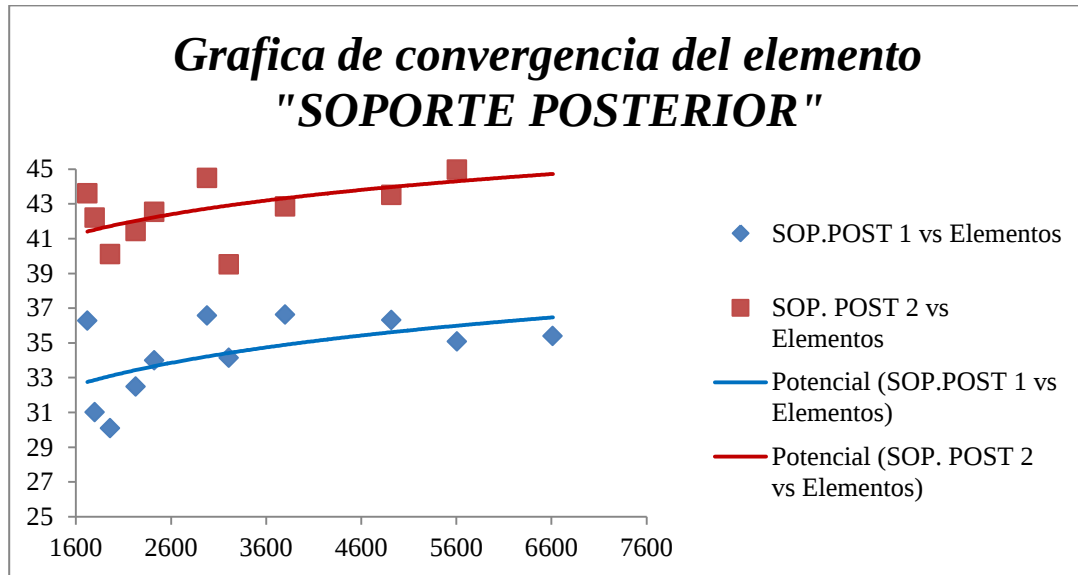
7.6.1.4 Soporte Lateral

Material: Acero 4340		Elemento: SOP.LAT.1	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox.
3,9	1525	63,738	--
3,7	1805	53,158	17%
3,51	2022	57,247	8%
3,31	2382	73,063	28%
3,12	2604	73,071	0%
2,92	3273	71,7	2%
2,73	3815	71,407	0%
2,53	4660	69,263	3%
2,34	5501	65,719	5%
2,14	6565	63,167	4%



7.6.1.5 Soporte Posterior

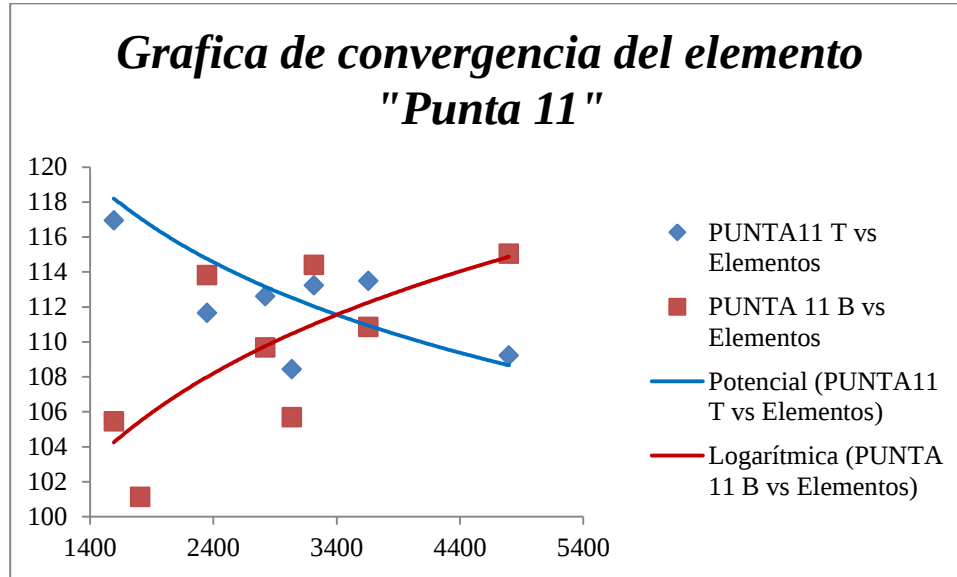
Material: Acero 4340		Elemento: SOP.POST.1		Elemento: SOP.POST.2	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox.	Esf. (MPa)	% Error Aprox.
5,38	1721	36,283	--	43,598	--
5,11	1800	31,007	15%	42,208	3%
4,84	1962	30,087	3%	40,109	5%
4,57	2229	32,484	8%	41,427	3%
4,3	2425	33,99	5%	42,527	3%
4,03	2979	36,577	8%	44,494	5%
3,76	3209	34,135	7%	39,521	11%
3,49	3802	36,629	7%	42,844	8%
3,22	4919	36,315	1%	43,503	2%
2,95	5609	35,074	3%	44,97	3%
2,69	6615	35,386	1%	45,98	2%



7.6.2 CUERPO RÍGIDO: BRAZOM1

7.6.2.1 Punta 11

ITERACIÓN	Material: Acero 2510		Elemento: PUNTA 11 T		Elemento: PUNTA11 B	
	TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
1	3,36	1593	116,937	--	105,451	--
2	3,19	1806	122,052	4%	101,133	4%
3	3,02	2348	111,646	9%	113,822	13%
4	2,85	2820	112,607	1%	109,671	4%
5	2,68	3036	108,423	4%	105,687	4%
6	2,52	3215	113,236	4%	114,404	8%
7	2,35	3656	113,493	0%	110,851	3%
8	2,18	4797	109,226	4%	115,043	4%

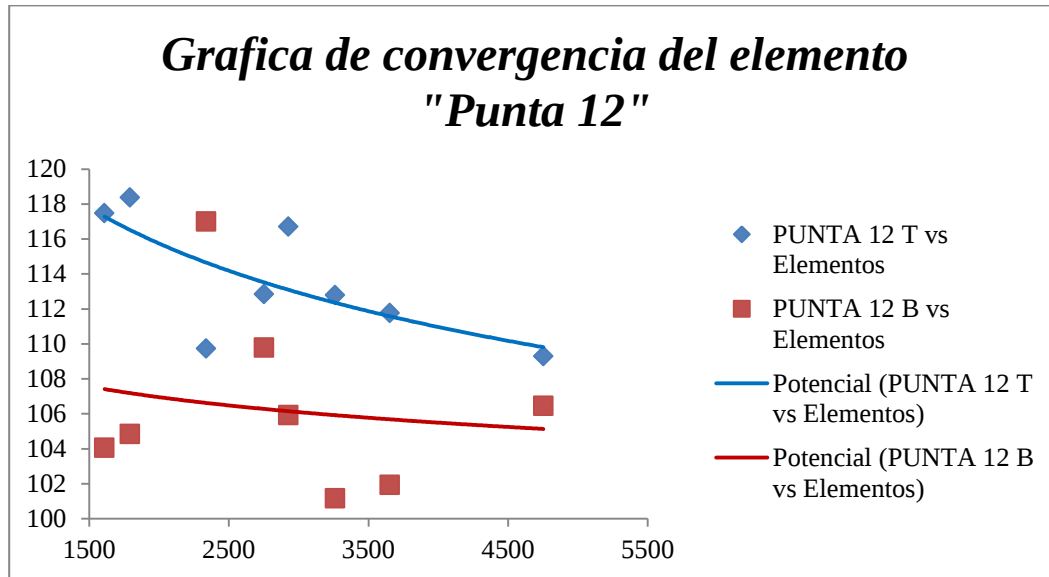


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

ITERACIÓN	PIEZA: Puntas				Elemento: PUNTA 11 T		Elemento: PUNTA11 B	
	ZONAAGARRE	EJEPUNTA	CUELLO	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
1	1,962	1,962	1,962	2769	115,943	--	105,127	--
2	1,86	1,86	1,86	2935	120,053	4%	103,133	2%
3	1,76	1,76	1,76	3091	119,971	0%	101,581	2%

7.6.2.2 Punta 12

Material: Acero 2510		Elemento: PUNTA 12 T		Elemento: PUNTA12 B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,36	1609	117,474	--	104,06	--
3,19	1791	118,377	1%	104,851	1%
3,02	2338	109,733	7%	117,005	12%
2,85	2753	112,846	3%	109,785	6%
2,68	2927	116,715	3%	105,932	4%
2,52	3260	112,795	3%	101,167	4%
2,35	3654	111,773	1%	101,926	1%
2,18	4752	109,288	2%	106,46	4%

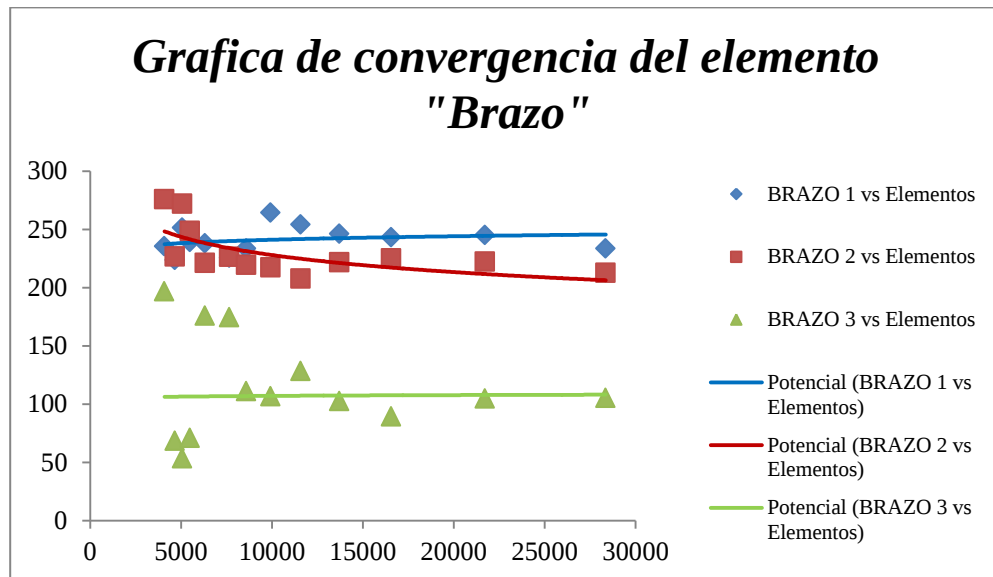


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 12"

Nº. Elementos	Elemento: PUNTA 12 T		Elemento: PUNTA12 B	
	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
2821	115,391	--	106,449	--
2990	116,865	1%	103,582	3%
3177	119,235	2%	101,472	2%

7.6.2.3 Brazo

Material: Aluminio 7075_T6		Elemento: BRAZO 1		Elemento: BRAZO 2		Elemento: BRAZO 3	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
10,1	4083	235,616	--	275,909	--	196,744	--
9,59	4659	223,657	5%	226,752	18%	68,591	65%
9,09	5062	251,375	12%	271,92	20%	53,428	22%
8,58	5476	238,947	5%	248,791	9%	70,938	33%
8,08	6309	237,933	0%	221,361	11%	175,931	148%
7,57	7645	225,59	5%	226,4	2%	174,661	1%
7,07	8588	233,523	4%	219,54	3%	110,967	36%
6,56	9917	264,297	13%	217,318	1%	106,772	4%
6,06	11574	254,122	4%	207,864	4%	128,33	20%
5,55	13712	246,153	3%	221,768	7%	102,481	20%
5,05	16558	243,296	1%	225,053	1%	89,479	13%
4,54	21713	245,169	1%	222,391	1%	104,81	17%
4,04	28355	233,5	5%	212,682	4%	105,456	1%

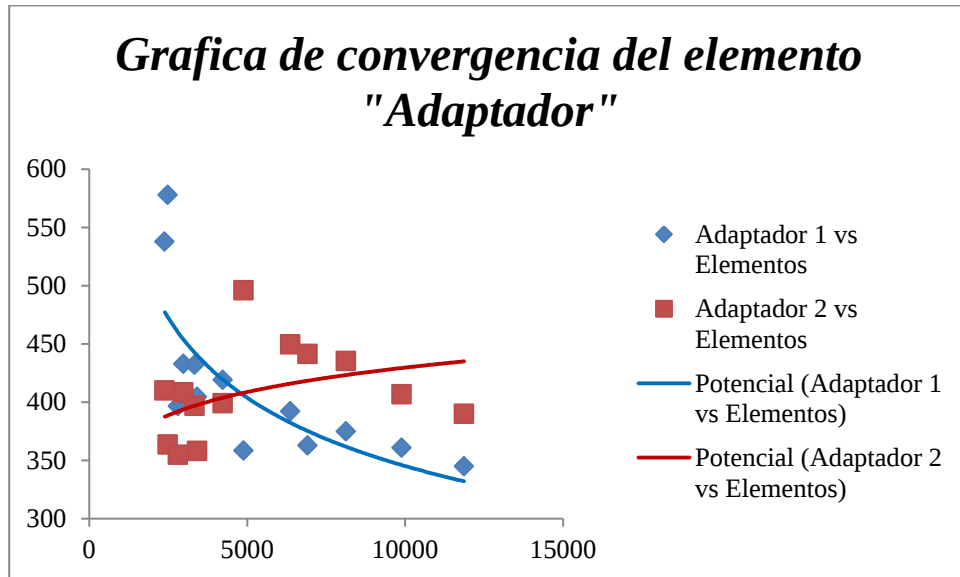


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

PIEZA: BRAZO					Elemento: BRAZO 1		Elemento: BRAZO 2		Elemento: BRAZO 3	
CIL.ADAPT.	CIL.PIN	Cil.Puntas	Borde Puntas	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,434	3,434	3,434	3,8	28056	238,12	--	285,14	--	646,843	--
3,26	3,26	3,26	3,61	28248	250,926	5%	261,245	8%	617,304	5%
3,09	3,09	3,09	3,42	28629	248,633	1%	264,711	1%	652,479	6%

7.6.2.4 Adaptador

Material: Acero 4140		Elemento: Adaptador 1		Elemento: Adaptador 2	
TAMAÑO (mm)	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
6,36	2388	537,761	--	410,023	--
6,04	2486	577,74	7%	363,609	11%
5,72	2808	396,478	31%	354,679	2%
5,4	2987	432,876	9%	408,46	15%
5,08	3341	432,085	0%	396,717	3%
4,77	3418	404,559	6%	358,192	10%
4,45	4226	419,125	4%	398,894	11%
4,13	4887	358,408	14%	495,999	24%
3,81	6369	392,181	9%	449,59	9%
3,49	6916	362,901	7%	441,314	2%
3,18	8129	374,86	3%	435,236	1%
2,86	9884	360,828	4%	406,753	7%
2,54	11863	344,941	4%	390,053	4%

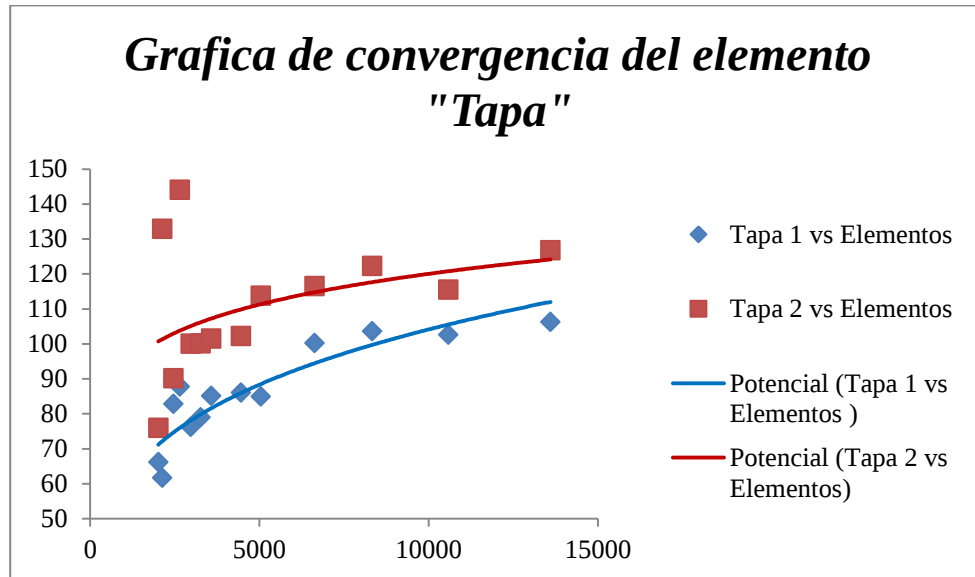


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

PIEZA: ADAPTADOR						Elemento: Adaptador 1		Elemento: Adaptador 2	
Redondeo	Inclinación	Cil.Pin.Adap.	Cil. Perno.Adap	EJE	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
2,159	1,88	2,159	2,286	2,286	12542	419,674	--	654,324	--
2,05	1,78	2,05	2,17	2,17	14567	424,57	1%	667,271	2%
1,94	1,69	1,94	2,05	2,05	15873	429,317	1%	663,997	0%

7.6.2.5 Tapa

Material: Acero 4140		Elemento: Tapa 1		Elemento: Tapa 2	
TAMAÑO (mm)	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
5,96	2015	66,145	--	75,97	--
5,66	2134	61,637	7%	132,875	75%
5,36	2461	82,832	34%	90,155	32%
5,06	2651	87,784	6%	144,076	60%
4,76	2972	76,2	13%	99,998	31%
4,47	3269	79,009	4%	100,099	0%
4,17	3578	85,111	8%	101,529	1%
3,87	4461	86,07	1%	102,27	1%
3,57	5046	84,91	1%	113,791	11%
3,27	6633	100,233	18%	116,548	2%
2,98	8334	103,564	3%	122,316	5%
2,68	10585	102,558	1%	115,46	6%
2,38	13603	106,274	4%	126,727	10%



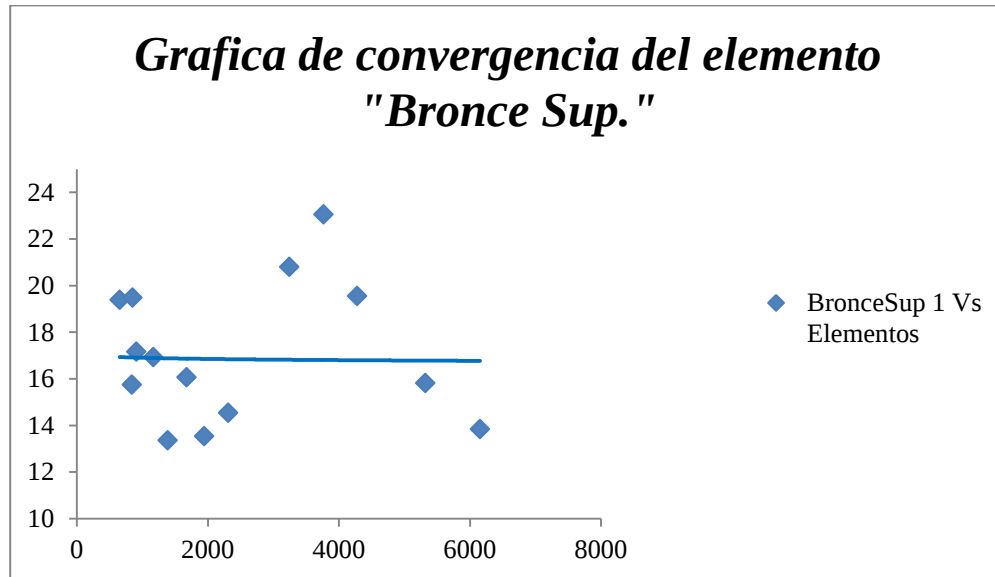
Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

PIEZA:TAPA				Elemento: Tapa 1		Elemento: Tapa 2	
CILPINTAPA	CAB.M6	VAS.M6	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
2,023	2,142	1,2	14837	91,576	--	155,801	--
1,92	2,03	1,14	22405	94,943	4%	157,339	1%
1,82	1,92	1,08	25328	91,296	4%	158,687	1%

7.6.3 CUERPO RÍGIDO: PARALEL32

7.6.3.1 Bronce superior:

ITERACIÓN	Material: Bronce SAE 65		Elemento: BronceSup 1	
	TAMAÑO (mm)	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox
1	3,03	655	19,391	--
2	2,87	839	15,749	19%
3	2,72	850	19,484	24%
4	2,57	911	17,167	12%
5	2,42	1167	16,934	1%
6	2,27	1389	13,354	21%
7	2,12	1675	16,063	20%
8	1,96	1943	13,53	16%
9	1,81	2313	14,533	7%
10	1,66	3243	20,795	43%
11	1,51	3766	23,057	11%
12	1,36	4280	19,549	15%
13	1,21	5323	15,821	19%
14	1,06	6156	13,837	13%

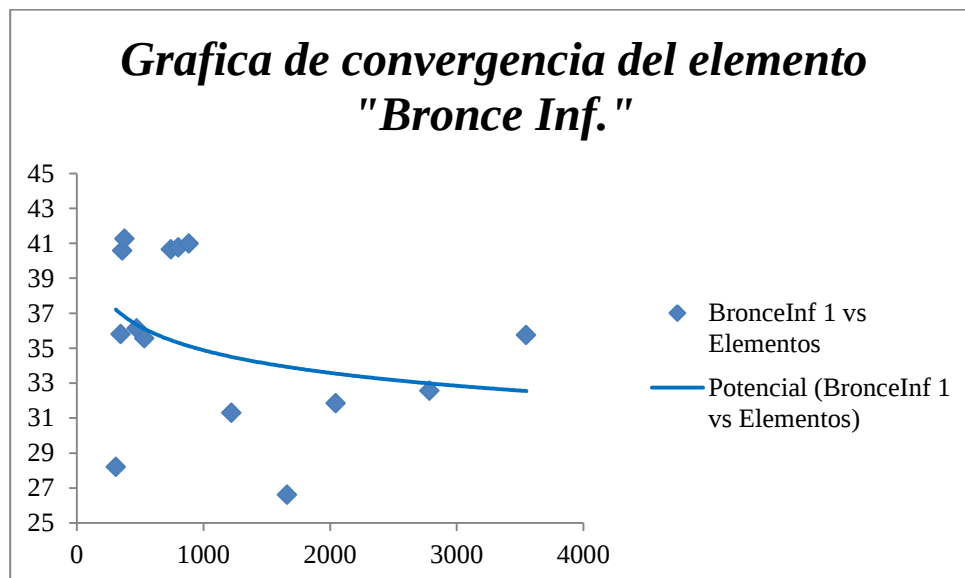


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

Iteración	CurvaBronce	Circunferencia	Nº Elementos	Esf. (MPa) Elemento: Bronce sup	% Error aprox
1	0,95	0,95	8160	14,399	--
2	0,90	0,90	8088	14,174	2%
3	0,85	0,85	9376	15,801	11%
4	0,80	0,80	10282	16,175	2%
5	0,76	0,76	10428	15,476	4%
6	0,71	0,71	12236	18,550	20%
7	0,66	0,66	13760	17,18	7%
8	0,61	0,61	14897	16,214	6%

7.6.3.2 Bronce Inferior

Material: BRONCE SAE 65		Elemento: BronceINF 1	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,03	308	28,203	--
2,87	358	40,564	44%
2,72	377	41,248	2%
2,57	347	35,785	13%
2,42	473	36,116	1%
2,27	533	35,564	2%
2,12	743	40,641	14%
1,96	801	40,753	0%
1,81	886	40,979	1%
1,66	1221	31,297	24%
1,51	1660	26,606	15%
1,36	2046	31,842	20%
1,21	2785	32,551	2%
1,06	3550	35,743	10%

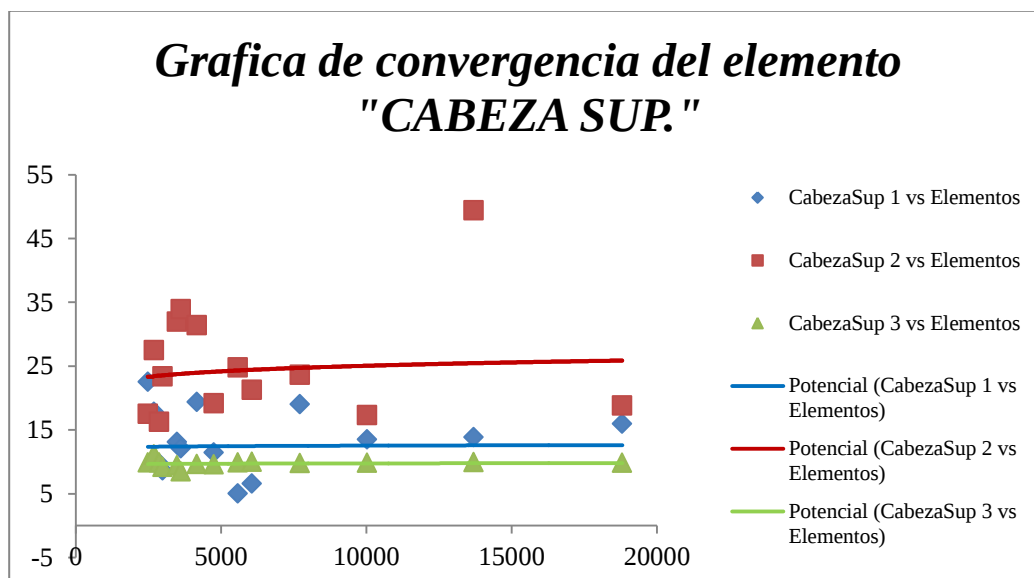


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Bronce Sup"

Nº Elementos	Esf. (MPa) Elemento: Bronce inf	% Error aprox
7224	40,257	--
7958	25,862	36%
8912	25,916	0%
9390	27,663	7%
10215	24,786	10%
12288	45,569	84%
13274	36,228	20%
14603	37,778	4%

7.6.3.3 Cabeza Superior

Material: Acero 2510		Elemento: CabezaSup 1		Elemento: CabezaSup 2		Elemento: CabezaSup 3	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
5,71	2478	22,528	--	17,489	--	9,863	--
5,42	2689	17,794	21%	27,46	57%	11,117	13%
5,13	2864	9,724	45%	16,218	41%	9,89	11%
4,85	2986	8,617	11%	23,366	44%	9,182	7%
4,56	3482	13,056	52%	31,914	37%	9,436	3%
4,28	3616	12,078	7%	33,893	6%	8,439	11%
3,99	4169	19,332	60%	31,36	7%	9,593	14%
3,71	4744	11,411	41%	19,123	39%	9,541	1%
3,42	5571	4,984	56%	24,787	30%	9,857	3%
3,14	6060	6,571	32%	21,235	14%	9,951	1%
2,85	7715	19,011	189%	23,613	11%	9,744	2%
2,56	10026	13,456	29%	17,308	27%	9,816	1%
2,28	13694	13,808	3%	49,41	185%	9,927	1%
1,99	18807	15,934	15%	18,807	62%	9,807	1%

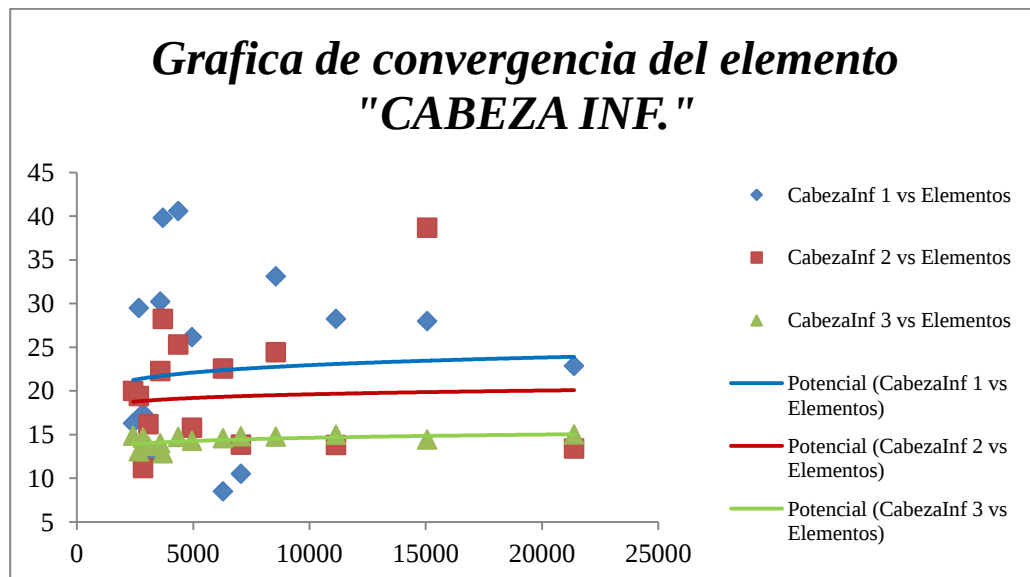


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

Agujero barra	AgujeroPin	Redondeo	Cilindro Bronce	Fondo Bronce	N° Elementos	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 1	% Error aprox	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 2	% Error aprox	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 3	% Error aprox
1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	18321	1,495	--	23,806	--	10,048	--
1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	18575	7,753	419%	7,303	69%	9,783	3%
1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	18997	15,084	95%	35,431	385%	10,036	1%
1,52	1,52	1,52	1,52	1,52	19816	19,259	28%	17,96	49%	10,149	
1,43	1,43	1,43	1,43	1,43	20032	10,891	43%	19,469	8%	10,170	0%
1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	21076	13,058	20%	14,236	27%	10,203	0%
1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	21916	6,219	52%	3,922	72%	10,218	0%
1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	23189	5,472	12%	18,282	366%	10,09	1%

7.6.3.4 Cabeza Inferior

Material: Acero 2510		Elemento: CabezaInf 1		Elemento: CabezaInf 2		Elemento: CabezaInf 3	
TAMAÑO (mm)	N°. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
5,71	2422	16,315	--	19,997	--	14,867	--
5,42	2669	29,483	81%	19,424	3%	13,093	12%
5,13	2845	17,38	41%	11,17	42%	14,661	12%
4,85	3082	12,536	28%	16,181	45%	13,714	6%
4,56	3589	30,227	141%	22,26	38%	13,985	2%
4,28	3707	39,814	32%	28,222	27%	12,866	8%
3,99	4358	40,563	2%	25,303	10%	14,712	14%
3,71	4953	26,164	35%	15,79	38%	14,266	3%
3,42	6291	8,498	68%	22,55	43%	14,588	2%
3,14	7059	10,502	24%	13,836	39%	14,792	1%
2,85	8563	33,091	215%	24,409	76%	14,773	0%
2,56	11150	28,243	15%	13,822	43%	14,996	2%
2,28	15065	27,996	1%	38,665	180%	14,426	4%
1,99	21382	22,852	18%	13,404	65%	15,004	4%

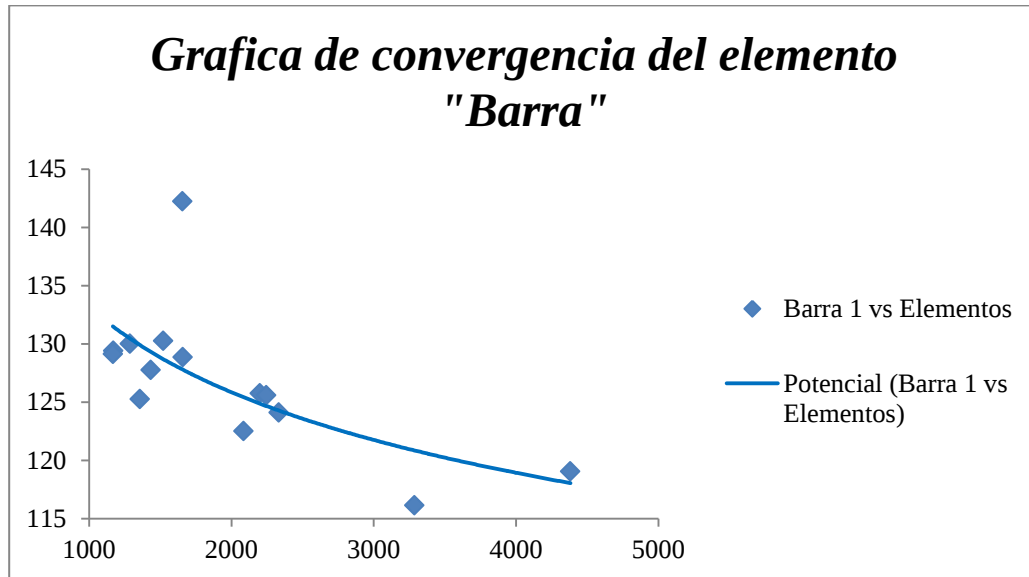


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento “CABEZA Sup”

Nº Elementos	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 1	% Error aprox	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 2	% Error aprox	Esf. (MPa) Elemento: Cabeza Sup 3	% Error aprox
18044	15,53	--	21,22	--	14,702	--
18362	9,239	41%	4,441	79%	14,828	1%
18980	23,466	154%	20,783	368%	15,323	3%
19894	28,714	22%	14,05	32%	15,113	1%
20241	23,375	19%	25,144	79%	15,118	0%
20940	6,597	72%	8,117	68%	15,186	0%
22435	17,821	170%	2,765	66%	15,288	1%
23942	13,503	24%	17,704	540%	14,929	2%

7.6.3.5 Barra

Material: Acero 2510		Elemento: BARRA 1	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox
18,3	1170	129,406	--
17,38	1167	129,14	0%
16,47	1286	130,007	1%
15,55	1357	125,271	4%
14,64	1432	127,753	2%
13,72	1521	130,27	2%
12,81	1655	142,243	9%
11,89	1658	128,858	9%
10,98	2086	122,506	5%
10,06	2199	125,764	3%
9,15	2244	125,595	0%
8,23	2333	124,096	1%
7,32	3287	116,153	6%
6,4	4382	119,062	3%
5,49			100%



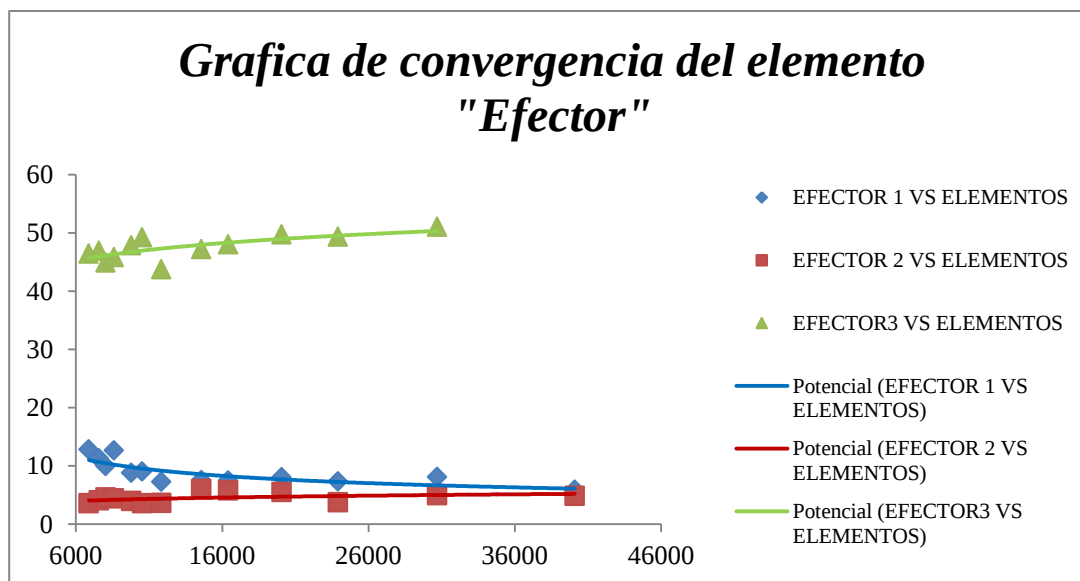
Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

Curvatura	Nº Elementos	Esf. (MPa) Elemento: BARRA	% Error aprox
55%	5457	110,04	--
60%	7617	111,904	2%
65%	9757	112,052	0%
70%	12546	110,826	1%
75%	17849	108,869	2%
80%	27286	110,187	1%

7.6.4 CUERPO RÍGIDO: EFECTOR

7.6.4.1 Efectora

ITERACIÓN	Material: Aluminio 7075_T6		Elemento: Efectora 1		Elemento: Efectora 2		Elemento: Efectora 3	
	TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox.	Esf. (MPa)	% Error Aprox.	Esf. (MPa)	% Error Aprox.
1	7,55	6885	12,845	--	3,612	--	46,416	--
2	7,17	7568	11,266	12%	4,073	13%	46,917	1%
3	6,79	8032	9,98	11%	4,614	13%	44,928	4%
4	6,41	8611	12,646	27%	4,42	4%	45,83	2%
5	6,04	9783	8,843	30%	4	10%	47,861	4%
6	5,66	10538	9,023	2%	3,6	10%	49,245	3%
7	5,28	11845	7,259	20%	3,628	1%	43,724	11%
8	4,9	14574	7,538	4%	6,035	66%	47,223	8%
9	4,53	16418	7,518	0%	5,799	4%	48,016	2%
10	4,15	20072	8,071	7%	5,51	5%	49,743	4%
11	3,77	23908	7,362	9%	3,776	31%	49,346	1%
12	3,39	30704	8,097	10%	4,992	32%	51,067	3%
13	3,02	40099	5,898	27%	4,86	3%	47,441	7%

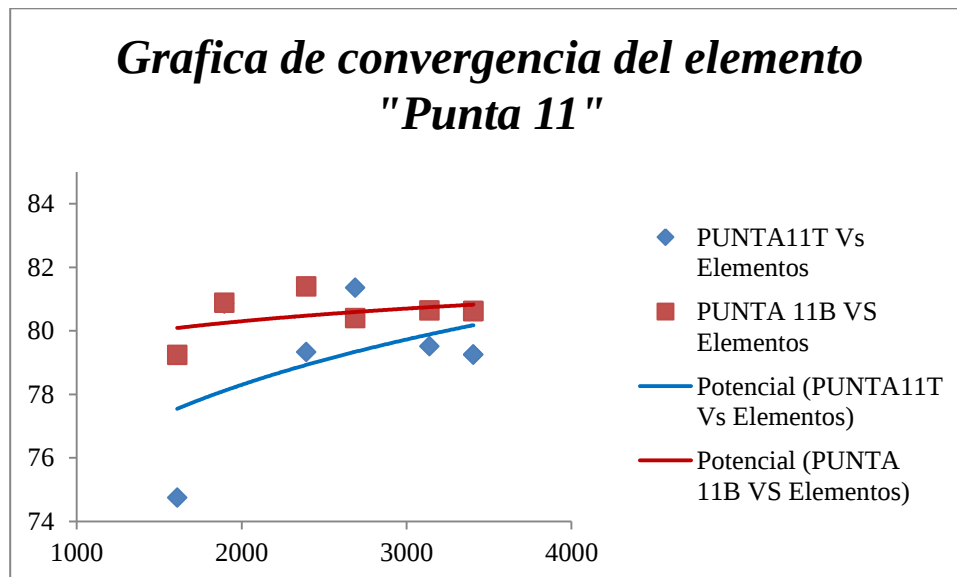


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

Iteración	Cilindros internos	Bordes Cilindros	Agujero Eje	Redondeo Sección	Redondeo superior	Roscas M6	Cabezas M6	Roscas M4	Cabezas M4
1	2,718	2,93	2,718	2,41	2,71	2,718	2,718	2,89	1,84
2	2,58	2,78	2,58	2,28	2,57	2,58	2,58	2,74	1,74
3	2,44	2,63	2,44	2,16	2,43	2,44	2,44	2,6	1,65
4	2,31	2,49	2,31	2,04	2,3	2,31	2,31	2,45	1,56
5	2,17	2,34	2,17	1,92	2,16	2,17	2,17	2,31	1,47
6	2,03	2,19	2,03	1,8	2,03	2,03	2,03	2,16	1,38
7	1,9	2,05	1,9	1,68	1,89	1,9	1,9	2,02	1,28
Iteración	Nº Elementos	Esf. (MPa) Elemento 1	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento 2	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento 3	% Error Aprox.		
1	33412	52,125	--	52,245	--	39,355	--		
2	34410	45,506	13%	52,345	0%	34,496	12%		
3	37003	49,136	8%	53,519	2%	46,237	34%		
4	42020	54,394	11%	53,816	1%	39,251	15%		
5	47250	55,718	2%	53,762	0%	38,34	2%		
6	51801	56,905	2%	54	0%	43,964	15%		
7	60234	54,485	4%	53,404	1%	46,667	6%		

7.6.4.2 Punta 11

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA 11 T		Elemento: PUNTA 11 B	
TAMANO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1609	74,747	--	79,242	--
3,2	1895	80,853	8%	80,881	2%
3,03	2391	79,336	2%	81,398	1%
2,86	2689	81,353	3%	80,402	1%
2,69	3139	79,512	2%	80,642	0%
2,52	3405	79,252	0%	80,623	0%
2,52	3405	79,251	0%	80,624	0%

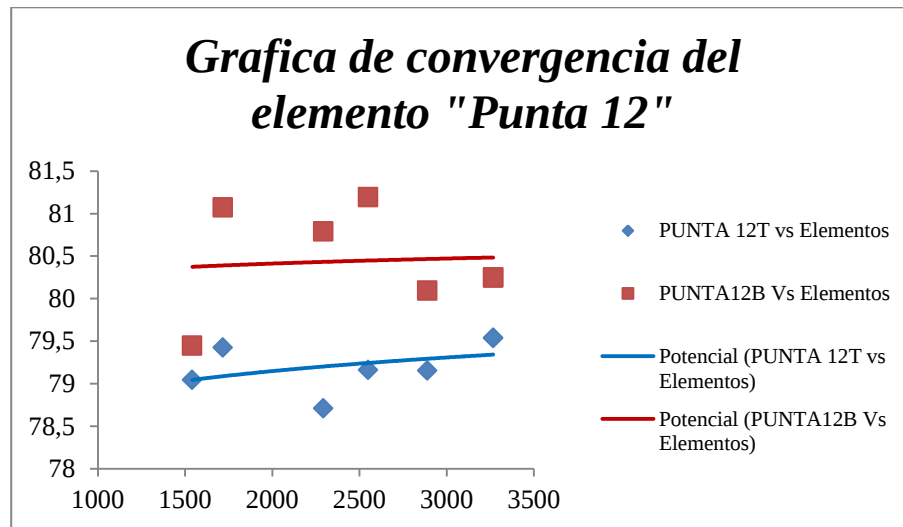


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados.

Cilindro Ensamble	ZONA DE AGARRE	Cuello	Nº Elementos PUNTA 11	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 11 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 11 B	% Error Aprox.
2,268	2,5	2,268	2095	79,793	--	80,067	--
2,15	2,37	2,15	2244	79,534	0%	79,374	1%
2,04	2,25	2,04	2235	81,155	2%	80,289	1%
1,92	2,12	1,92	2667	80,746	1%	79,534	1%
1,81	2	1,81	2977	81,923	1%	80,917	2%
1,7	1,87	1,7	3077	79,549	3%	80,505	1%
1,58	1,75	1,58	3457	80,93	2%	80,921	1%

7.6.4.3 Punta 12

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA 12 T		Elemento: PUNTA 12 B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1541	79,041	--	79,445	--
3,2	1716	79,424	0%	81,073	2%
3,03	2293	78,706	1%	80,791	0%
2,86	2550	79,158	1%	81,192	0%
2,69	2889	79,151	0%	80,093	1%
2,52	3267	79,537	0%	80,249	0%
2,52	3267	79,537	0%	80,248	0%

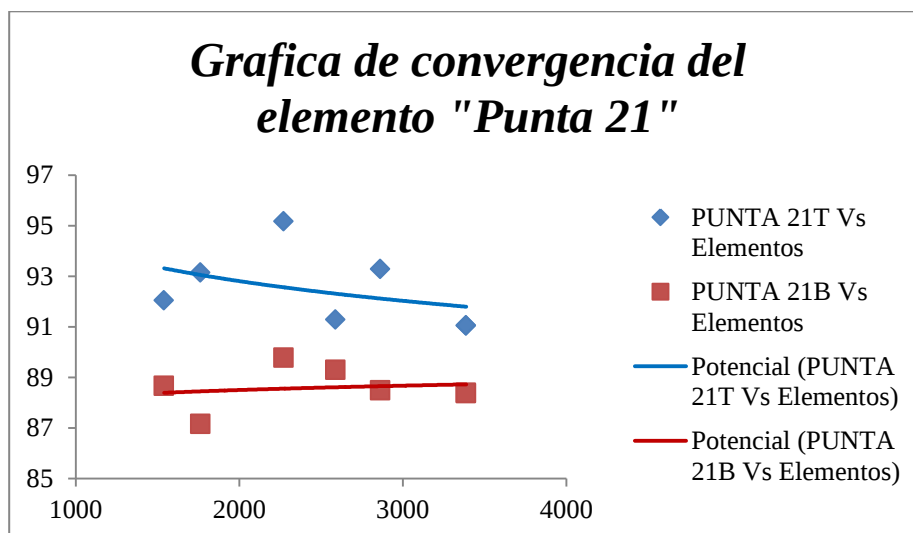


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 11"

Nº Elementos PUNTA 12	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 12 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 12 B	% Error Aprox.
2092	79,98	--	80,198	--
2226	80,277	0%	82,299	3%
2186	80,661	0%	82,391	0%
2541	80,055	1%	81,14	2%
2957	79,098	1%	81,933	1%
3166	79,046	0%	80,302	2%
3300	79,334	0%	80,598	0%

7.6.4.4 Punta 21

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA 21 T		Elemento: PUNTA 21 B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1539	92,039	--	88,66	--
3,2	1761	93,144	1%	87,163	2%
3,03	2270	95,17	2%	89,776	3%
2,86	2588	91,287	4%	89,296	1%
2,69	2862	93,284	2%	88,485	1%
2,52	3387	91,049	2%	88,383	0%
2,52	3387	91,051	0%	88,381	0%

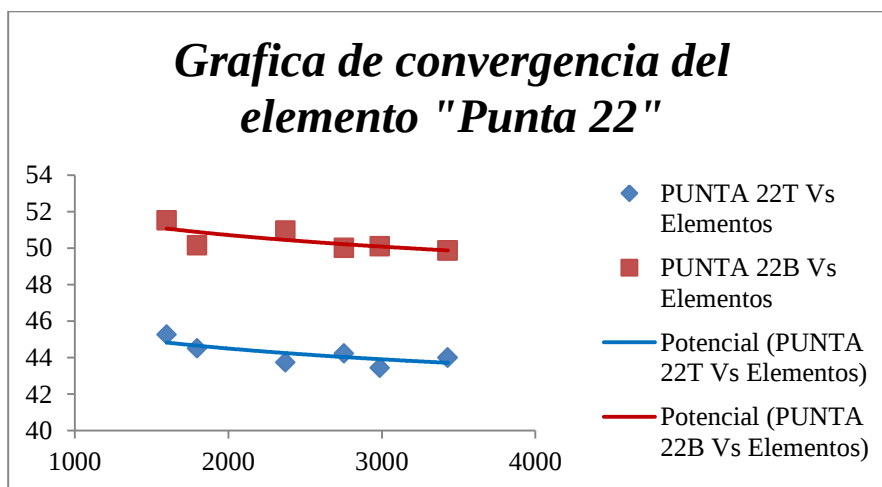


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 11"

Nº Elementos PUNTA 21	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 21 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 21 B	% Error Aprox.
2022	92,567	---	85,979	--
2249	92,866	0%	87,651	2%
2539	95,361	3%	87,37	0%
2702	91,105	4%	86,952	0%
3117	94,234	3%	87,394	1%
3428	92,433	2%	89,576	2%
3629	93,771	1%	87,634	2%

7.6.4.5 Punta 22

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA 22T		Elemento: Punta 22B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1598	45,249	--	51,518	--
3,2	1796	44,499	2%	50,144	3%
3,03	2372	43,739	2%	50,957	2%
2,86	2754	44,219	1%	50,011	2%
2,69	2988	43,436	2%	50,1	0%
2,52	3430	43,99	1%	49,867	0%
2,52	3430	43,99	0%	49,867	0%

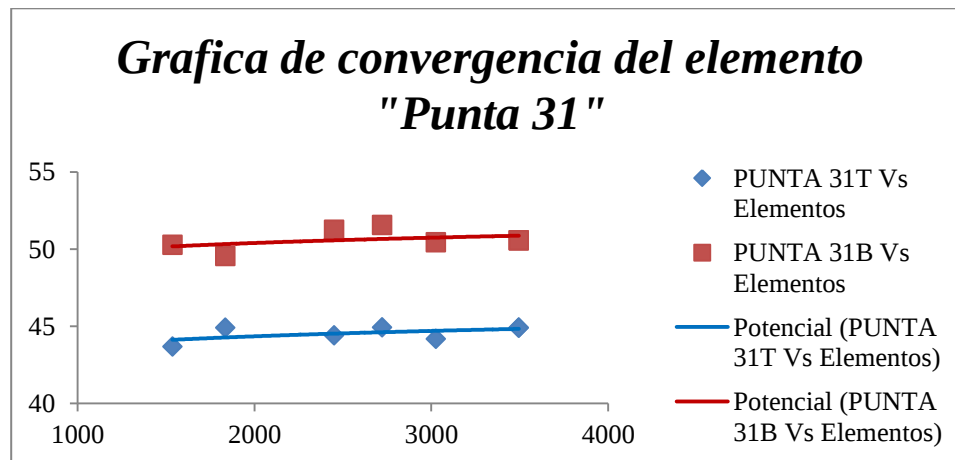


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 11"

Nº Elementos PUNTA 22	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 22 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 22 B	% Error Aprox.
2018	43,566	--	51,562	--
2363	43,895	1%	49,096	5%
2532	44,785	2%	49,719	1%
2737	45,035	1%	50,013	1%
3103	45,781	2%	50,825	2%
3408	43,816	4%	48,815	4%
3721	44,225	1%	51,107	5%

7.6.4.6 Punta 31

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA31 T		Elemento: PUNTA 31B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1535	43,685	--	50,276	--
3,2	1835	44,908	3%	49,55	1%
3,03	2450	44,41	1%	51,247	3%
2,86	2721	44,922	1%	51,566	1%
2,69	3025	44,182	2%	50,449	2%
2,52	3495	44,91	2%	50,576	0%
2,52	3495	44,911	0%	50,575	0%

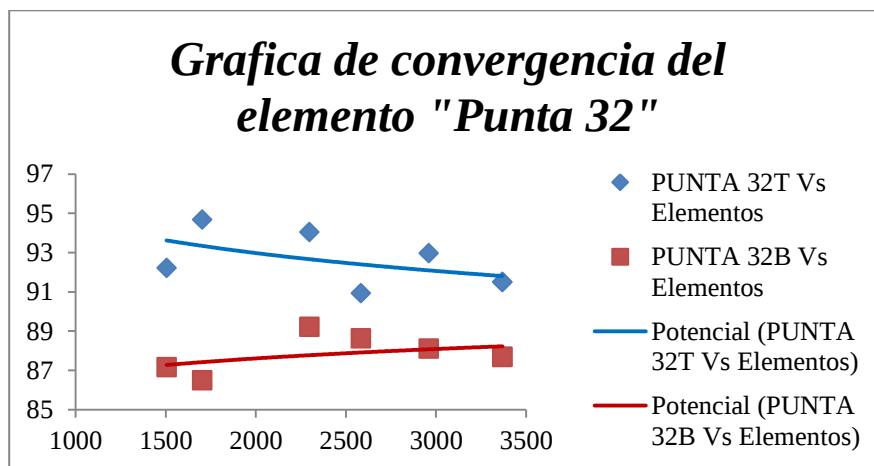


Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 11"

Nº Elementos PUNTA 31	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 31 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 31 B	% Error Aprox.
2019	43,216	--	49,946	--
2275	43,909	2%	49,258	1%
2492	44,01	0%	50,631	3%
2728	42,524	3%	50,284	1%
3065	45,463	7%	51,159	2%
3360	44,346	2%	50,314	2%
3663	45,27	2%	50,543	0%

7.6.4.7 Punta 32

Material: Acero AISI 2510		Elemento: PUNTA 32 T		Elemento: PUNTA 32B	
TAMAÑO (mm)	Nº. Elementos	Esf. (MPa)	% Error Aprox	Esf. (MPa)	% Error Aprox
3,37	1504	92,215	--	87,161	--
3,2	1702	94,675	3%	86,486	1%
3,03	2297	94,029	1%	89,209	3%
2,86	2583	90,927	3%	88,623	1%
2,69	2960	92,96	2%	88,094	1%
2,52	3368	91,488	2%	87,679	0%
2,52	3368	91,489	0%	87,679	0%



Paso 2: Enmallado localizado con elementos 2D para refinar la malla y verificar los resultados. En este caso no se presentan las zonas del enmallado localizado, pues se repiten el proceso del elemento "Punta 11"

Nº Elementos PUNTA 32	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 32 T	% Error Aprox.	Esf. (MPa) Elemento: PUNTA 32 B	% Error Aprox.
1999	92,473	--	89,433	--
2339	92,95	1%	88,103	1%
2508	93,81	1%	86,362	2%
2784	92,783	1%	86,338	0%
3077	91,741	1%	88,99	3%
3290	91,217	1%	88,48	1%
3545	94,111	3%	87,194	1%

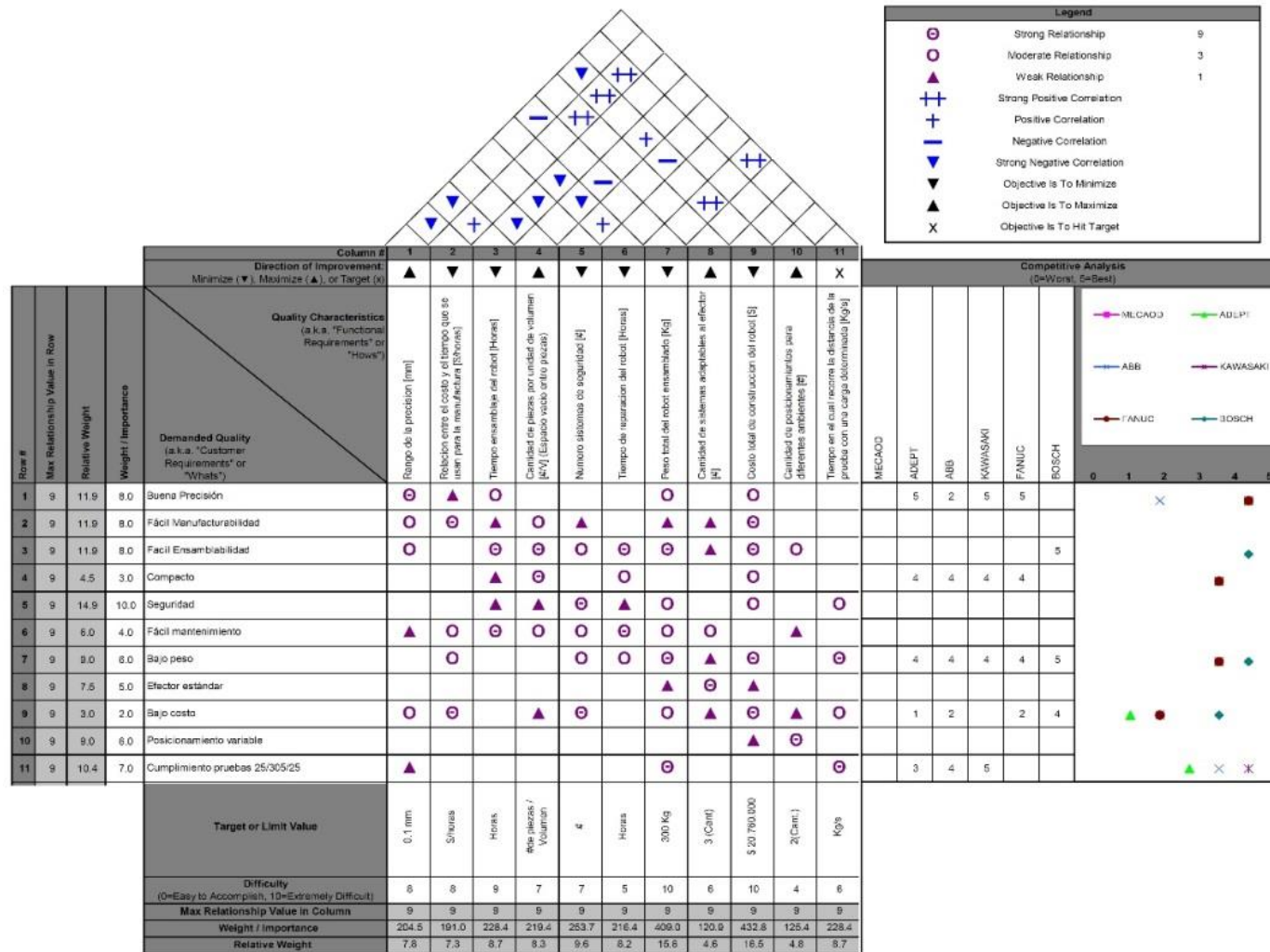
7.7 PESO DE COMPONENTES

Peso de los componentes principales de la cadena cinemática, teniendo en cuenta las sujeciones y accesorios mecánicos para el correcto funcionamiento de cada uno.

Componente	Peso (kg)	Cantidad	Total (kg)
Base	32.3109	1	32.3109
Brazo	1.0304	3	3.0912
Paralelogramo*	1.869	3	5.607
Efecto	0.5129	1	0.5129
Peso Total (kg)			41.522

* El paralelogramo tiene en cuenta el peso del sistema de resorte

7.8 MATRIZ DESPLIEGUE FUNCIÓN CALIDAD



7.9 GUÍAS DE USUARIO PARA MANEJO DE MÓDULOS DE SIMULACIÓN DEL SOFTWARE NX

7.9.1 MÓDULO DE DURABILIDAD

La presente guía pretende enseñar al usuario las opciones presenta en la herramienta de durabilidad del programa NX (versión 8.5). Para lograr unos resultados adecuados con la información introducida por el usuario, es necesario haber realizado un proceso previo presente en la columna derecha de la Figura 1.

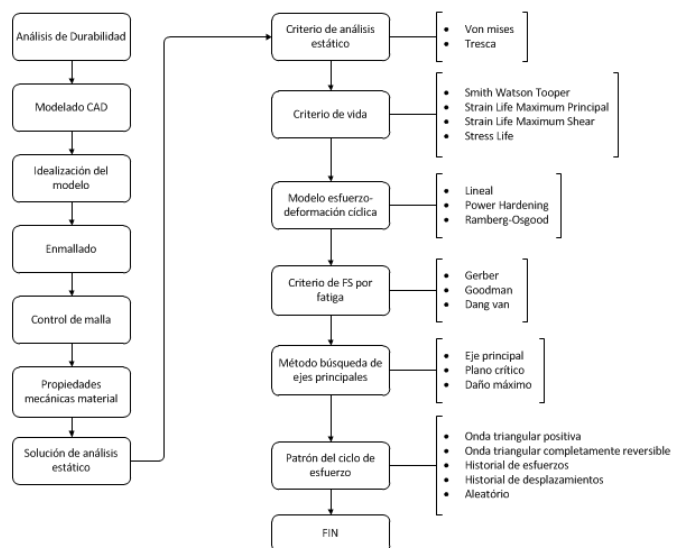


Figura 1. Diagrama de flujo del análisis de durabilidad

Para realizar este análisis es necesario solucionar con anterioridad un análisis de elementos finitos estático, ya que el apartado de fatiga necesita de la información del enmallado que solamente es posible obtener gracias a lo realizado en el análisis con cargas estáticas. Además son necesarias las propiedades mecánicas de fatiga del material. Los ítems a introducir dependen del método del criterio de vida usado.

Antes de realizar cualquier paso, es necesario determinar qué tipo de evento seleccionaremos, ya que esto determinará más adelante el patrón o historial de esfuerzos o deformaciones con los cuales se analizará el cuerpo de estudio. La primera opción es evento estático, el cual permite a partir de los resultados del análisis estructural generar un patrón de onda triangular; esta opción es la más usada cuando no se cuenta con un historial real de esfuerzos. La segunda opción es el evento dinámico o transitorio, que necesita de un historial de esfuerzos para funcionar. Esta opción usa diferentes algoritmos para simplificar el historial y descartar

información irrelevante para generar los resultados. Por último se encuentra el evento random, el cual crea unos historiales de esfuerzos aleatorios siguiendo ciertos lineamientos¹.

Para nuestro caso, el más adecuado, si se tienen limitantes de información y se busca tener un criterio conservador, es el evento estático ya que busca los esfuerzos máximos determinados en el análisis estático y los transforma a esfuerzos repetidos.

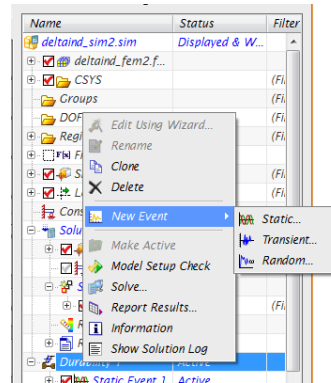


Figura 2. Tipo de eventos para los análisis de fatiga

Después de determinar el evento, se abre una ventana en donde se presenta en nombre del evento y cuatro pestañas. Como primera opción de selección, se muestra apartado donde se analiza estáticamente el cuerpo. Esta pestaña muestra las opciones para realizar un análisis estático preliminar, donde se busca obtener un factor que determine si estructuralmente falla, según el estado de cargas definido con en el análisis estático.

Dentro de los puntos relevantes de la ventana se puede encontrar la definición de un nombre que permite al usuario crear diferentes perfiles/plantillas con las cuales trabajar, según el interés del usuario (1). En la sección del criterio de esfuerzo (2), se encuentra el criterio de falla estático con el cual se desea evaluar el modelo; en las opciones disponibles se encuentra el criterio de esfuerzo último o el esfuerzo de fluencia. Como una sub-opción de este apartado (3) se puede seleccionar el método de obtención de los esfuerzos principales (Von mises, Tresca, etc). En la sección de datos de salida (4) nos permite seleccionar que tipo de resultados queremos visualizar: el factor de seguridad y el margen de seguridad, esto con el fin de darle opción al usuario de visualizar distintos puntos de vista del mismo problema. Por último está el recuadro de factor de seguridad (5), el cual aumenta los esfuerzos según el valor introducido en dicha casilla.

La segunda pestaña pertenece a las opciones de fatiga. Al igual que en apartado anterior, se pueden generar perfiles (1) de análisis de fatiga. Este apartado se divide en dos secciones (A y B); la primera sección llamada *Fatigue Life* (A) se encarga de analizar la vida a la fatiga del

¹ Para conocer la formulación del patrón de esfuerzos por medio de la opción de evento random dirigirse a:
file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:index_advanced:xid385327:id635096:xid454675

cuerpo de análisis. Este consta de un recuadro donde se define el número de repeticiones del evento que se definirá posteriormente (2). También se halla el criterio de fatiga con el cual se analizará el modelo; este criterio depende de la cantidad de ciclos, ya sea alto o bajo ciclaje (mayor o menor a 10^4 repeticiones), datos de entrada (historial de esfuerzos o deformaciones) y el comportamiento del material del cuerpo a analizar². Dependiendo de la opción seleccionada se habilitarán ciertos campos de información relacionados con la información de entrada del criterio en cuestión.

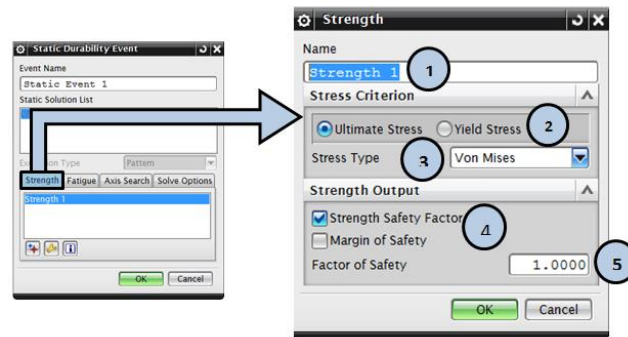


Figura 3. Ventana de la opción de esfuerzo estructural

Aparte del criterio, se encuentran las opciones, para ser habilitadas si se desea, de corrección de espesor de placas, efectos del esfuerzo medio “ σ_m ” (depende de la alternancia del historial de esfuerzos) y las opciones para introducir el factor de corrección debido a los concentradores de esfuerzos³ que pueda tener el cuerpo de análisis (3).

Para simular los cambios de las propiedades del material debido a estar sometido a una carga repetida, el software nos permite definir el modelo la curva de esfuerzo-deformación gracias a la variación de esfuerzos (4). Dentro de las opciones disponibles se encuentra el método lineal, el cual sin importar el valor del esfuerzo, la linealidad de la gráfica se mantiene. Los análisis de *Power Hardening* y *Ramberg-Osgood* se encargan de ser más apegados al comportamiento del material, modificando la curva σ - ϵ continuamente según el valor del esfuerzo (o deformación) y la cantidad de repeticiones, con el fin de dar un resultado más cercano a la realidad⁴. La casilla del número de elementos de histeris es la cantidad de puntos necesarios para realizar la corrección, por lo tanto entre mayor valor tenga esta opción, más preciso será la corrección pero a costa de tiempo de procesamiento. La última área de esta

² Para mayor información sobre criterios de falla por fatiga dirigirse a:

file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:advanced:xid385327:id635096:id624881

³ Formulación del comportamiento plástico debido a los concentradores de esfuerzo:

file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:advanced:xid385327:id635096:id975730

⁴ Para ampliar la información sobre comportamiento de la gráfica esfuerzo-deformación por la repetición de esfuerzos, dirigirse a la siguiente dirección:

file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:advanced:xid385327:id635096:id980342

sección es la de información de salida (5), la cual muestra aquellos datos que queremos que muestre el análisis después de procesamiento. Entre los datos de salida están: El daño acumulado (si se tiene uno o más historiales de trabajo) y el tiempo de vida del ciclo (mostrado como número de veces que se puede presentar dicho historial en la pieza).

La sección B es la encargada de analizar la resistencia a la fatiga del cuerpo de análisis. Allí se encuentra el factor de seguridad por fatiga, que tiene como objetivo mostrar si el elemento a los ciclos definidos por el usuario (8) no se empieza a generar la grieta (etapa inicial de la fatiga) por medio de un valor adimensional (< 1 falla). Para empezar, primero es necesario definir la teoría con la cual se va a analizar (6). Las opciones son las siguientes: Goodman, Gerber, Dang Van. Como se sabe, cada método obtiene los valores de esfuerzos de fatiga partiendo de las propiedades del material pero con la diferencia de cada teoría encuentra dichos valores según ciertos lineamientos, por lo cual es necesario un estudio más minucioso en este aspecto. Además existe como complemento una lista desplegable que nos da la opción de definir si queremos tener en cuenta los esfuerzos alternantes, medio o ambos.

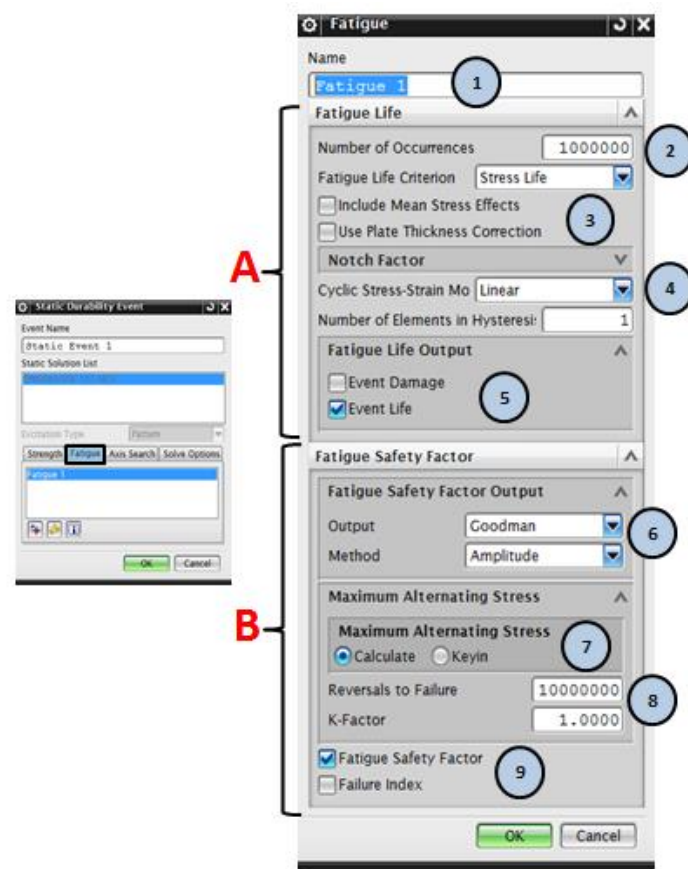


Figura 4. Ventana de la opción de fatiga

Como siguiente requisito para obtener el factor de fatiga, la ventana nos muestra dos maneras de calcular dicho factor (7), el primero (que es seleccionado al habilitar la opción *Calculate*)

permite definir los ciclos a los cuales se quiere someter la pieza (este valor es diferente al del apartado 2) con el fin de verificar si se genera o no alguna grieta sobre el cuerpo de análisis. La segunda opción (llamada *keyin*), la cual tiene la misma función de la opción anterior, permite definir el valor de esfuerzo (en KPa) con el cual se quiere probar. En la parte inferior de la sección B se encuentra el factor de corrección de esfuerzo (8) que en breves palabras es el inverso del producto de los factores de Marin conocidos ampliamente en los criterios de fatiga de materiales dúctiles. Por último se encuentra la información que podemos obtener partiendo de la información introducida en la sección B (9).

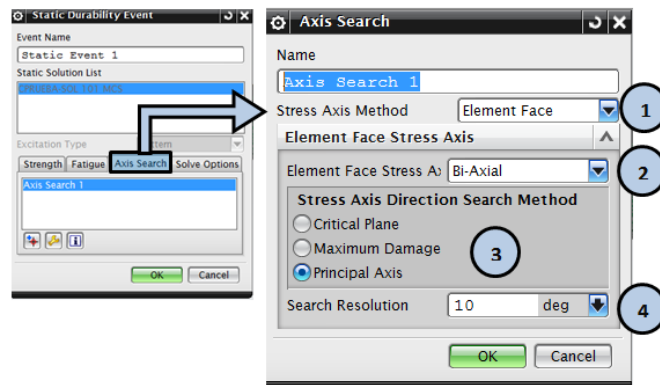


Figura 5. Ventana de la opción de definición de los ejes de esfuerzo

La tercera pestaña presenta las opciones para determinar el método y dirección de los esfuerzos principales. En la parte superior se encuentra una lista desplegable (1) donde puede seleccionar el método de esfuerzo; las opciones son: Element Face o Uni-axial. Si seleccionamos la primera opción aparece una sección donde se presenta otra lista desplegable (2) que muestra el método de búsqueda de los ejes de los esfuerzos de fatiga (Biaxial o 2D y Uniaxial o 1D), sobre el plano de la cara del elemento del enmallado. Además nos permite determinar un método de búsqueda de la orientación de dichos ejes (3) los cuales nos dan la libertad de escoger tres aproximaciones para la evaluación de la fatiga sobre dichas caras.

Dentro de las tres aproximaciones están:

- Plano crítico (Critical plane): Esta aproximación, con base en los historiales de esfuerzo o deformación, determina la dirección de los ejes teniendo en cuenta el plano crítico, es decir dónde se presenta el máximo cortante. Esto se realiza por medio de hallar, en el centro del plano de la cara de cada elemento, la máxima deformación causada por el esfuerzo cortante⁵.
- Daño máximo (Maximum damage): Al igual que la aproximación anterior, se basa en los historiales para calcular el daño biaxial o uniaxial. El máximo daño es utilizado como el daño de la cara del elemento y la dirección de esta, como la dirección de

⁵ Aproximación de plano crítico:

file:///C:/ProgramFiles/Siemens/NX9.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:index_advanced:xid385327:id63596co

carga efectiva. Este método asume que el esfuerzo normal a la cara del elemento es insignificante⁶.

- Ejes principales (Principal axis): El solucionador busca los ejes principales efectivos en cada cara de los elementos usando una distribución estadística de todas las orientaciones de los ejes principales de todos elementos. El método no considera relevantes los esfuerzos que se generan normales a la cara del elemento de análisis⁷. Esta aproximación es la más adecuada para evaluar elementos a ciclos elevados.

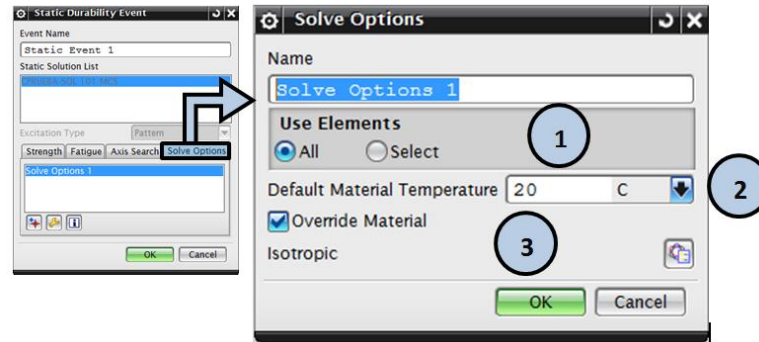


Figura 6. Ventana de la opción de solución de fatiga

En la última pestaña podemos encontrar una opción donde se puede variar la temperatura del análisis, ya que algunos materiales varían sus propiedades acorde con la temperatura ambiental (2). Además nos permite cambiar el material de TODO el cuerpo de análisis o de cierto elemento en concreto (1), con el fin de encontrar aquel que se nos acomode a nuestras necesidades sin tener que hacer la tediosa tarea de modificarlo en pasos primarios del proceso de elementos finitos. Para eso existe un botón (3) que nos lleva a la librería de material donde se presentan, tanto los materiales por defecto cómo los creados por el usuario.

⁶ Aproximación de daño máximo:

file:///C:/ProgramFiles/Siemens/NX9.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:index_advanced:;id385327;id635096co

⁷ Aproximación de ejes principales:

file:///C:/ProgramFiles/Siemens/NX9.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:index_advanced:;id385327;id635096co

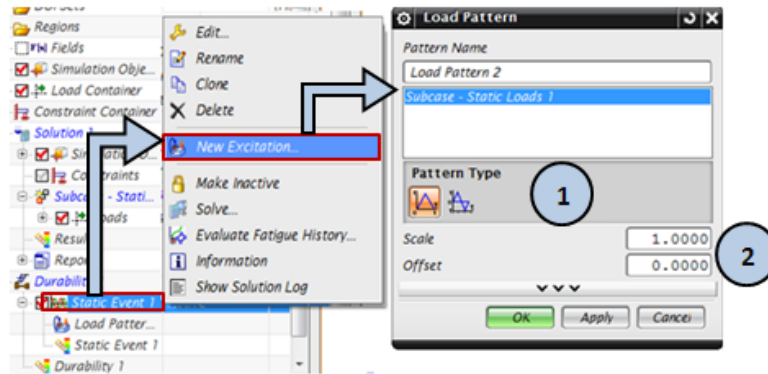


Figura 7. Ventana opciones de patrón de esfuerzos del evento estático

Después de haber seleccionado los métodos y criterios para los diferentes análisis, se procede a crear el patrón de esfuerzo o ciclo. Esto depende del tipo de evento que se haya seleccionado. En el caso de un evento estático, al crear una excitación aparece una ventana donde nos presenta dos opciones de onda, uno donde es medio ciclo y el otro donde la onda es completamente reversible (1). Más abajo en la ventana se muestran dos casilla (2); la casilla superior es la escala de la onda, que permite aplicar un multiplicador, positivo o negativo, con el fin de modificar la amplitud de la onda. La casilla inferior muestra un offset que permite mover hacia arriba o abajo la onda, es decir que modifica el valor de esfuerzo medio del patrón. Luego se da clic derecho sobre la solución de durabilidad, donde aparece una ventana de opciones; se da clic sobre “Solve”. Luego de realizar esta acción aparece una ventana de opciones. Allí podemos determinar que evento deseamos solucionar, revisar si la información introducida es la correcta, entre otras.

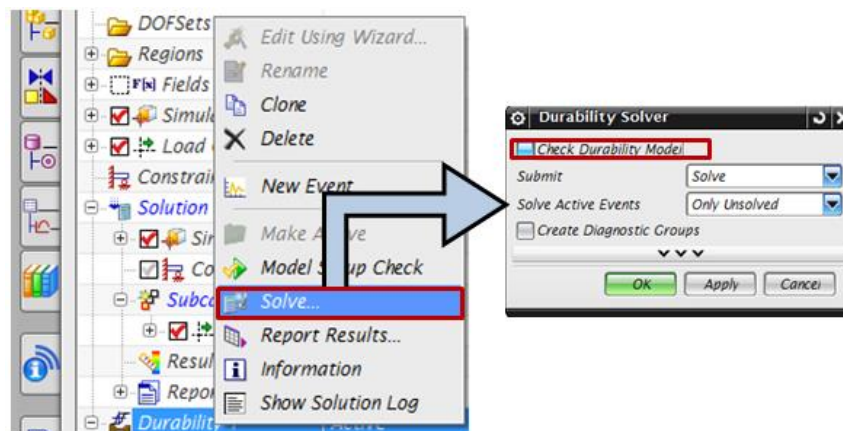


Figura 8. Ventana de opciones de la solución de durabilidad

[illegible]

⁸ Todos resultados de fatiga son adimensionales, por lo cual dependiendo de los factores escogidos en la pestaña de fatiga, se habilitarán en los resultados. Cada factor tiene un criterio de falla diferente por lo cual es necesario revisar la información de ayuda proporcionada en la siguiente dirección:
file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/UGDOC/html_files/nx_help/index.html#uid:index_advanced:xid385327:id973948

7.9.2 **GUIA PARA EL MANEJO DEL MODULO “MOTION SIMULATION” DE NX**

INTRODUCCIÓN

Debido a la poca información presente en idioma español sobre el manejo del programa de la empresa Siemens, NX 9 se ha decidido desarrollar información en este idioma basado en la práctica y experiencia desarrollada autores y también en el material disponible en idioma inglés sobre cada uno de los módulos y herramientas que se pueden dominar en el programa. La siguiente guía está hecha para ayudar a comprender y ofrecer la oportunidad de tener un mejor manejo sobre algunas de las herramientas provistas en el software NX 9, en su módulo de simulaciones dinámicas denominado Motion Simulation, siendo explicadas bajo el ejemplo práctico a partir del proceso de simulación realizado con el modelo CAD del robot tipo DELTA del proyecto de investigación “DISEÑO DETALLADO DE UN MANIPULADOR PARALELO INDUSTRIAL CON TRES GRADOS DE LIBERTAD PARA APLICACIONES “PICK AND PLACE””. Esta guía a pesar de ser realizada en la versión 9 de NX, esa desarrollada buscando transmitir los conceptos bajo los que trabajan las herramientas de manera pueda servir para las futuras versiones del programa. Para más información sobre cada uno de los métodos y herramientas aplicados y desarrollados en esta guía con respecto al uso del programa, se aconseja dirigirse a la documentación del mismo, que viene adjunta con los archivos de instalación.

Contenido

<u>GUIA PARA EL MANEJO DE LA HERRAMIENTA MOTION SIMULATION DE NX PARA ROBOTS DE ARQUITECTURA PARALELA DE TRES GRADOS DE LIBERTAD.....</u>	<u>LXII</u>
<u>INTRODUCCIÓN</u>	<u>LXII</u>
<u>1. PRE – REQUISITOS</u>	<u>LXIII</u>
<u>Objetivo:</u>	<u>LXIII</u>
<u>Resumen:</u>	<u>LXIII</u>
<u>Pre-requisitos a tener en cuenta:</u>	<u>LXIII</u>
<u>2. CREACIÓN DE SIMULACIÓN</u>	<u>LXIV</u>
<u>3. DEFINICIÓN DE LINKS</u>	<u>LXVI</u>
<u>4. DEFINICIÓN DE JUNTAS</u>	<u>LXVII</u>
<u>6. DEFINICIÓN DE CONDUCTORES</u>	<u>LXXI</u>
<u>7. CONFIGURACIÓN DE SOLUCIONES</u>	<u>LXXII</u>
<u>8. ANIMACIONES</u>	<u>LXXIII</u>
<u>9. GRAFICAS XY</u>	<u>LXXIV</u>
<u>10. LOAD TRANSFER</u>	<u>LXXV</u>
<u>11. ELEMENTOS FLEXIBLES</u>	<u>LXXXIII</u>

1. PRE – REQUISITOS

Objetivo:

Realizar un proceso de verificación en el cual el ensamble modelado quede completamente listo para ser utilizado en la preparación del modelo dinámico con el que se obtendrán los resultados.

Resumen:

Para poder lograr un desarrollo correcto de los diferentes resultados que se pueden obtener en el módulo de Motion Simulation, primero se requiere que el modelo esté en condiciones que lo capaciten para ser utilizado en simulaciones, esto quiere decir que el modelo debe cumplir con ciertas características que faciliten o si es el caso no obstaculicen tanto la preparación del modelo para la simulación, como para su uso y su siguiente obtención de resultados. Se debe tener en cuenta que a pesar de que se ha modelado un ensamble CAD, debe prepararse a través de unos pasos para que el programa lo comprenda como un modelo dinámico.

Pre-requisitos a tener en cuenta:

DESARROLLO DEL PROCESO DE ENSAMBLAJE A TRAVÉS DE SUB ENSAMBLES PRINCIPALES:

Antes de desarrollar la idea sobre este proceso de verificación, es necesario que se aclaren los siguientes conceptos. Un modelo dinámico está compuesto de juntas y componentes considerados como rígidos, esto hace parte de la rama de la dinámica continua conocida como, Dinámica de los cuerpos rígidos. Un cuerpo rígido, también conocido como “Link”, se refiere a los componentes del modelo que se consideran como principales, que necesitan de un tipo de unión hacia otros componentes del modelo para transmitir o recibir movimiento y que se comportan como cuerpos rígidos. De acuerdo a esto un mecanismo tiene una serie de links, que a su vez pueden estar compuestos de otros componentes que aseguran que esté cumpla su función.

Cada máquina tiene una serie de links, que desarrollan la transformación de la energía y que están haciendo parte del comportamiento cinemático del sistema. Al modelar un modelo CAD, se desarrolla un proceso de ensamblaje con los componentes que conforman cada uno de los links y secuencialmente completan el modelo que se quiere realizar. La verificación y la sugerencia que se debe realizar, consiste en que se trabaje a través de un proceso de sub ensambles que estén basados en los links del sistema, de manera que se haga un archivo maestro de ensamble total, conformado de archivos de ensamble correspondientes a cada uno de los links que conforman el modelo. Esto se hace con el objetivo de clarificar, que componentes corresponden a cada link y a la hora de definirlos en la preparación de la simulación se puedan seleccionar de la manera más simple posible, haciendo un énfasis considerable en el orden, al manejar la información.

NOTA: SE ACONSEJA LA NO UTILIZACIÓN DE HERRAMIENTAS DE PATRÓN PARA LA REALIZACIÓN DEL PROCESO DE ENSAMBLAJE DE LOS COMPONENTES DEL MODELO. YA QUE ESTAS HERRAMIENTAS NO SOLO COPIAN LA POSICIÓN DE LA PIEZA PRINCIPAL, SINO TAMBIÉN LAS CONDICIONES REFERENTES A LOS GRADOS DE LIBERTAD, LO QUE NO PERMITE VERIFICAR LOS MOVIMIENTOS DE MANERA CORRECTA EN CADA COMPONENTE.

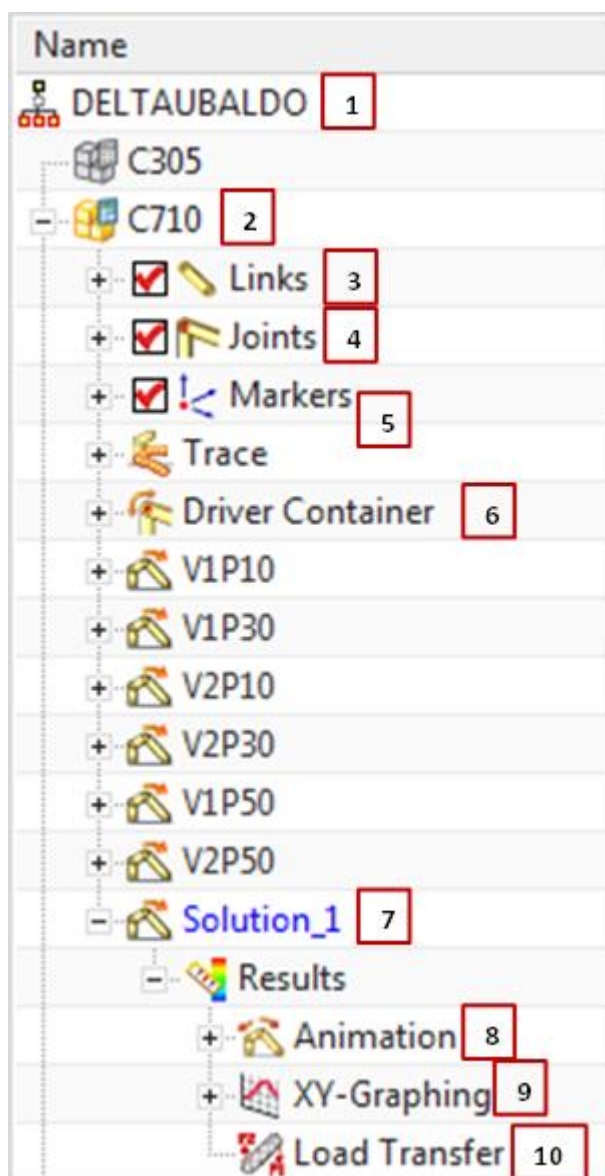
VERIFICACIÓN DEL MODELO DE ENSAMBLE COMO MODELO DE SIMULACIÓN:

La exactitud en los resultados que se obtienen con una simulación dinámica depende en gran manera de las características geométricas que se presentan en el modelo dinámico, ya que estas características influyen en el comportamiento cinético y cinemático del modelo que se está analizando. Estas características geométricas no

solo corresponden a las obtenidas en el modelado de cada uno de los componentes del modelo, sino también en su buen proceso de ensamblaje. De acuerdo con esto, dependiendo de la precisión y exactitud que se requieran del sistema que se está analizando, se necesitan generar estrategias que logren el objetivo de posición de cada link, de acuerdo al tipo de mecanismo que se está trabajando.

El programa en el módulo de simulación dinámica, simplemente recibe una información que se ingresa a través de la preparación del modelo y aplicando los modelos matemáticos, según las características ingresadas, arroja los resultados correspondientes. Es por esto que es calve que el modelo sea verificado tanto en su geometría como en el cumplimiento de sus grados de libertad. De esta forma existen dos maneras de desarrollar la verificación del modelo los cuales consisten en:

1. Verificando los grados de libertad del componente que realiza el movimiento principal del modelo:
2. Verificando que el movimiento del ensamble total sea el correcto: EL módulo de modelado del programa, tiene una herramienta que permite seleccionar el componente que se quiere



ASIGNACIÓN DE PROPIEDADES DE MATERIAL EN EL MODELADO:

A la hora de realizar los modelados, o de importar el modelo con el que se va a trabajar la simulación, se hace aconsejable que en el módulo de modelado del programa se definan las propiedades de material que corresponden a cada uno de los componentes del ensamble total. Esto se hace, aprovechando la integración del programa, ya que esté, en el módulo de simulación, tiene la capacidad de utilizar la información presente en cada componente modelado con respecto a sus propiedades de material y geométricas.

2. CREACIÓN DE SIMULACIÓN

Para la creación de simulaciones es necesario conocer el árbol descendente que se define en el módulo del programa.

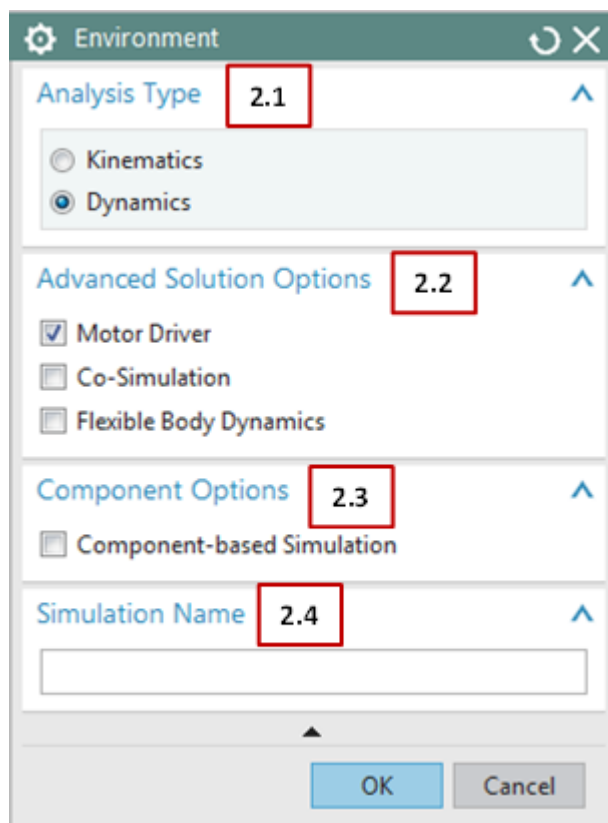
El árbol descendente de trabajo, presente en el navegador de la simulación a la izquierda de la interfaz general del programa, inicia con la base (1) bajo la cual se generan todos los archivos de entrada y de salida con el modelo dinámico, incluidos los resultados y análisis desarrollados para el modelo. Este archivo base guarda el nombre del ensamble con el que se estará desarrollando el modelo dinámico, dicho nombre no se puede modificar y se creará en el momento

en que se abra el módulo de dinámica. En el orden del árbol siguen los *ambientes* (2), también conocidos como la simulación. En un archivo base de simulación se pueden generar tantos ambientes como se quieran y necesiten. Estos ambientes lo que definen es el tipo de soluciones que se llevarán a cabo dentro de éstas, si serán análisis cinemáticos o serán análisis dinámicos, llevado a cabo por definición de juntas motoras, co-simulación o se hará un análisis de elementos flexibles.

Dentro de cada ambiente hay una sección de *links* (3) donde el programa almacenará todo lo que el usuario defina como links y allí podrá administrar las opciones. De igual manera sucede con las *juntas* (4). En un análisis dinámico en el cual se hace fundamental conocer cómo se están desarrollando las trayectorias que están llevando a cabo los links, es necesario crear *marcadores* y *trazadores* (5) que permitan obtener ese tipo de información. Ya que sobre éste tipo de proceso no se hablará más adelante, es necesario decir que los marcadores son puntos de interés que se resaltan a través de la aplicación de un sistema coordinado con el fin de obtener información de éste a través de gráficas y otras herramientas del programa, siendo definidos sobre puntos geométricos en un link específico. Estos son resaltados en medio de las animaciones, dejando un rastro representado en una nube de puntos por el espacio que van recorriendo el punto geométrico seleccionado durante dicha animación. Estas opciones tienen la facilidad de definir los puntos con las herramientas del módulo de modelado como centro de circunferencia, final de línea... entre otros.

El *contenedor de motores* (6) es la sección donde se almacenan las juntas motoras definidas para el sistema y donde se pueden administrar las funciones y capacidades de dichas juntas para que se generen los movimientos que el usuario quiere ver representado en todo el mecanismo a través de los motores. Dentro del ambiente de trabajo, las secciones de links, juntas, marcadores, trazadores y el contenedor de motores, contienen la información base de trabajo, que se pondrán en prueba bajo diferentes parámetros en las

soluciones (7). Dichas soluciones entonces, hacen uso de la información presente en las secciones antes nombradas, pero bajo las condiciones definidas individualmente en cada solución, buscando así obtener resultados diferentes. Cada solución, luego de ejecutarse por parte del usuario la orden de solucionarla, arroja en su bloque de resultados, tres secciones que poseen información diferente. La primera de estas es la *animación* (8), donde el programa guarda de manera gráfica la información para ejecutar la animación con todos los links que se utilizaron para resolver la solución, con la opción de activar o desactivar la visualización de dichos links. La segunda es *graficas XY* (9), donde se almacenan todas las gráficas que se creen para obtener los resultados dinámicos a través del tiempo, tanto para fuerzas, torques, velocidades aceleraciones, estos en diferentes componentes y demás. Por último, está la opción de *load transfer* (10), la cual es la sección que almacena información específicamente de cargas mecánicas que se generan en las juntas durante la ejecución del movimiento en el mecanismo y que pueden ser utilizadas como

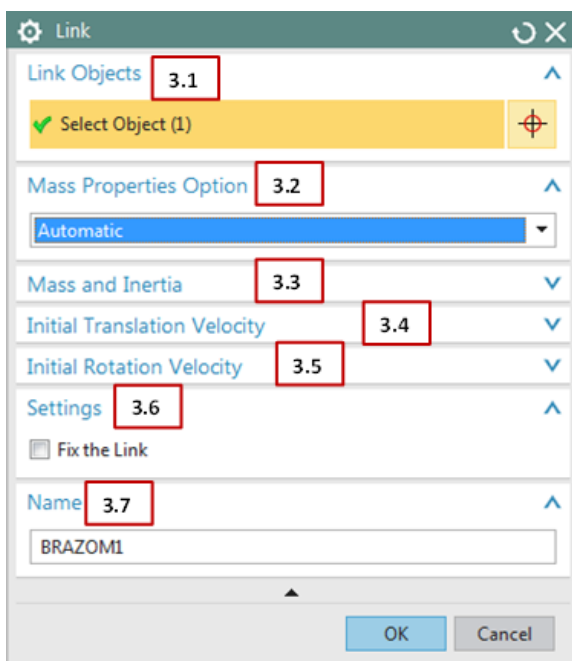


cargas tiempo-dependientes en el módulo de simulación avanzada del programa para la aplicación del método de elementos finitos con el link al cual hagan parte las juntas de las cuales se obtuvo dicha información.

Esta guía se encargará de explicar los procedimientos importantes que necesitan ser llevados a cabo en las diferentes secciones anteriormente mencionadas. Para la creación de simulaciones en este módulo es necesario comenzar a definir el *ambiente* en una interfaz como la siguiente:

Es necesario comenzar definiendo el *tipo de análisis* (2.1) en el cual se especificará lo que el usuario desee realizar, un análisis dinámico o un análisis cinemático. (En esta guía nos vamos a enfocar en el análisis dinámico). AL seleccionar la opción de tipo dinámico, se abre una nueva pestaña (no aparece cuando se hace un análisis cinemático) denominada *opciones de solución avanzada* (2.2) donde el usuario debe elegir cual va a ser el objetivo de su simulación dinámica, escogiendo entre *conducción motora*, la cual consiste en activar las opciones del programa donde el mecanismo será activado por motores, recibiendo información por parte de Motores PMCD, conducción motora, gráficos de señal, entre otras, *Co-simulación*, donde se pueden activar los análisis de control dinámico, como tiempos de muestreo, o se pueden generar los movimientos del mecanismo a través de plantas desarrolladas desde el programa simulink de MATLAB, generando una integración de información y lo que da la opción principal de utilizar controles reales de maquinaria, para controlar el modelo dinámico virtual que se está trabajando en NX. Por último está la opción de *Dinámica de cuerpo flexible*, en el cual se activan las opciones del programa para desarrollar análisis bajo la matemática de los cuerpos flexibles y no de los cuerpos rígidos como generalmente se hacen los análisis de mecanismos.

Para la restricción de creación de links externos al ensamble definido que se ha desarrollado, está la *opción de componentes* (2.3), donde al activar la *simulación basada en componentes* se asegura la compatibilidad completa con la aplicación de ensambles, dentro de la integración del programa. Esto de ser posible, es necesario ya que algunas configuraciones del módulo requieren de dicha compatibilidad. Por último en la interfaz, se encuentra el *nombre de la simulación* (2.4), donde se creará el archivo que guarda la información que se cree dentro de este ambiente.



3. DEFINICIÓN DE LINKS

A la hora de definir cada uno de los links, es necesario conocer muy bien el mecanismo que se está trabajando y sobre todo hacer un proceso consistente de la definición teórica que se le ha dado a cada uno de los cuerpos rígidos del mecanismo. Esto con miras a conocer muy bien que componentes independientes del ensamble conforman por su labor y posición un cuerpo rígido. Teniendo esto en cuenta, los *objetos vinculados* (3.1) o los objetos que van a conformar el link, se seleccionan normalmente haciendo clic sobre cada uno de estos, hasta completar los componentes que según el usuario conforman el cuerpo rígido. Es necesario recordar la recomendación hecha anteriormente sobre la definición de las propiedades físicas de los componentes desde el proceso de modelado de cada uno de estos, pues es en las *opciones de propiedad de masa* (3.2), en la opción

automático, el programa utiliza la información ya definida, hace los cálculos de *masa e inercia* (3.3) y a

menos de que el usuario por el tipo de mecanismo que este manejando necesita definirlos, es una herramienta que ahorra tiempo y da mayor proximidad a la realidad en los resultados obtenidos en la dinámica. Las opciones de *velocidad inicial de traslación y rotación* (3.5;3.5) permiten que se imparta en el link una traslación y/o rotación al inicio de la simulación. Dentro de las *configuraciones* (3.6) de esta interfaz está la opción de *fijar el link* lo cual permite que el link que está siendo configurado no tenga ningún grado de libertad y sirva como base para los demás componentes del mecanismo. Esto depende de que mecanismo se esté trabajando y bajo que consideraciones se esté simulando. Por último, está la definición del *nombre* (3.7) que recibirá el link y se termina el proceso.

4. DEFINICIÓN DE JUNTAS

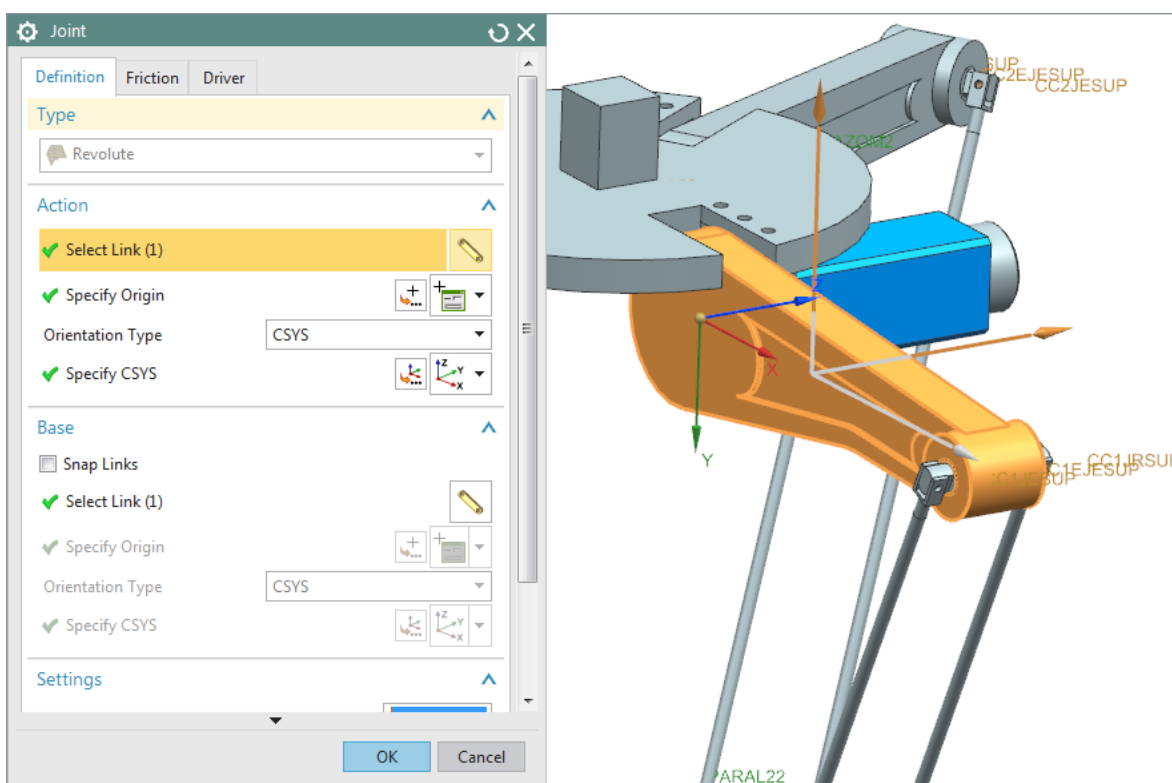
Joint type	Toolbar icon	Degrees of freedom constrained		
		Translation	Rotation	Total
Revolute		3	2	5
Slider		2	3	5
Cylindrical		2	2	4
Screw		n/a	n/a	5 if using the RecurDyn solver 1 if using Adams/Solver; must be combined with a cylindrical joint
Universal		3	1	4
Spherical		3	0	3
Planar		1	2	3
Fixed		3	3	6
Constant Velocity		3	1	4
Atpoint		3	0	3 Constrains all 3 translational DOF.
Perpendicular		0	1	1 Constrains 1 rotational DOF on the action and base links to ensure that their Z-axes remain perpendicular.

Inline		2	0	2 Constrains 2 translational DOF.
Inplane		1	0	1 Constrains 1 translational DOF and constrains the translational motion of one link to the X-Y plane of another link.
Orientation		0	3	3 Constrains all 3 rotational DOF.
Parallel		0	2	2 Constrains 2 rotational DOF so the Z-axis of the action link stays parallel to the Z-axis of the base link.

Ya que al hablar en términos de dinámica y sus respectivas simulaciones se debe tener en cuenta la restricción correcta de los grados de libertad (DOF'S), pues esto cumple no solo con la labor de permitir la correcta representación del movimiento de un mecanismo sino que también permiten que los objetos no floten libremente en el espacio. La tabla anterior contiene las diferentes juntas que se pueden definir en este módulo de dinámica, con las restricciones que provoca sobre el link al que se relacionan con respecto a los grados de libertad. Ya es cuestión del usuario el uso del tipo de juntas que necesita para poder representar el movimiento de cada uno de los cuerpos rígidos del mecanismo que está trabajando. A manera general para definir los links se utiliza la siguiente interfaz.

La interfaz de la junta tiene tres pestañas (de las cuales nos enfocaremos en la primera), la pestaña de *Definición* (4.1.1) es donde precisamente se selecciona la junta que se quiere aplicar y se desarrolla la configuración pertinente que se quiere tener para esta según las características del mecanismo que se está trabajando por parte del usuario. En la *definición* se inicia con la selección del *tipo* (4.1.1) de junta, donde se despliega una pestaña que contiene todas las juntas que se pueden observar en la tabla de juntas que se

presentó anteriormente en esta sección. Ya que una junta es la representación entre links variando los grados de libertad permitidos según su tipo, se debe seleccionar cuál de los dos links que van a ser unidos se va a comportar como link de *acción* (4.1.2), es decir el link en el que se va a presentar movimiento relativo con respecto a otro y cuál va a ser el link *base* (4.1.3). Para definir la posición de la junta en los links se debe tener en cuenta el modelo teórico del mecanismo, lo cual va a ayudar a conocer exactamente la posición que va a tener esa junta en la máquina virtual. Se aconseja que al ser juntas esféricas o de revolución, se presenten en el centro de la articulación que se está trabajando. Para definir tanto el link de *acción* como la *base*, se hace la selección del link respectivo, se selecciona el origen en el cual va a presentarse el centro de la junta en el link (En algunos tipos de juntas no es necesario sino solo seleccionar el link base, más no definir su origen y la especificación del vector, pues utiliza la información del link de acción). Para la especificación del vector se hace necesario tener muy en cuenta que cada junta tiene una respuesta diferente ante los grados de libertad que usa del sistema coordenado, esto quiere decir que la dirección de cada uno de los ejes del sistema coordenado relativo que se crea en la junta es determinante para el buen funcionamiento de la junta en el mecanismo. A manera de ejemplo presentamos la siguiente imagen para aclarar esta cuestión.

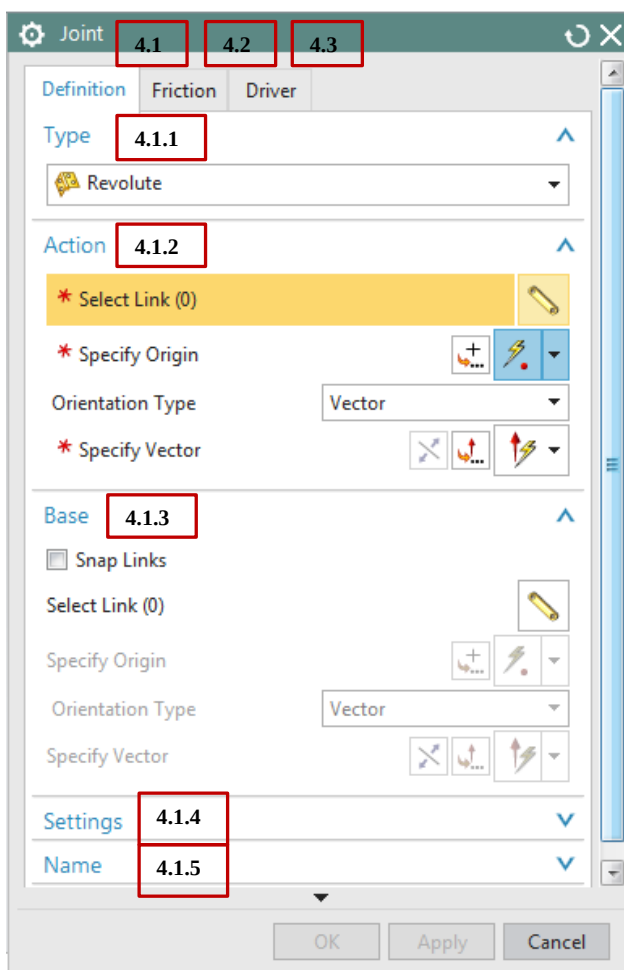


Como se puede observar, se está aplicando una junta de revolución, la cual como se dijo anteriormente es una de las juntas en las cuales solo se necesitan definir las características de origen y de vector, o en este caso de sistema coordenado, en el link de acción y el link base solo es necesario indicarlo. Las juntas de revolución son juntas que solo tienen un grado de libertad rotacional permitiendo el efecto de bisagra pero con la opción de tener los 360° de rotación. La junta ha sido definida para que dicha rotación esté presente en el eje Z del sistema coordenado y por lo tanto como el objeto que aparece iluminado en amarillo en la imagen necesita desarrollar el movimiento rotacional, en el punto amarillo que se puede observar en el centro de su base, el eje Z (azul) del sistema relativo en colores que tiene su origen en dicho punto, está perpendicular al brazo. Se aconseja que a la hora de seleccionar el tipo de orientación se utilice la opción *CSYS* que corresponde a

sistema coordinado relativo de junta, pues si se toma el tiempo de definir el orden del sistema coordinado para cada una de las juntas, a la hora de solucionar la dinámica del mecanismo y de obtener las gráficas se puede saber con facilidad obtener la información con respecto a que componente del sistema relativo de la junta se necesita. (El tema de las gráficas se tratará más adelante).

En los *ajustes* (4.1.4) se define la *escala de visualización* y para terminar con el proceso de definición de junta se define el *nombre* (4.1.5). Se aconseja que se genere un sistema de nombres para las juntas con el objetivo de que al obtener resultados con resolver la solución dinámica se sepa con facilidad a que juntas corresponde cada dato, esto sobre todo en el proceso de trabajo con la herramienta de transferencia de carga y la obtención de gráficas.

Con respecto a las demás pestañas, para la definición general de las juntas se define la *fricción* (4.2) la cual es una interfaz en la cual se ingresan los valores que previamente deben ser conocidos por el usuario si se quiere utilizar. Por último es la pestaña de conductores o lo que nosotros conocemos como *motores* (4.3). Esto se debe a que cuando en el ambiente de simulación se selecciona la opción de conducción motora, es a través de juntas que se definen esos motores, entonces lo que se realiza es ordenarle a la junta el movimiento a través de valores *constantes*, *funciones armónicas*, *funciones matemáticas de otro tipo de ingreso*, o *simples articulaciones*.



NX en el módulo de simulación dinámica tiene la verificación del número de Gruebler, con el cual el usuario puede realizar la verificación de los grados de libertad totales que tiene el mecanismo. La ecuación que utiliza el programa es la siguiente:

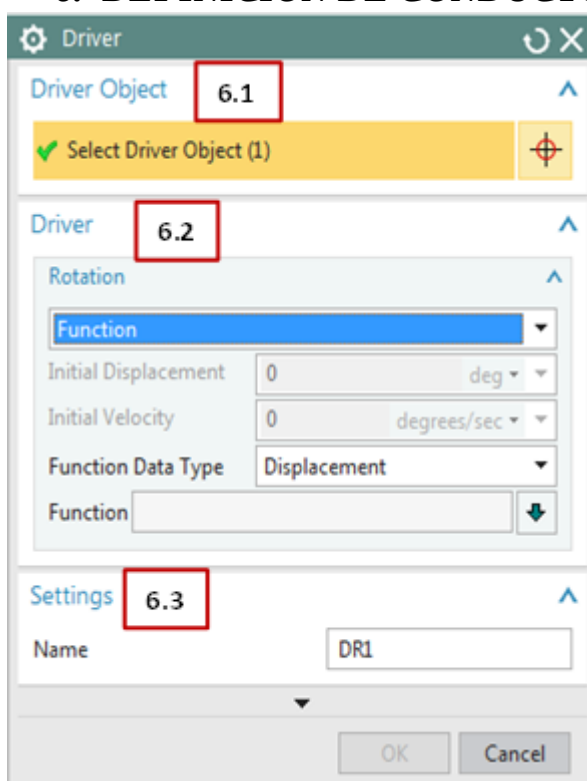
$$M = (6 * \# \text{ de Links}) - \left(\sum \text{DOF'S removidos por las juntas u otras restricciones} \right) - (\# \text{ de motores})$$

El programa arroja el resultado del número de Gruebler de manera visible en la interfaz. Frente al ambiente en el que se esté trabajando, en las columnas siguientes aparece la *cuenta de Gruebler* con el valor que ha sido calculado.

Name	Gruebler Count
DELTAUBALDO	
C305	
C710	3
+ ☒ Links	
+ ☒ Joints	
+ ☒ Markers	
+ ☒ Trace	
+ ☒ Driver Container	

Este es un ejemplo, con el robot de arquitectura paralela de tres grados de libertad, lo cual se evidencia en el resultado de la cuenta Gruebler.

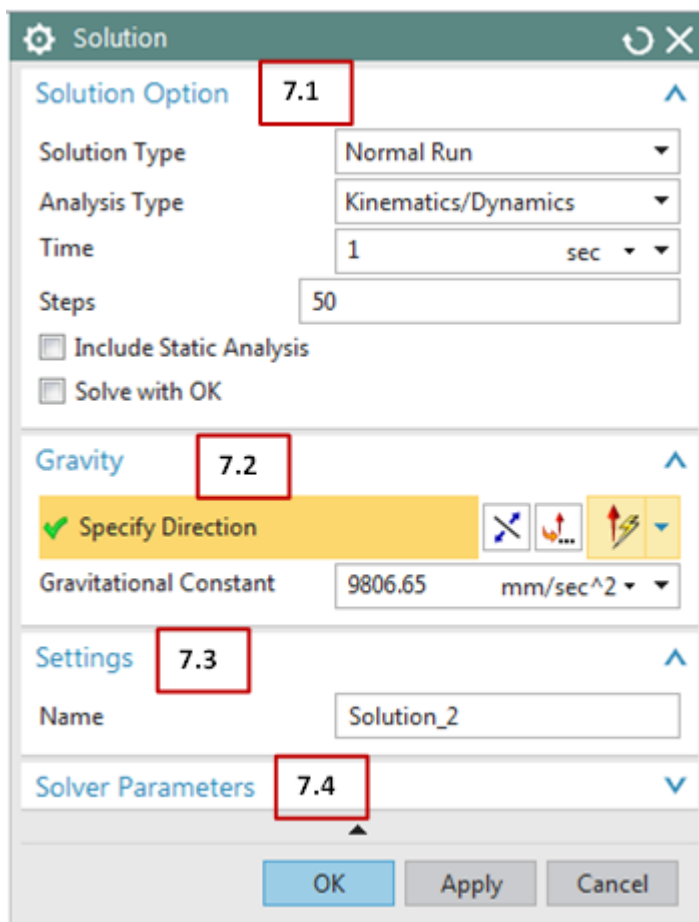
6. DEFINICIÓN DE CONDUCTORES



Los conductores, o mejor conocidos como motores, son definidos sobre juntas del mecanismo, de manera que les son aplicadas ordenes de movimiento mediante diferentes formas, funciones matemáticas ingresadas de forma externa al programa, a través de señales, con funciones armónicas, con órdenes constantes de valor, entre otros. Para definir una junta conductora lo que se debe hacer es elegir el *objeto conductor* (6.1). Luego se selecciona a el *tipo de conducción* (6.2), donde se selecciona el tipo de conducción que se aplicará. Realmente las opciones de conducción *constante* y *armónica*, se utilizan bajo valores predeterminados y de prueba que son definidos por el usuario de manera previa. Con respecto a las *funciones*, se pueden utilizar fórmulas matemáticas que controle el movimiento de la junta, esto puede ser ingresado directamente al programa, a través de una nube de puntos con la información de la posición y el tiempo de manera externa, entre otros. Luego de definir el tipo de conducción que se trabajará para la junta, se

define en los *ajustes* (6.3) el nombre del conductor, para lo cual también se aconseja desarrollar un sistema de nombres para la organización y conocimiento de la información que se obtenga en el análisis de resultados.

7. CONFIGURACIÓN DE SOLUCIONES

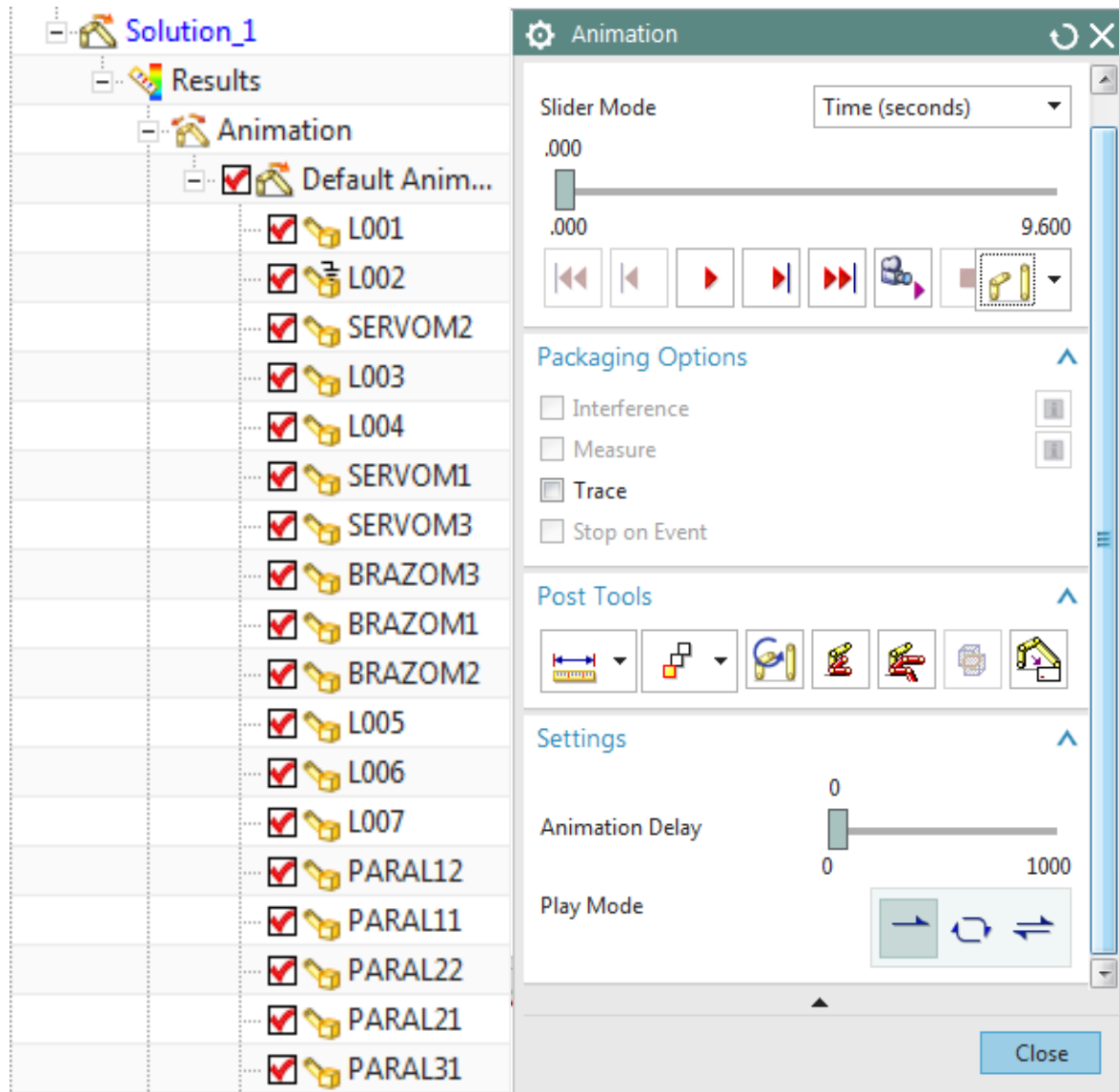


Para definir las características de las solución que se quiere realizar, en *opción de solución* (7.1) se debe seleccionar el *tipo de solución* en el cual están las opciones de *marcha normal*, donde se desarrolla un proceso teniendo en cuenta los tiempos y la cantidad de pasos que se van a trabajar en la simulación dejándolo a un proceso en el cual se puede utilizar una nube de puntos para la conducción de los motores y se puedan llevar a cabo a través de unos pasos tiempo-dependientes. También están las opciones de *articulación*, *marcha con hoja de cálculo*, *marcha con hoja de cálculo* y la opción de *cuerpo flexible*, que solo es activada cuando en el ambiente se indica esto. Aquí se genera el mismo tipo de formato de interfaz de una solución normal, pero teniendo en cuenta características para la opción de cuerpos flexibles. En el *tipo de análisis* existen tres opciones, donde la primera es *cinemática/dinámica*, luego *equilibrio estático* y por último la solución de *co-simulación* la cual se debe utilizar según el ambiente que se definió y que sirve

para controlar las juntas motoras de manera externa a través de un control de maquina por ejemplo. En la sección de *gravedad* (7.2) está configurada en la dirección negativa del eje Z del sistema coordenado absoluto del mecanismo con el valor predeterminado, esto es mejor no modificarlo a menos de que sea necesario para los análisis. En la pestaña de *ajustes* (7.3) se define el nombre de la solución, para lo cual se recomienda tener un sistema de nombramiento de las soluciones, pues la idea de poder tener varias soluciones consiste en poder variar las condiciones de parámetros con el objetivo de observar el cambio de comportamiento del mecanismo. Cabe decir que cada solución al ser solucionada guarda la última información de conducción que se configuro en los motores, por lo tanto se pueden hacer varias soluciones variando la conducción de los motores y así ver el comportamiento del mecanismo bajo diferentes comportamientos de las juntas motoras. Por ultimo está la pestaña de *parámetros de solución* (7.4) la cual es mejor no modificar a menos que el usuario conozca las variables que allí se encuentran.

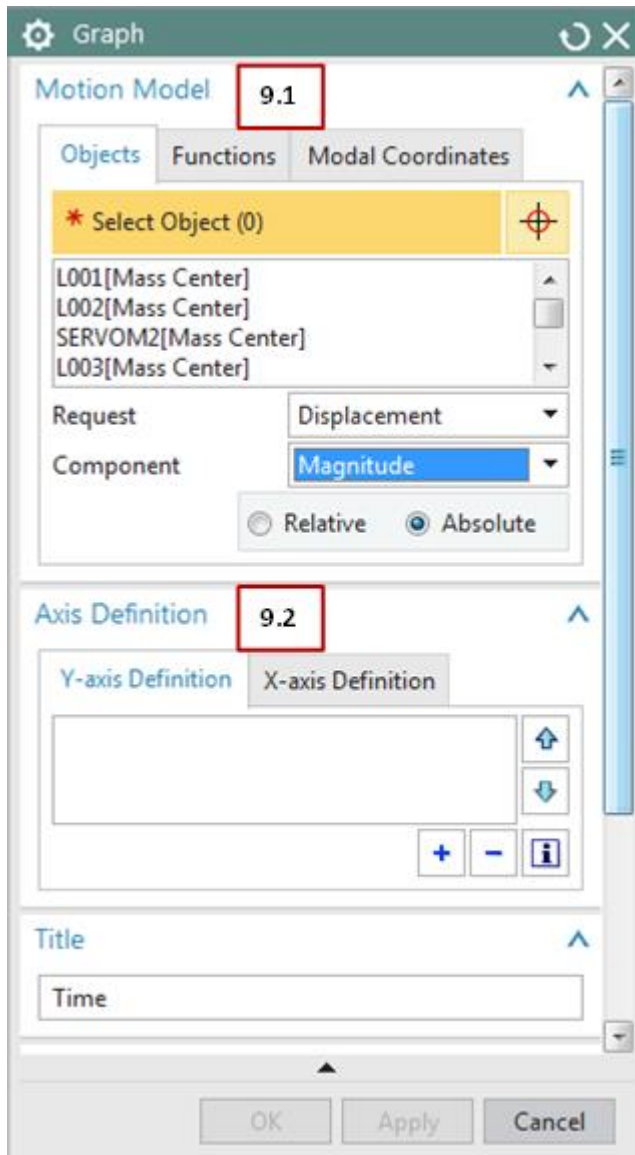
8. ANIMACIONES

Las animaciones hacen parte de los resultados que se obtienen al resolver la solución al cual pertenece. En la sección de animación se guardan las representaciones graficas de cada uno de los links que hacen parte del mecanismo y que están involucrados en el movimiento del mecanismo, permitiendo la opción de activar o desactivar su visualización en el movimiento que se representa al ejecutar la animación.



Dentro de la interfaz de animación se encuentran las opciones de control de animación como también la de *grabar video*, en las demás secciones de la interfaz se pueden activar las opciones de activar el trazado de las trayectoria que lleva el trazador definido (si el usuario así lo hizo) y otras opciones en las cuales no se ahondara en esta guía.

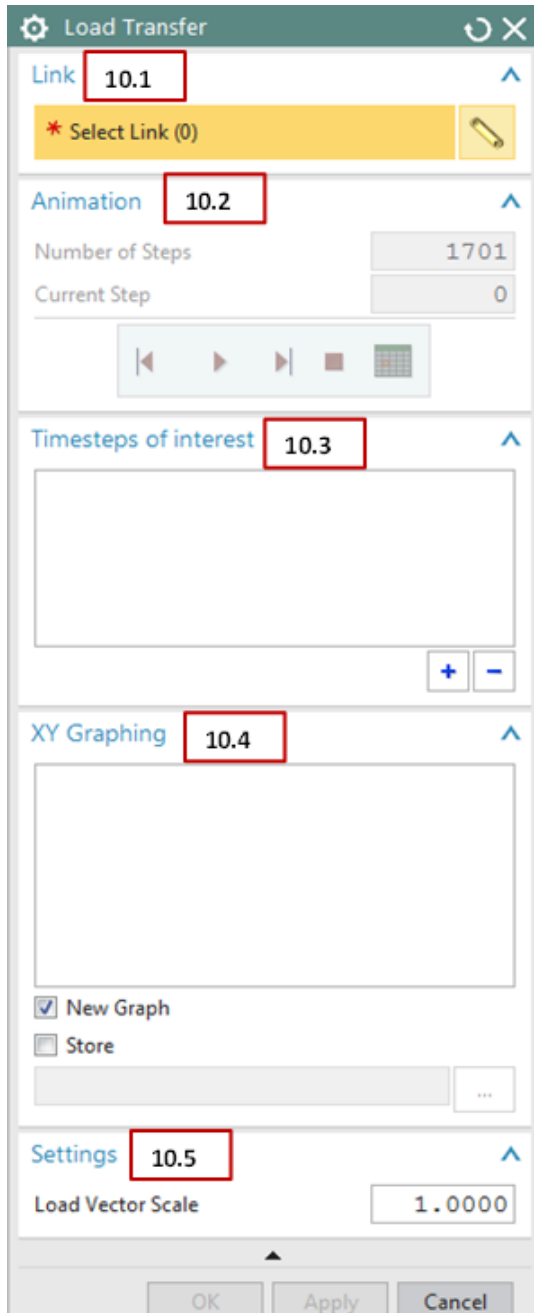
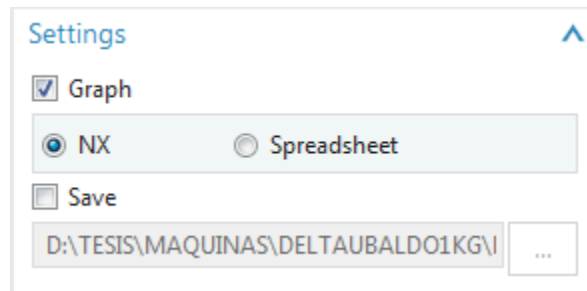
9. GRAFICAS XY



En la sección de las *Gráficas XY* del árbol decente, se almacenan todas las gráficas que se generen por el usuario como las que se generen automáticamente por otras herramientas. En la interfaz para generar las gráficas, se hará enfoque en cómo se obtienen estas de manera general con respecto a juntas y links. De esta manera en la sección del *modelo de movimiento* (9.1) en la pestaña de *objeto* hay la posibilidad de seleccionar los links (en sus centros de masa) o las juntas, luego se especifica el *requerimiento* en el cual se pueden especificar opciones como: *desplazamiento*, *velocidad*, *aceleración*, *fuerzas*, entre otros. Para los cuales se deben definir sus componentes, que de forma general son: Traslación, movimiento en los ejes X,Y,Z y la magnitud de la translación, rotación, en los ejes X,Y,Z y la magnitud de rotación en los ejes conocidos como RX,RY y RZ. También está la opción de la rotación de los ejes del sistema coordenado donde “Euler angle 1” corresponde a la rotación del eje X, el “Euler angle 2” corresponde a la rotación del eje Y y el “Euler angle 3” corresponde a la rotación del eje Z del sistema coordenado. Cada una de estas opciones de componentes se puede hacer con respecto al sistema coordenado absoluto del ensamble o con los sistemas coordenados relativos, como lo son los sistemas coordenados definidos para las juntas, es acá donde se debe tener muy en cuenta como están definidos dichos sistemas relativos.

En la *definición de los ejes* (9.2) de la gráfica, por configuración predeterminada el eje Y contiene la información del requerimiento solicitado, es decir la velocidad, aceleración u otra función que se esté analizando y en el eje x está graficando con respecto al tiempo (esto puede ser modificable por el usuario en la pestaña *definición del eje X*). Con los iconos + o – que se encuentran en la parte baja de esta sección se pueden añadir o restar los requerimientos que se deseen graficar, es decir por ejemplo, que si se quieren añadir más resultados de aceleración de las juntas en la mismas graficas se debe dar clic sobre el +.

Por demás en esta interfaz está el colocar nombres a las gráficas y en la parte baja se encuentra la opción de reproducir la gráfica que se está configurando en el programa (NX) o en una hoja de cálculo de Excel, como también guardar esa grafica en una carpeta del ordenador.

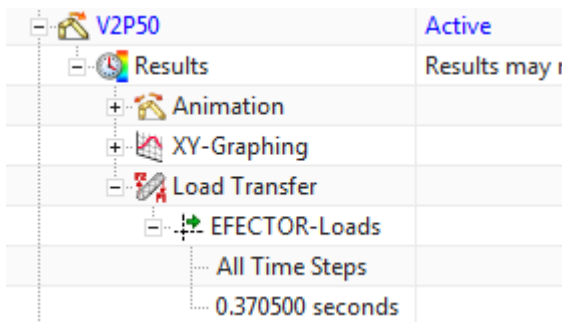


10. *LOAD TRANSFER*

El objetivo principal de esta herramienta es que una vez desarrollada la solución que presente la simulación de movimiento del mecanismo con los resultados de aceleraciones velocidades y cargas de este en cada una de sus juntas, se seleccione el link de interés y a través de esta herramienta se generan los estados de carga mecánicas en las juntas de dicho link con respecto al sistema coordinado absoluto del mecanismo y se pueden utilizar dichas cargas como cargas tiempo dependientes en un modelo de elementos finitos con el link al cual pertenecen estas juntas en la aplicación de simulación avanzada de NX. Hay dos formas de registrar esa información de los tiempos que contienen los estados de cargas más críticos, la primera es utilizando la interfaz de *LOAD TRANSFER*, donde se define el *link* (10.1) con el cual se quieren conocer el estado de cargas en las juntas. Luego en la sección de *animación* (10.2) se ejecuta la animación de la trayectoria con el fin de que el programa calcule los estados de carga y genere la información necesaria, la cual con esta opción será registrada en un archivo de Excel, en el cual está programado el registro de la información colocando en una hoja de cálculo el nombre del link al cual se le aplico el proceso de transferencia de carga (1), el nombre de las juntas que hacen parte de ese link en las columnas, hasta completar el resultado de la junta con cada una de sus componentes (2), como se puede ver en la siguiente imagen, el ejemplo está hecho con la junta denominada “M1” y siguiente a esto está tanto el marcador que indica si es una link de acción(i) o un link base (j) más la indicación de la componente a la cual pertenecen los datos que se registraran en la columna. Estos datos serán registrados para cada uno de los pasos (3) de las trayectorias que se estén trabajando en la solución.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1					Load analysis part=BRAZ OM1				
2		M1 i FX	M1 i FY	M1 i FZ	M1 i FM	M1 i TX	M1 i TY	M1 i TZ	M1 i TM
3	0	-21,231	0,000	35,901	41,709	-0,194	-204,010	-0,008	204,010
4	1	-27,714	0,000	44,068	52,058	-0,194	-90,888	-0,011	90,888
5	2	-33,179	0,000	55,818	64,935	-0,193	-752,660	-0,015	752,660
6	3	1,230	0,000	67,461	79,063	-0,193	-846,135	-0,019	846,135
7	4	9,416	0,000	80,704	94,631	-0,193	-1160,283	-0,024	1160,283
8	5	8,148	0,000	94,421	110,890	-0,193	-1432,771	-0,029	1432,771
9	6	-68,771	0,000	107,508	127,622	-0,193	-1205,332	-0,035	1205,332
10	7	-78,101	0,000	121,849	144,731	-0,193	-1451,884	-0,040	1451,884

En la sección de animación en la casilla de *número de pasos* aparece la cantidad de pasos que tiene esa trayectoria, en el *paso actual* se registra el paso que al usuario luego de un manejo de la información de Excel ha considerado que es el que contiene el estado de cargas que le interesaría analizar. Al registrar ese paso va a



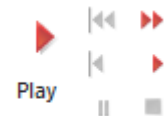
pasos de tiempo de interés (10.3) en el cual añade o resta los pasos que van quedando registrados en el recuadro de esta sección. Guardando así los pasos de interés que el usuario destaca al cerrar la interfaz. En la sección de *grafica XY* (10.4) el usuario tiene la visualización de las juntas que pertenecen al cuerpo rígido y con el check list de *grafica nueva* (*new graph*) se da la opción de crear las gráficas de carga para esas juntas. Por ultimo en los *ajustes* (10.5) se configura el tamaño de visualización de los vectores. Dando clic en

OK y cerrando está interfaz, los pasos de tiempo que se añadieron quedarán guardados en la sección de transferencia de carga de la solución que se está trabajando en el árbol descendente presente en el navegador de solución del programa.

Ya que con esta opción solo se obtiene información con respecto al sistema coordenado absoluto del sistema, la opción numero dos consiste en registrar los puntos de interés a través de las gráficas existentes del link de interés. Este trabajo es más detallado, ya que es más específico y necesita de más trabajo por parte del usuario. Para poder usar está opción, previamente se debe haber realizado el proceso de load transfer con el link al cual se le quieran añadir los pasos de tiempo de interés con graficas de sistemas coordenados relativos o el absoluto (Una razón por la cual este método tiene una importancia considerable, es porque se pueden guardar pasos de tiempo con graficas de aceleración, velocidad, o fuerza y torque en componentes y sistemas que la herramienta de trasferencia de carga no puede hacerlo).

Luego de haber desarrollado el proceso de trasferencia de carga para el componente al cual se desea conocer el estado de cargas, se grafica en NX la curva que corresponde a una de las juntas de dicho link y se desarrolla esté proceso paso a paso:

1. Ir a la pestaña de “resultados” del programa.
2. Ir a las herramientas de animación y correr la animación (play), inmediatamente detenerla (pause), más no pararla (stop).
3. Escoger la curva presente en el centroide del link o en una de sus juntas que se haya seleccionado, por ejemplo, aceleración, fuerza, velocidad, torque, entre otros, graficarla en el programa y luego ir a

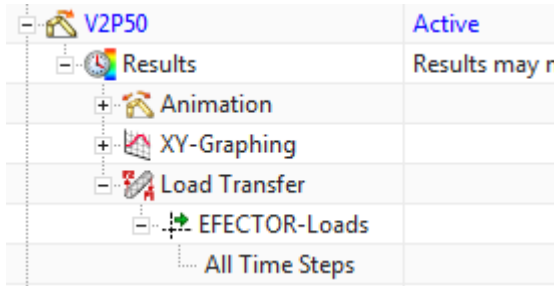


las herramientas de edición de gráficas, allí escoger la opción de “modo de toma de pruebas”

(Probing mode) 

4. Con esta herramienta, elegir el pico o el punto en el tiempo que sea de interés para el usuario. Inmediatamente se seleccione dicho punto, se debe oprimirla tecla “Esc” para que en el indicador de paso y de tiempo que se activa con el “modo de tomas de muestra”, se guarde la información del tiempo en el que se encuentra el paso de interés del usuario y así esté puede ir a la pestaña de load transfer, en la solución que está trabajando en el árbol descendente. Dar clic derecho en el link del cual desea guardar el estado de cargas en dicho paso y dar clic en la opción “añadir paso de tiempo”.

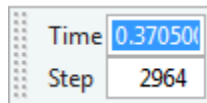
A modo de ejemplo, se realizara el proceso:



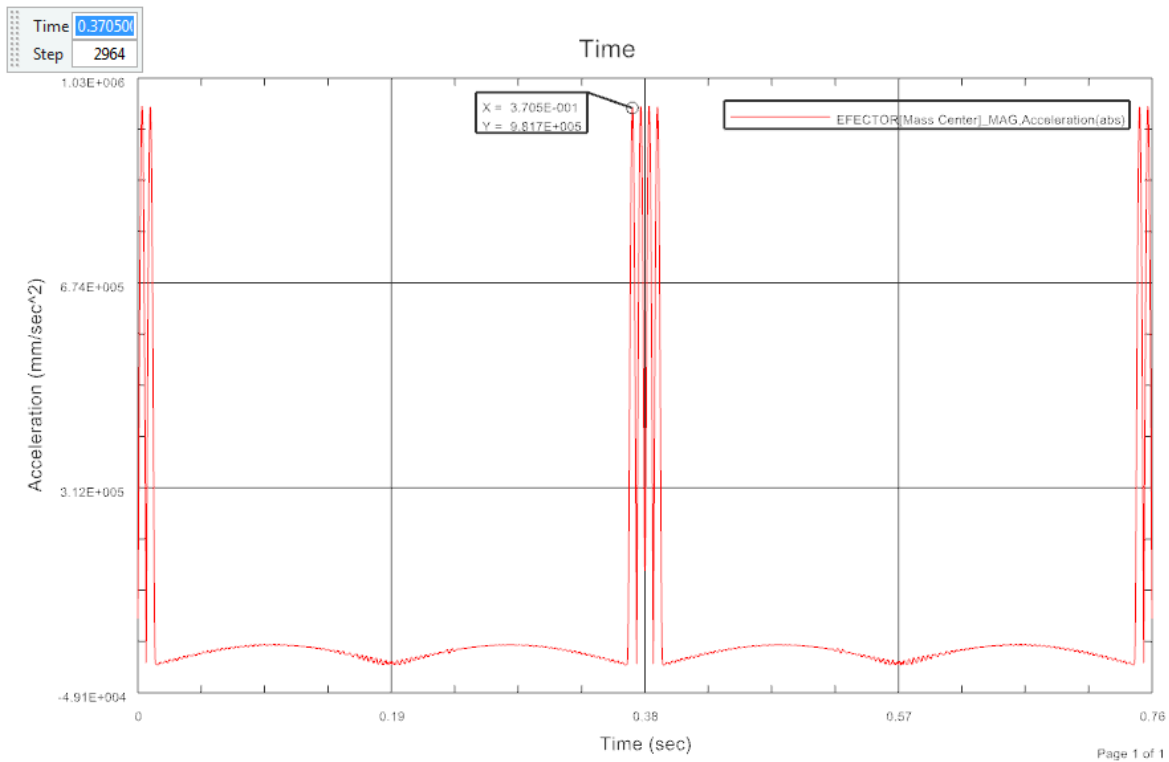
Ya se ha hecho el proceso de load transfer para el link de interés, que en este caso es el que se ha denominado como efector, y por lo tanto aparece en la pestaña de LOAD TRASNFER de la solución que se ha denominado como “V2P50” en el árbol descendente con los otros links a los cuales se les ha aplicado el mismo proceso.

Se ha ido a la sección de resultados (1) y se ha dado la orden de correr la animación e inmediatamente la orden de pausarla (2). Como gráfica de interés se ha producido la aceleración presente en el centro de masa del “Efector” con respecto al tiempo y se ha graficado en NX, para luego elegir la opción de “modo de toma de muestras” en la sección de herramientas de gráficas XY (3). Con esta herramienta se ha seleccionado uno de los picos máximos de aceleración (está vez sin ningún criterio, simplemente se seleccionó un pico para guardar el estado de cargas) y se ha tecleado inmediatamente la tecla “Esc”.

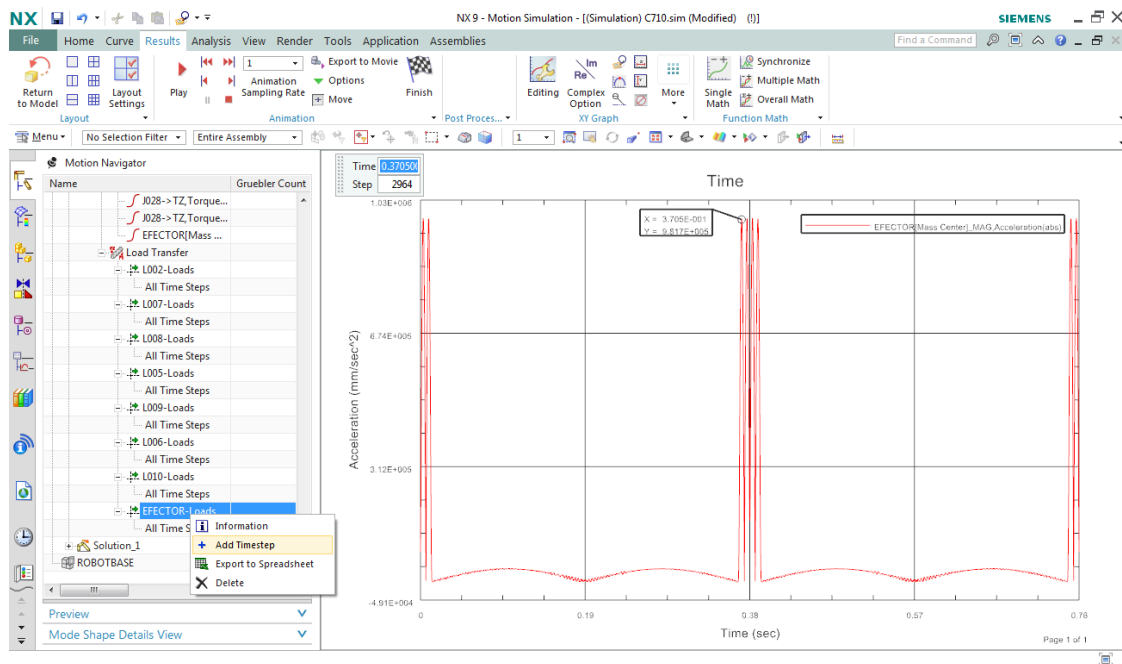
Luego de oprimir la tecla, y de tener el paso y el tiempo de interés en el indicador:



Se va al árbol descendente, en la solución V2P50, y en el link de interés que es el efector, dando clic derecho y seleccionando la opción “añadir paso de tiempo” (4) y de esta manera se guarda el estado de carga para el link que el usuario quiere:



Page 1 of 1



Ya que el módulo de simulación avanzada de NX maneja otro tipo de conceptos y tiene otro tipo de objetivos, en esta guía se describirá tan solo el proceso a tener en cuenta con lo respectivo a load transfer. De esta manera se debe tener en cuenta que el estado de cargas que NX ha guardado se verá representado en el módulo de elementos finitos como campos de condiciones de borde para fuerzas, momento y cargas

gravitacionales. Estos campos, serán aplicados en un solo nodo que está en la posición del centro de la junta (aquí hay otra razón por la cual la posición de las juntas es importante), y el sistema coordinado de desplazamiento en el nodo de transferencia de carga corresponde al sistema coordinado de la junta. El nodo de transferencia de carga no se asocia automáticamente con ninguna malla, es cuestión del usuario conectar este nodo a las mallas con las cuales tenga relación en el mecanismo.

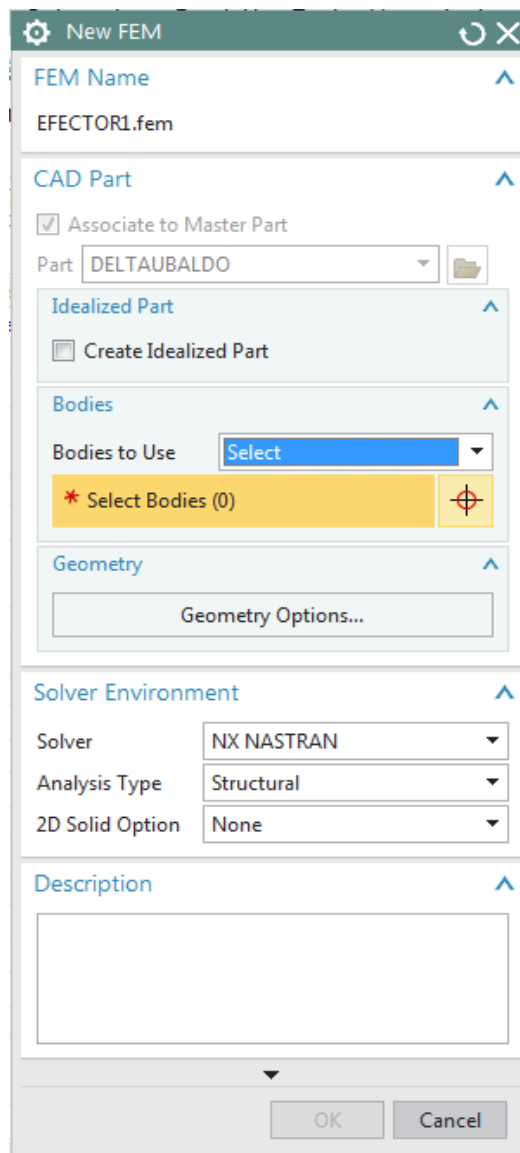
Con estos puntos de transferencia de carga, son también importadas dos cargas gravitacionales, la primera definida como la gravedad en la solución del módulo de dinámica, importando el sistema coordinado absoluto del mecanismo, y la segunda carga es la aceleración del link, importado en el centro de masa del link, para hacer una carga de reacción realizando contrapeso.

Aspectos a tener en cuenta según la ayuda del programa:

- Se debe tener en cuenta, que las cargas inerciales resultantes de aceleraciones angulares y velocidades angulares del cuerpo no son importadas.
- Si varias conexiones ocurren en el mismo punto del link, las reacciones son sumadas para crear un solo campo de condición de borde.

Para poder utilizar la herramienta de transferencia de carga en el módulo de simulación avanzada es necesario que el usuario entre en el módulo, allí cree un archivo FEM, el cual lo enviara a la interfaz con la cual debe seleccionar el objeto de trabajo para el análisis de elementos finitos. Con respecto a este proceso se debe hacer lo siguiente (para explicarlo, se recurrirá al ejemplo que se ha venido trabajando con el efector):

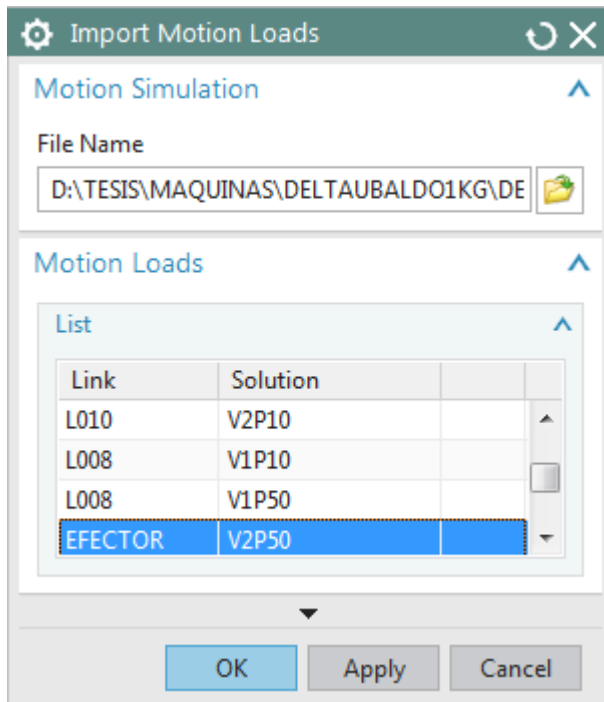
1. Del módulo de dinámica con el archivo del mecanismo en el programa, el usuario debe ir al módulo de simulación avanzada y crear un archivo FEM Y SIM que deberán ser guardados obligatoriamente en la misma carpeta donde se encuentra el modelo del mecanismo (se aconseja no guardarlo en la carpeta que se crea para los archivos de dinámica, sino en la carpeta que contiene a esta), a lo cual aparecerá una interfaz como la que se presenta con el nombre de “new FEM”. Los archivos creados deben ser estructurales y con respecto al archivo SIM la solución que se aconseja utilizar es “SOL 101 linear statics – Global constraints” Para un análisis de elementos finitos en el campo lineal de la curva del material.
2. Allí lo importante es que teniendo todo el ensamble para escoger, en la sección de cuerpos (Bodies), y en la elección de lista denominada cuerpos para usar (Bodies to use) debe elegir



seleccionar (select) y por lo tanto en el modelo seleccionar el link de interés para el usuario. (En este caso el efector).

Luego de desarrollar el proceso de enmallado y de ser necesario el de simplificación del modelo en una parte idealizada. Se debe pasar al archivo de simulación. En estos archivos se explicaran los procesos tanto de transferencia de carga y creación del nodo que contiene dicha información como la manera en la cual se debe relacionar el nodo de transferencia de carga con la malla bajo el mismo ejemplo que se viene trabajando.

Al crear el archivo de simulación, aparecerá la interfaz de configuración de la simulación. En está, en la pestaña de parámetros, se debe activar la opción de alivio de la inercia (Inertia relief), esto en busca de balancear la estructura, compensando los ligeros desbalances que pueden ocasionar el movimiento de cuerpos rígidos.



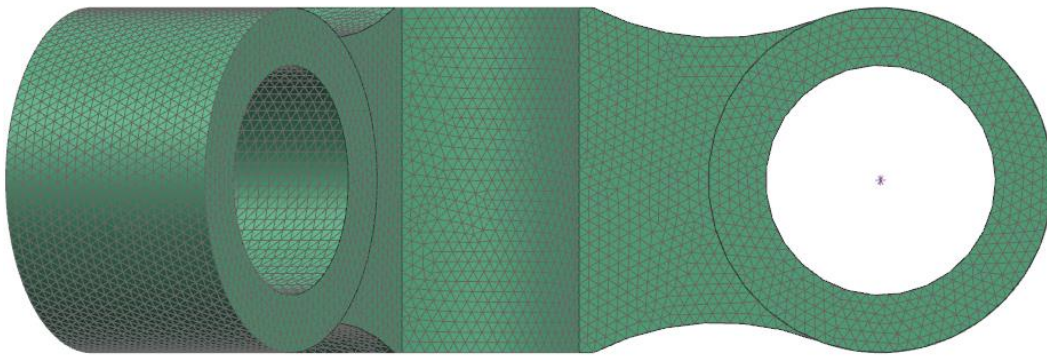
En el navegador de simulación, donde se encuentra el árbol descendente de trabajo, en el primer título correspondiente al archivo de simulación, se debe dar clic derecho y seleccionar la opción “importar cargas de movimiento” (Import motion loads), allí se abrirá una interfaz como la que se presenta a continuación:

En está interfaz, en la sección de simulación de movimiento se debe buscar el archivo de simulación que contiene el ambiente en el que se encuentra la solución de interés, en la cual, a su vez, se encuentra la información de transferencia de carga del link. En este caso del efector, que como se puede ver en la imagen, en la sección de cargas de movimiento, aparecen el link y la simulación a la que pertenece la información. Al aplicar está información se cargaran el punto o los puntos de interés que se hayan guardado en ese archivo. Las cargas que provienen en ese archivo quedarán guardadas en el contenedor de cargas que

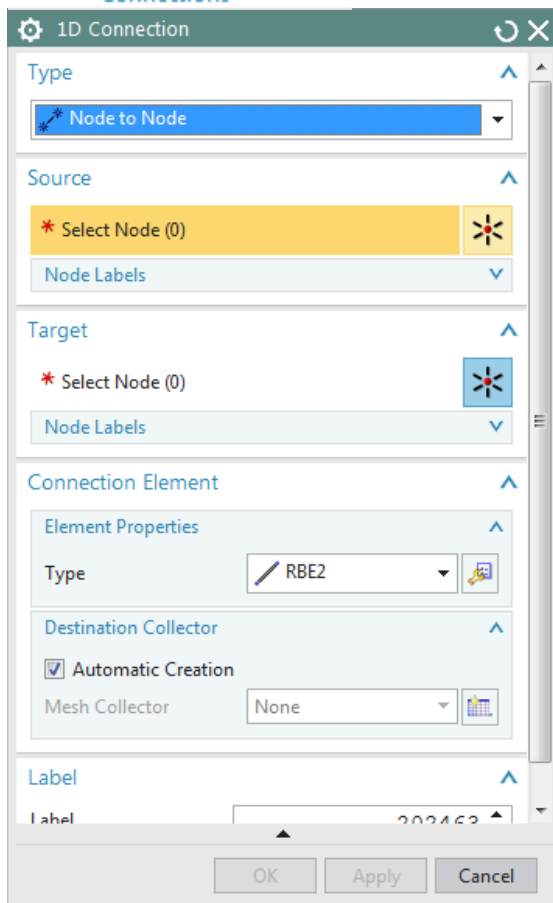
es visible en el navegador de simulación. Y tendrá en cuenta toda la curva de cargas que se presentan en el link a través de la solución que se ha escogido.

Luego de cargar la transferencia de carga, es necesario volver al archivo FEM en donde se encuentra el enmallado para asociar los nodos de transferencia acabados de crear, con la malla del link de interés.

Como se puede observar en la imagen del efector, aparece en el centro de la circunferencia el nodo correspondiente al eje de la cadena cinemática número uno, y como se había dicho, esté no está conectado con la malla. Proceso que se explicará a continuación



Se debe seleccionar el icono de conexiones 1D, el cual genera una interfaz como la que se presenta con ese nombre. Según la situación se elige el tipo, que generalmente es nodo a nodo, en la fuente (source) se debe seleccionar con cuidado el nodo que ha sido creado por la transferencia de carga. Y en



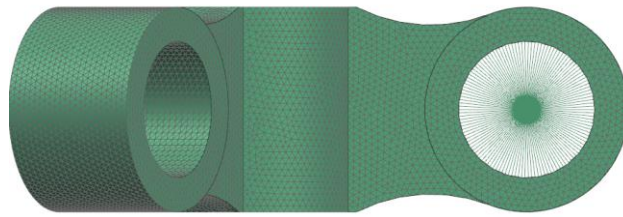
el objetivo (target) se deben seleccionar los nodos pertenecientes a la cara del link en la que se encuentra la junta. Como un tip, en la parte del target es mejor activar la herramienta de nodos relacionados (related nodes), pues permite escoger los nodos que están relacionados con la cara que el usuario elija y hay menos posibilidad de equivocarse.



Con respecto al elemento de conexión, el elemento correcto con el cual se debe hacer es el RBE2, el cual es un elemento que permite una conexión rígida.

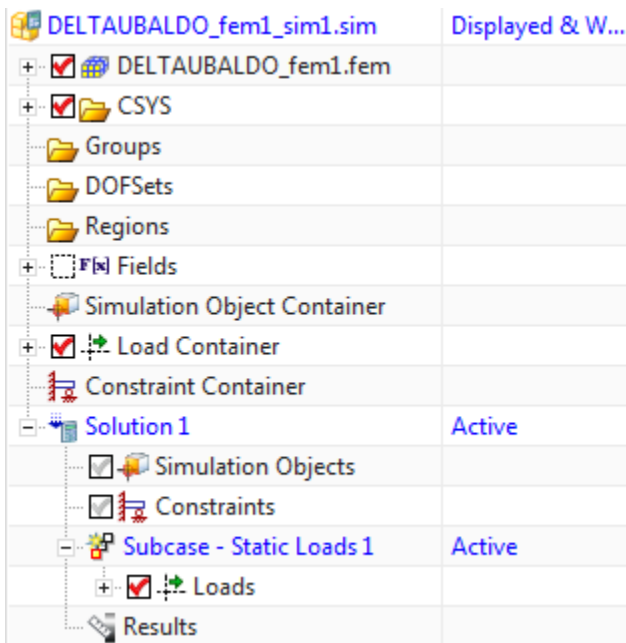
Se debe aclarar que para un proceso iterativo de simulación con elementos finitos, cada vez que se haga un cambio de malla se deben borrar tanto las conexiones RBE2 como los nodos de transferencia de carga y volver a repetir el proceso. Esto es necesario para la seguridad de que los datos de carga se están transfiriendo realmente a la malla y de ser posible realizar la mayor cantidad de verificaciones sobre la existencia del nuevo nodo de carga y su adecuada conexión.

Luego de realizar la conexión de los nodos del link con la malla de esté, se debe volver al archivo SIM.



Con respecto al efector, el nodo está presente en el centro del agujero cilíndrico y es relacionado con la cara interna de dicho cilindro.

Al estar de nuevo en el archivo SIM y al haber hecho el proceso correspondiente a un análisis de elementos finitos común y corriente como la aplicación de objetos de simulación. Se deben especificar los tiempos de evaluación. En el navegador de simulación, para una simulación estructural se debe presentar algo así:



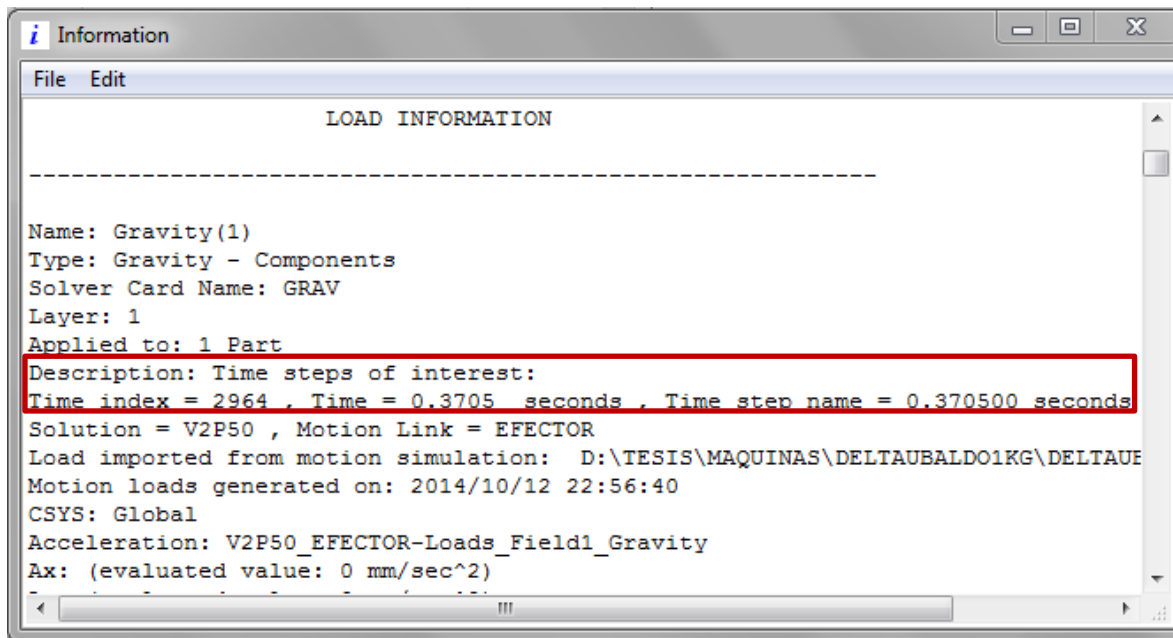
En la parte baja del navegador, está la solución. Cada solución tiene un sub caso o varios, dependiendo si el usuario quiere desarrollar varias situaciones. En estos sub casos, al editarlos se encuentra en la parte baja una opción que como está.

En la cual, en la sección del tiempo de evaluación, se escribirá el tiempo del paso de interés que se quiere evaluar. Esto es necesario escribirlo porque de no ser así, el programa hará el análisis de elementos finitos en el tiempo cero, ya que como se dijo anteriormente, al seleccionar la transferencia de carga, el programa ha considerado todos los estados de carga que se presentan en la solución y por lo tanto es necesario especificarle el tiempo al que se

encuentra el estado de carga de interés. Una forma de conocer cuáles son los puntos de interés que el usuario ha guardado en ese archivo es dando clic derecho en el contenedor de cargas y seleccionando la información.

Boundary Condition Control Variables

Evaluation Time		sec
Evaluation Frequency		Hz

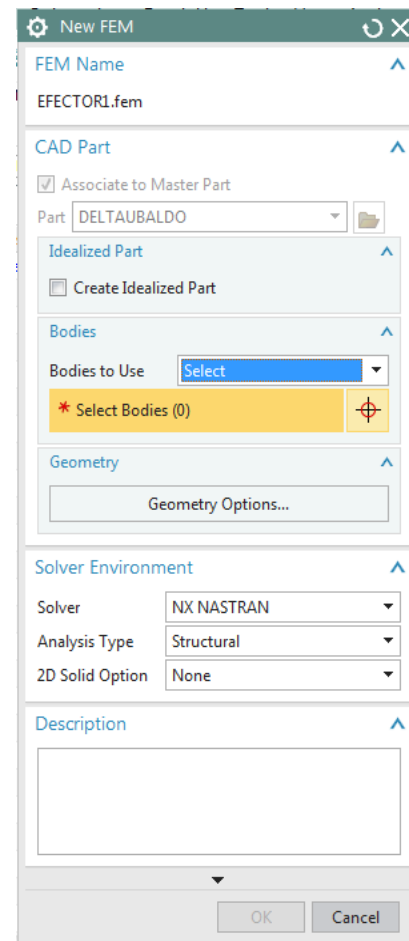


A pesar de que puede ser obvio, es necesario decir que el proceso de transferencia de carga, guarda un paso de tiempo en la simulación en el cual se encuentra un estado de cargas, este estado de cargas se encuentra en equilibrio de acuerdo a las cargas que se producen en cada una de las juntas y por lo tanto no se necesita colocar como condición de borde restricciones adicionales, pues el sistema quedaría sobre restringido y no estaría cumpliendo con la realidad del componente dentro del mecanismo. Lo que si se debe aclarar es que el usuario debe estar completamente seguro de que para todas las juntas del link, se han generado los nodos de transferencia de carga correspondientes y que de esta manera han sido relacionados todos correctamente, asegurando que el componente se encuentra realmente en un estado de equilibrio de cargas.

11.ELEMENTOS FLEXIBLES

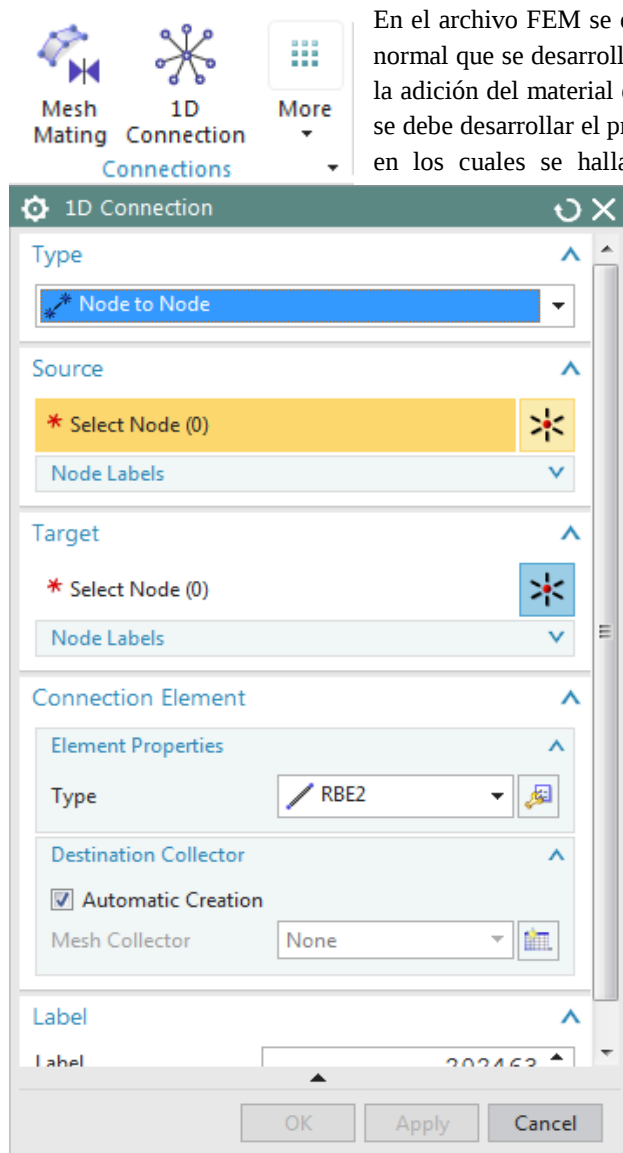
Adicional al proceso explicado anteriormente, en este apartado se explicará cómo se definen los cuerpos flexibles, y así también, como se analizan. Se explicaran los aspectos que no se hayan explicado sobre los módulos que necesitan manejarse en el programa, el de simulación dinámica y el de simulación avanzada. Para iniciar, el usuario debe determinar que links o componentes del mecanismo quiere que tengan las características de cuerpo flexible.

A manera de ejemplo, el componente que se estará utilizando del robot DELTA será uno de sus paralelogramos, con el cual se hará el proceso para que el usuario entienda de manera práctica como se hará el proceso. Se iniciara el proceso en el módulo de simulación



avanzada, donde se creara un archivo FEM y un archivo SIM (se aconseja generar estos archivos de forma separa, de manera que el nombre corresponda a la pieza que se quiere analizar y no quede con el nombre base del ensamble, permitiendo así diferenciar los diferentes componentes.) Estos archivos deben ser creados en el tipo de análisis estructural.

En la creación del archivo FEM aparecerá una interfaz de selección del modelo o la pieza que se desea analizar, la interfaz lleva por nombre “nuevo FEM” allí lo importante es que teniendo todo el ensamble para escoger, en la sección de cuerpos (Bodies), y en la elección de lista denominada cuerpos para usar (Bodies to use) debe elegir seleccionar (select) y por lo tanto en el modelo seleccionar el link de interés para el usuario. (En este caso el efector). Como se dijo anteriormente se debe especificar allí que el tipo de análisis es estructural.



En el archivo FEM se debe crear el enmallado de la pieza como el proceso normal que se desarrolla en un análisis estructural por elementos finitos con la adición del material del cual se quiera analizar la pieza. Adicional a esto, se debe desarrollar el proceso de definición de conexiones 1D en los centros en los cuales se hallan las juntas del link o componente que se está analizando. Este proceso debe ser llevado a cabo en el punto de origen de toda junta, buje, fuerza, torque, resorte o amortiguador como objeto de movimiento sobre el cuerpo que se considerara flexible. Esto con el objetivo de aplicar las restricciones correspondientes a estos puntos, para que el análisis modal que se desarrolla en el análisis de elementos finitos obtenga resultados correctos, pues el calcula las deformaciones físicas en cada punto donde el cuerpo flexible es conectado con el resto del mecanismo.

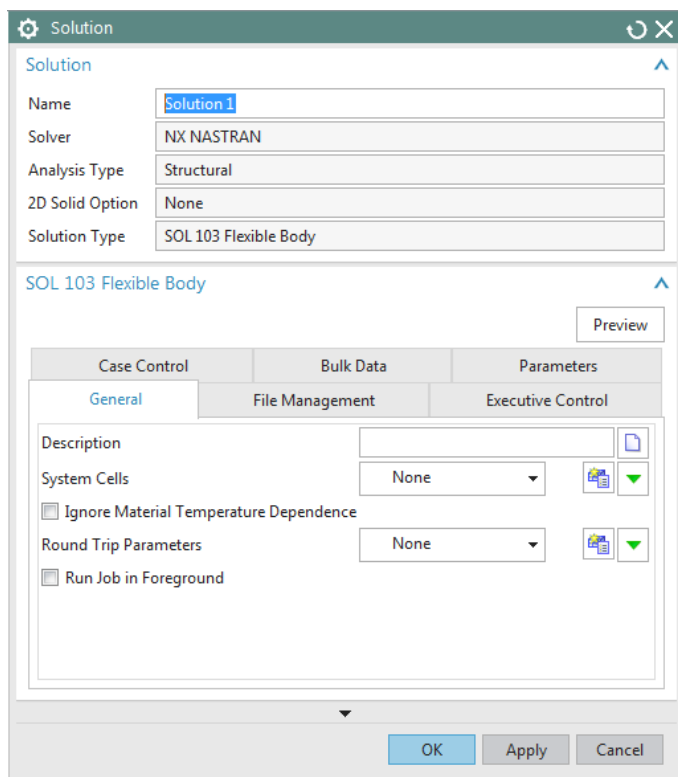
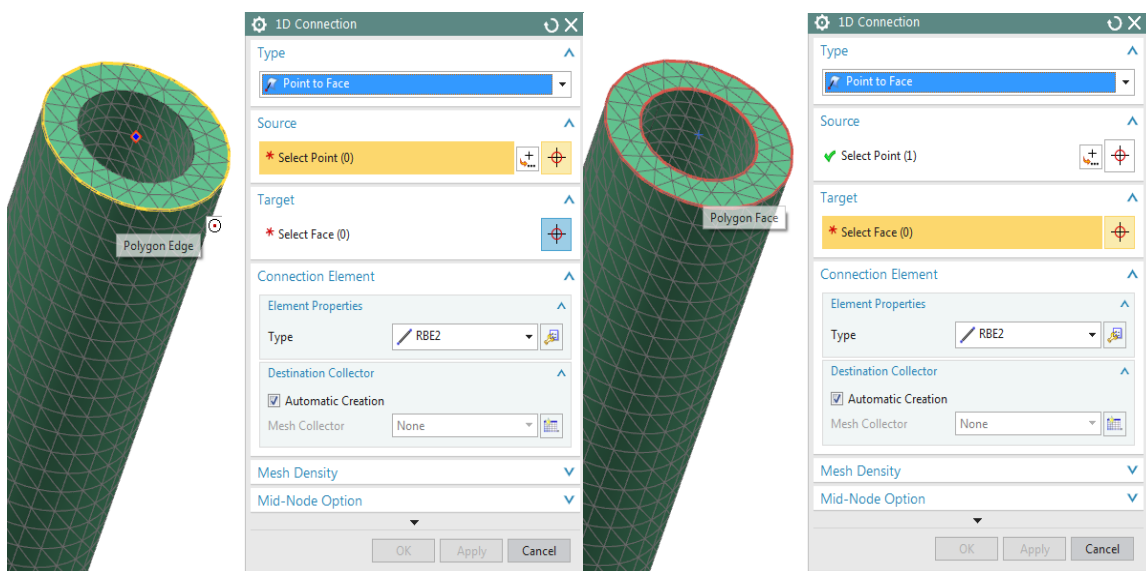
Se debe seleccionar el icono de conexiones 1D, el cual genera una interfaz como la que se presenta con ese nombre. Según la situación se elige el tipo, en este caso es punto a cara, en la fuente (source) se debe seleccionar con cuidado el Punto en el cual se encuentra el centro de la junta en el link. Y en el objetivo (target) se la cara que hace parte de la unión de la junta.

Con respecto al elemento de conexión, el elemento correcto con el cual se debe hacer es el RBE2, el cual es un elemento que permite una conexión rígida.



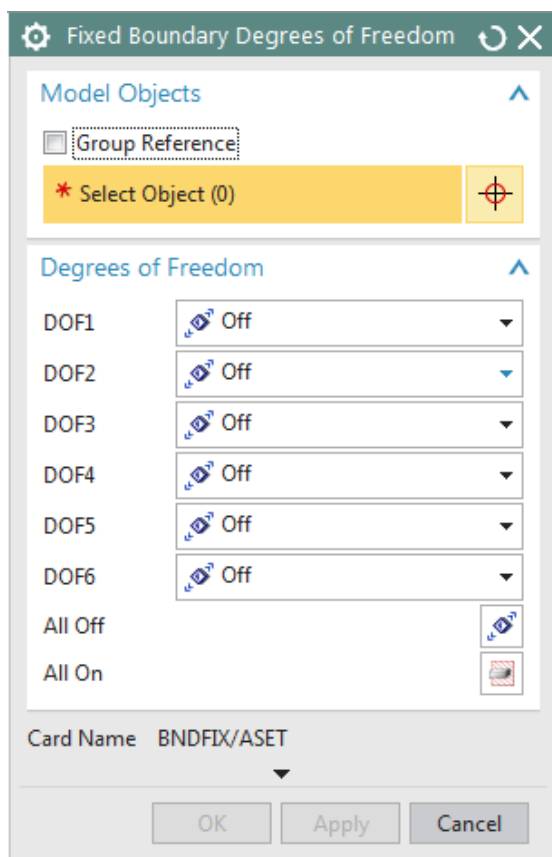
Se debe aclarar que para un proceso iterativo de simulación con elementos finitos, cada vez que se haga un cambio de malla se deben borrar las conexiones RBE2. Esto es necesario para la seguridad de que los datos de carga se están transfiriendo realmente a la malla y de ser posible realizar la mayor cantidad de verificaciones sobre la existencia del nuevo nodo de carga y su adecuada conexión.

Con respecto al paralelogramo seleccionado con el robot, las conexiones se hicieron en la parte inferior y superior de la barra, pues en este punto está la conexión de la barra con las juntas.



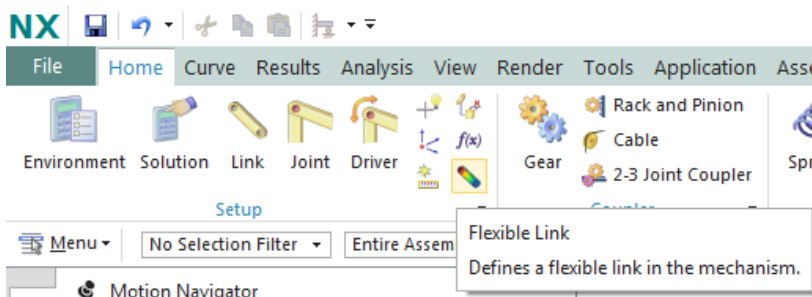
Definidas las conexiones 1D, se crea el archivo SIM, y si ya está creado, se utiliza. Allí en la interfaz de solución, se escoge el tipo “SEMODES 103 –flexible bodies”. En la pestaña control de caso, se edita la lanzos data y en el límite menor del rango de frecuencia (Frequency Range – Lower Limit) se coloca 0 y en el número de modos deseados (Number of Desired Modes) se escribe 20. Esto para que el solucionador calcule los modos de baja frecuencia con los primeros 20 modos comenzando con la frecuencia 0. Si el usuario quiere incrementar el número de modos deseados, se obtendrá una representación más precisa de la estructura, pero esto exigirá mayor tiempo de solución. El usuario podrá incluir suficientes modos para cubrir el rango de frecuencia que le interesa.

Se debe tener cuidado de no modificar las configuraciones del tipo de solución de cuerpo flexible y las opciones de exportación de cuerpo flexible del programa, estas opciones están destinadas para la integración manual de los solucionadores dinámica y no deben ser cambiados para el módulo de simulación dinámica del programa, el riesgo de cambiar estas configuraciones es que la solución con elementos flexibles no resuelva.



Al crear las conexiones 1D, se creó un nodo independiente en el centro de cada junta o buje que conecta el componente con el mecanismo. Para definir la rigidez del sistema en esos puntos se utiliza la condición de borde “Restricción de los grados de libertad fija en los límites” (Fixed Boundary Degrees of Freedom) que se encuentra en los tipos de restricción, esta opción debe ser utilizada para las conexiones del componente con el mecanismo con juntas o bujes. Pero para cada conexión del nodo con una fuerza, torque, resorte o amortiguador se deben definir los grados de libertad con la herramienta “Grados de libertad libres en los límites” (Free Boundary Degrees of Freedom). Con esta opción se deben elegir los puntos de las conexiones 1D (asegurarse de esto) y aplicarles las restricciones correspondientes a su realidad. Los DOF (1-3) corresponden a las traslaciones en los eje X, Y y Z, y los DOF (4-6) corresponden a las rotaciones en los ejes X, Y y Z.

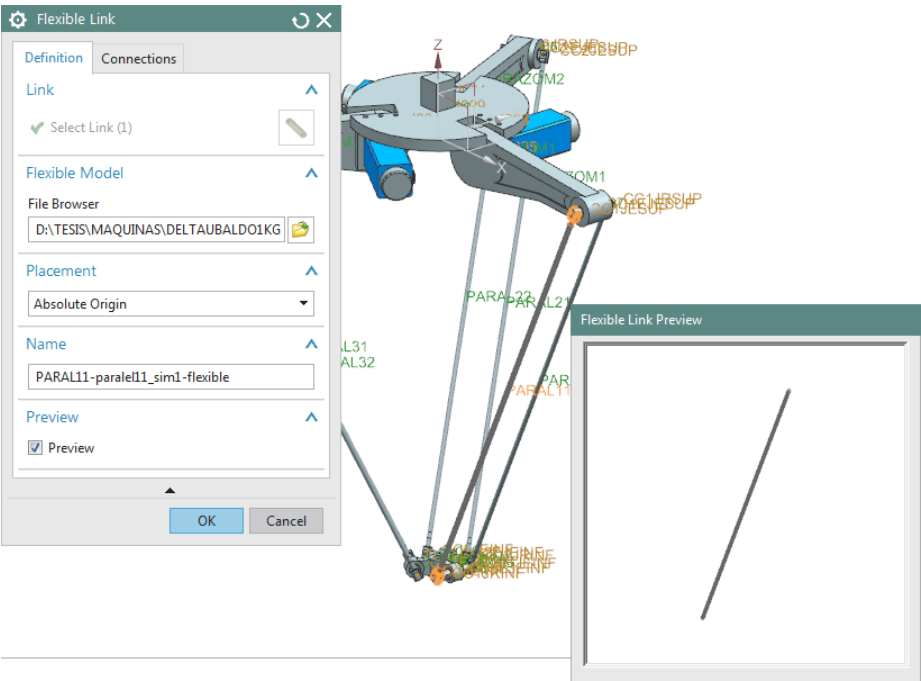
Definida la rigidez de los puntos y por lo tanto del componente se resuelve la solución y el usuario puede observar los resultados que arrojó el análisis de elementos finitos modal para elementos flexibles.



Con respecto al módulo de Motion Simulation, se debe crear o editar uno de los ambientes, seleccionando la opción de Dinámica de cuerpo flexible en la sección de opciones de solución avanzada. Luego se utiliza la definición de link flexible, seleccionando el

componente que se ha determinado para tener las características de cuerpo flexible. Allí, luego de seleccionar el componente en la sección de modelo flexible, en el buscador, se dirige a la carpeta que contiene el análisis modal con elemento flexible que se acabó de realizar y se carga solamente el archivo que tiene terminación .rfi. En la opción de posicionamiento, se aconseja utilizar la opción origen absoluto, pues el cuerpo flexible está en la misma orientación a la correspondiente al link en el mecanismo, es decir relativa al sistema coordenado absoluto del mecanismo. En la pestaña de conexiones aparecerán los marcadores correspondientes a los puntos definidos con conexiones 1D en los centros de junta del componente flexible.

Luego de definir el cuerpo flexible, se crea una solución como solución de tipo: cuerpo flexible. Se añaden los parámetros correspondientes a la definición común de una solución.



C710		RecurDyn Statics & Dynamic
+	☒ Links	
+	☒ Joints	
+	☒ Markers	
+	☐ Trace	
+	☐ Driver Container	
-	☒ Flexible Links	
	☒ PARAL11-parallel11_s...	
+	V1P10	Normal Run
+	V1P30	Normal Run
+	V2P10	Normal Run
+	V2P30	Normal Run
+	V1P50	Normal Run
+	V2P50	Normal Run
+	Solution_1	Normal Run
+	Solution_2	Active Flexible Body

En el navegador de solución se aparece una nueva sección denominada links flexibles, en esta sección se deben seleccionar los links que el usuario quiere que estén en la nueva solución, dar clic derecho y elegir la opción: añadir a la solución.

Dando clic derecho sobre el cuerpo rígido, se pueden seleccionar las opciones de: edición del factor de amortiguamiento, como también, la configuración de la amortiguación física, factores que deben ser conocidos por el usuario, para generar un modelo matemático del cuerpo flexible que sea lo más cerca de la realidad.

Para el cuerpo flexible, en el módulo de simulación dinámica, cuando es seleccionado el componente flexible, aparecen desactivados los primeros seis modos de vibración, pues estos teóricamente pertenecen a el comportamiento del componente de manera rígida. En esa tabla, presente en la parte inferior del navegador de simulación como la visualización de detalles de la forma modal. Donde aparecen todos los modos de falla con sus valores de frecuencia, porcentaje de viscosidad, histéresis, entre otros. Como se puede observar en la lista de modos, los que aparecen con un * están indicando que a la hora de resolver la solución de cuerpos flexibles, están activos para ser considerados en la solución, mientras que los que no tienen el asterisco están desactivados.

The screenshot displays the software interface. The top part shows a tree view under 'Flexible Links' with a sub-item 'PARAL11-parallel_s...' selected. Below this is a 'Preview' section titled 'Mode Shape Details View' containing a table of vibration modes.

# Mode	Frequency	%Viscous	%Hysteretic	%Phys Visc	%
1	4.468e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
2	2.933e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
3	2.181e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
4	1.506e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
5	2.279e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
6	5.393e-003	0.00000	0.00000	0.00000	
* 7	6.854e+001	0.00000	0.00000	0.00000	
* 8	6.854e+001	0.00000	0.00000	0.00000	
* 9	1.888e+002	0.00000	0.00000	0.00000	
* 10	1.888e+002	0.00000	0.00000	0.00000	
* 11	3.696e+002	0.00000	0.00000	0.00000	
* 12	3.696e+002	0.00000	0.00000	0.00000	
* 13	6.102e+002	0.00000	0.00000	0.00000	

Below the table, the text reads: Total Effective Mass: X: 0.00000% ; Y: 0.00000% ; Z: 0.00000% ; Rx: 0.00000% ; Ry: 0.00000%

Luego de terminar de configurar los parámetros que el usuario considere con respecto a la solución, puede resolver la solución de cuerpos flexibles y analizar los resultados como se hace de manera común y corriente con las soluciones de cuerpos rígidos.

El proceso de solución puede tomar un buen tiempo, dependiendo de la máquina y del problema matemático que se haya planteado puede tomar incluso días, como sucedió en el caso del proyecto. Lo que sucede es que NX NASTRAN está llamando automáticamente a correr la solución SEMODES 103 –FLEXIBLE BODY resuelva de nuevo. De esta manera NASTRAN usa los resultados del archivo Recurdyn y la entrada original del archivo de entrada de NX NASTRAN para recuperar la deformación, desplazamiento, esfuerzos y otros resultados para el link con características de cuerpo flexible.

Mientras el programa está solucionando, NO CIERRE ninguna ventana de Windows hasta que el comando cierre las ventanas y muestre el mensaje de “Recuperación de resultados de NASTRAN completado” en la línea de estatus del programa.

BIBLIOGRAFIA

Todo el contenido de esta guía tiene como fuente principal, las ayudas y documentaciones del programa en idioma inglés. Principalmente la información se tomó de las siguientes direcciones, las cuales para ser observadas, han de ser previamente instaladas con los archivos anexos al de instalación con los que viene el programa:

- Información sobre el módulo de simulación dinámica en el CAST del programa, haciendo énfasis en los apartados de “Introducing to Motion Simulation”, “Creating Links and constraints” y “Advanced topics” para las herramientas de “Load Transfer” y “Flexible body analysis”
file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%208.0/nxcast/html/collection/index.html?goto=collection/overview_motion_sim.html&vars=-nav,-aux,-title
- Documentación del programa con respecto al módulo de simulación dinámica, donde se encuentra toda la información de los procesos realizados.
file:///C:/Program%20Files/Siemens/NX%209.0/ugdoc/html_files/nx_help/index.html#uid:index_motion