



REDISEÑO DE BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL DE SUV

MODALIDAD DE TITULACIÓN:

TRABAJO PROFESIONAL

NOMBRE DEL ALUMNO: VIOLETA LOPEZ PEREZ

NÚMERO DE CUENTA: 9916742-0

CARRERA: INGENIERIA MECANICA

ASESOR: M.I. ANTONIO ZEPEDA

AÑO: 2011

INDICE

INTRODUCCION

CAPITULO 1. DESCRIPCION DE LA COMPAÑIA Y ORGANIGRAMA	1
1.1 Descripción de la compañía.....	1
1.2 Organigrama.....	3
CAPITULO 2. DESCRIPCION DE PUESTO Y ACTIVIDAD PROFESIONAL	7
2.1 Descripción de puesto: Ingeniero de Proyecto.....	7
2.1.1 Tareas y responsabilidades	7
2.1.1 Conocimiento	7
2.1.3 Habilidades	7
2.1.4 Experiencia/Educación	8
2.1.5 Competencias	8
2.2 Desarrollo de la Actividad Profesional	8
CAPITULO 3. PROYECTO DE DISEÑO	10
3.1 Definición	10
3.2 Justificación	10
3.3 Objetivos	11
3.4 Actividades	11
3.5 Descripción del producto	11
3.6 Sistema de barra estabilizadora	12
3.7 Evaluación de la condición actual	13
3.7.1 Zonas de Impacto	15
3.7.1.1 Parte central	15
3.7.1.2 Extremos de barra	17
3.7.2 Articulación del modelo de la condición actual.....	20
3.7.2.1 Definición de Uniones	20
3.7.2.1 .1 Caja de dirección, Flecha homocinética y Link	20
3.7.2.1 .2 Flecha homocinética	21
3.7.2.1 .3 Flecha homocinética interna	21
3.7.2.1 .4 Link de barra estabilizadora	22
3.7.2.1 .5 Brazo de control y barra estabilizadora	22
3.7.2.1 .6 Amortiguador	24
3.7.2.2 Definición de movimiento: Extensión-Compresión	24
3.7.2.3 Definición de movimiento: Dirección	25
3.7.3 Análisis de Resultados	28
3.7.3 .1 Primer caso: Barra- Caja de dirección externa	28
3.7.3 .2 Segundo caso: Barra- Brazo de control.....	30
3.8 Diseño de la barra nueva	31
3.8.1 Parámetros de diseño	31
3.8.2 Articulación del modelo de la nueva condición.....	35
3.8.3 Análisis de Resultados	36
3.8.3.1 Primer caso: Barra- Caja de dirección externa.....	36
3.8.3.2 Segundo caso: Barra- Brazo de control	37
3.9 Diseño del ojo de la barra	40
3.10 Materiales.....	42
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	43
BIBLIOGRAFIA	44

INTRODUCCION

Una preocupación de los fabricantes de carruajes fue tratar de hacer más cómodos los vehículos. Los caminos empedrados eran seguramente una tortura para los ocupantes de los antiguos carros de tracción animal, pues cada hoyo o piedra que las ruedas pasaran se registraba exactamente ahí, donde se sentaban, en la misma magnitud. Se hicieron varios intentos para reducir esos impactos, acolchando los asientos o poniendo unos resortes en el pescante del cochero, (para empezar no estuvo mal) pero el problema aún no se resolvía hasta que alguien tuvo la idea de colgar la cabina del carruaje, con unas correas de cuero, desde unos soportes de metal más o menos acerado que venían de los ejes (ver Figura a) de modo que aquella quedaba suspendida por cuatro soportes y cuatro correas.

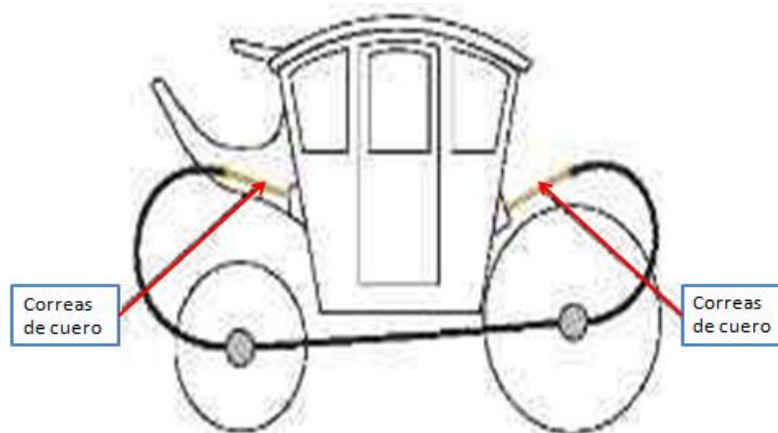


Figura a

El resultado fue que aunque los golpes del rodaje eran parcialmente absorbidos por tal sistema, resultó ser una verdadera coctelera pues se mecía y bamboleaba sin control, añadiendo al relativo confort las delicias del mareo. Sin embargo, en estricto sentido, se puede decir que ahí nació el concepto de suspensión: un medio elástico que además de sostener la carrocería asimile las irregularidades del camino.

En la medida en que las suspensiones evolucionaron y fueron haciéndose más eficientes, las ruedas disminuyeron su tamaño. Esto se entiende porque las ruedas de gran diámetro reducían el efecto de las irregularidades del camino; las ruedas pequeñas las registraban más debido a que entraban en los hoyos en mayor proporción.

Con el desarrollo del motor de combustión interna aplicado a los vehículos, las ruedas también evolucionaron, de la rueda de rayos (radios) pasaron al de metal estampado y al de aleación ligera; de la llanta de hierro a la de hule macizo, después al neumático de cuerdas o tiras diagonales y finalmente al radial.

Una suspensión actual de tipo convencional cuenta básicamente con dos elementos: un resorte (o muelle helicoidal) y un amortiguador. El resorte tiene como función principal absorber las irregularidades del camino para que no se transmitan a la carrocería. El amortiguador a su vez, tiene la función de controlar las oscilaciones de la carrocería. Con esta combinación de elementos se logra una marcha cómoda, segura y estable, acorde con los requerimientos de los automóviles y los caminos actuales.

CAPITULO 1. DESCRIPCION DE LA COMPAÑIA Y ORGANIGRAMA

1.1 DESCRIPCION DE LA COMPAÑIA

General Motors Company, también conocida como GM, es la segunda empresa de automóviles más grande del mundo. La antigua GM se fundó en 1908 y fue restablecida en Julio de 2009, con la sede central en Detroit, Míchigan, hoy en día tiene manufactureras en 31 países y emplea a 209 000 personas y vende en alrededor de 157 países; sus coches y camionetas se venden bajo las marcas Buick, Cadillac, Chevrolet, GMC, Vauxhall y Holden.



Fig. 1. El Renaissance Center en Detroit, Michigan, es la sede mundial de General Motors

El mercado más grande de GM son los Estados Unidos seguidos de China, Brasil, Reino Unido, Canadá, Rusia y Alemania. La subsidiaria OnStar, es líder en seguridad vehicular y servicios de información.

GM es dueño de lo que hasta 2010 se conocía como GM Daewoo Auto & Technology Co. de Corea del Sur, siendo ahora GM Korea y tiene colaboraciones de compras de productos y trenes de transmisión con Suzuki Motor Corp. e Isuzu Motors Ltd. de Japón. GM también tiene colaboraciones de tecnología avanzada con Toyota Motor Corporation de Japón, DaimlerChrysler AG y BMW AG de Alemania, y operaciones de fabricación de vehículos con varios fabricantes de automóviles alrededor del mundo, incluyendo Toyota, Suzuki, Shanghai Automotive Industry Corporation de China, AvtoVAZ de Rusia y Renault SA de Francia.

Las partes y accesorios de GM se venden bajo las marcas de GM, GM Performance Parts, GM Goodwrench y ACDelco a través de GM Service and Parts Operations, que suministra concesiones y distribuidores mundiales de GM. Los motores y las transmisiones de GM son vendidos a través

de GM Powertrain. El mercado nacional más grande de GM son los Estados Unidos, seguidos de China, Canadá, el Reino Unido y Alemania.

En su proceso de expansión global, General Motors llega a México en el año de 1935. La presencia de GM en el país ha sido clave para el desarrollo de la industria automotriz local. La compañía genera al día de hoy más de 13,000 empleos directos y más de 90,000 empleos indirectos en 4 plantas ubicadas en Toluca, Estado de México; Ramos Arizpe, Coahuila; Silao, Guanajuato; San Luis Potosí, SLP; las oficinas corporativas del Distrito Federal (Fig. 2), el Centro de Ingeniería y Servicio Posventa en Toluca y la Pista de Pruebas en Cupuán del Río, Michoacán



Fig. 2

El Centro Regional de Ingeniería Toluca (Fig. 3), abrió sus puertas en 1995. Es el Centro de Ingeniería más avanzado en Latinoamérica, donde participan más de 700 ingenieros mexicanos, que día con día interactúan con la más alta tecnología. Forma parte de la Plataforma Global de Ingeniería y Manufactura de General Motors.



Fig. 3. El Centro Regional de Ingeniería Toluca

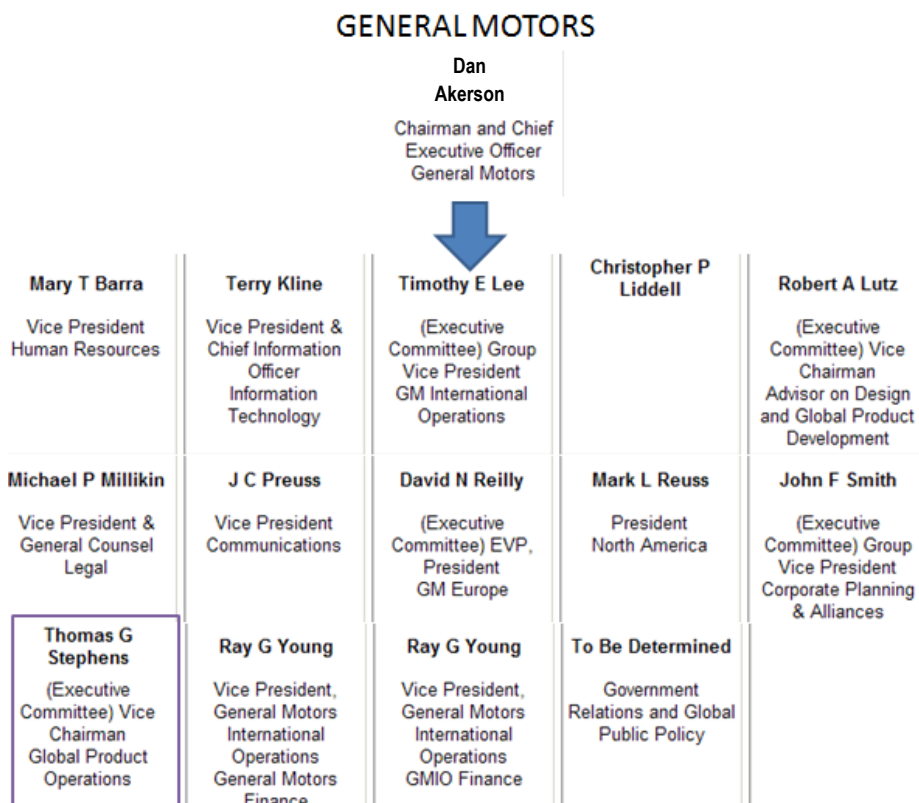
En junio de 2009 GM fue liquidada por la bancarrota en Estados Unidos y se reorganizó bajo leyes Estadounidenses, así en Julio de 2009 con financiamiento parcial del gobierno de los Estados

Unidos, la Nueva GM fue creada con mayores ingresos en Noviembre de 2010, donde la participación del gobierno se redujo de 61% a 33%.

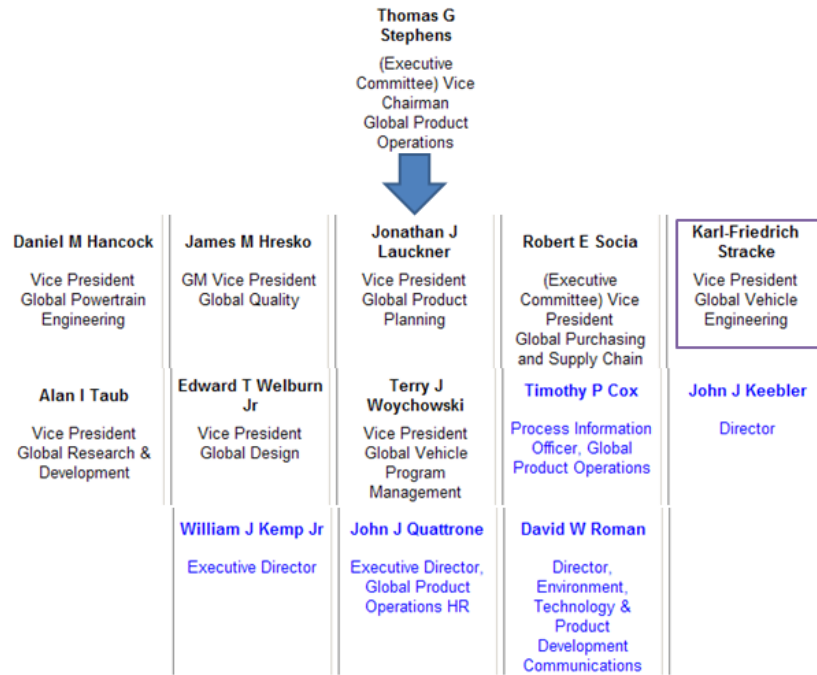
Como parte de la reorganización, el contenido de la estructura de las marcas de portafolio cambio, las marcas Pontiac, Saturn, Hummer y la marca de Servicio Goowrench se descontinuaron, y otras como Saab, se vendieron. Para el caso de Asia, después de la transformación de GM Daewoo en GM Korea, la marca Daewoo fue descontinuada este año y se introdujo de lleno la marca Chevrolet.

En Febrero de 2011 GM reportó su primer año con ganancias desde 2004, pues se perdieron \$103.7 mil millones de dólares desde 2005 a 2009. Se espera que no se paguen alrededor de \$4.7 billones de dólares en impuestos que gano en 2010 y por pérdidas previas por regulaciones gubernamentales estadounidenses. Se estima que con esta regulación, más los créditos por costos relacionados a pensiones y otros gastos asciendan a \$45 000 millones de dólares en los próximos 20 años.

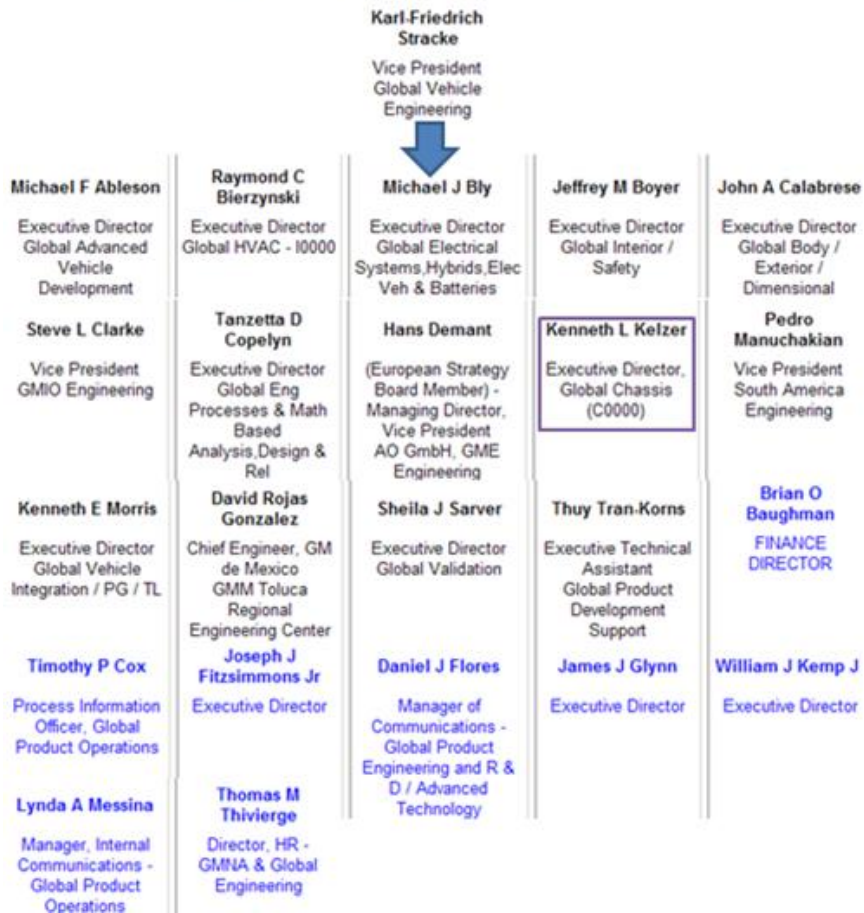
1.2 ORGANIGRAMA



GLOBAL PRODUCT OPERATIONS



GLOBAL VEHICLE ENGINEERING



GLOBAL CHASSIS

Kenneth L Kelzer

Executive Director,
Global Chassis



Terrence E Connolly Director Suspension & Structure	Thomas P Desautels Global Midsize Architecture VSE Chassis / PTI GME West	Gena L Ghiardi Executive Technical Assistant	Martin A Hogan Director AVDC Chassis & Brake Systems	Lyndon R Lie Director Steering, Driveline, Mounts
James H Bailey III Senior HR / OD Consultant	Charon L Morgan Acting EGM CI Cost Reduction	Jeffrey M Parsons Engineering Business Manager Global Chassis	Gary E Pritchard Director Fuel Systems Integration	Steven L Williams Engineering Quality Manager - Global Chassis
Junhan Lee Director	Kin H Cheong Director - Chassis & HVAC / ICE	Dean Dupei Manager	Martin R Hayes Director, Vehicle Systems - India	Paul T Klain CI Engineering Quality - EGM - Chassis
Eric Stanczak Jr Director, GME Chassis	Kenneth B Marks Director - Engineering, Canada	Michael E Miller Service and Parts Engineering Manager	Uwe Mueller Global Architecture Chassis and Powertrain Integration	Fabiola G Rogano Director
Eric Stanczak Jr Director, GME Chassis	Tracy A Thueme Director - Chassis & Powertrain Integration	To Be Determined GTE - Chassis & Powertrain Integration XA400		

SUSPENSION & STRUCTURE

**Daniel R
Mandernack**

Director
Suspension &
Structure



Jeffrey A Alexandrowicz EGM - Chassis Core Design Chassis Design	Brian R Bauer iEGM - Global Compact Crossover Lambda / TE	John K Catterall BOM / GSSLT Leader Global Chassis	John K Dagg Engineering Group Manager Truck Suspensions	Sergio Leon De La Pena Perez Senior Manager GMM Chassis
Richard E Jayroe Engineering Group Manager (EGM) Truck Frames	William D Pinch Suspension SME and Suspension Systems BFO	Myron P Sedman IEGM - Global Compact Car, GMNA Chassis / PT Integration EGM - Suspension / Structures, C0560 Delta / Performance	Gary M Sullivan Engineering Group Manager - Suspensions and Structures; iEGM - Chassis Epsilon	Charles C Weddle Acting EGM Alpha / Sigma
Leonas M Gruzaz Global Service Engineering Team Leader	Maria Obdulia Medina Hernandez Supervisor Suspension & Chassis Structures	Juergen-Horst Praeckel AVD Manager Chassis, GSSLT leader suspension	Brian L Snyder Engineering Group Manager, Global BFO Wheel Alignment, Trim Height & Chassis	

GMM CHASSIS

**Sergio Leon De La
Pena Perez**
Senior Manager
GMM Chassis



SUSPENSION & STRUCTURE

**Maria Obdulia
Medina Hernandez**
Supervisor
Suspension &
Chassis Structures



**Violeta
Lopez Perez**
Project Design
Engineer
Theta Program
Front Structure

CAPITULO 2. DESCRIPCION DE PUESTO Y ACTIVIDAD PROFESIONAL

2.1 DESCRIPCION DEL PUESTO DE INGENIERO DE PRODUCTO

Dentro de General Motors desempeño el puesto de Ingeniero de Producto para el Grupo de Suspensión y Estructura que pertenece al Área de Chasis y Tren Motriz de la Región de Norte América. Soy responsable de definir requerimientos, diseño, análisis, desarrollo, validación y control de sistemas simples donde se involucra una gran cantidad de creatividad e iniciativa; así como un alto nivel de juicio independiente; ejercicio de dirección técnica sobre el apoyo de personal de ingeniería.

2.1.1 Tareas y responsabilidades

- Desarrollo estudios de nivel apropiado a componentes, alternativas y recomendaciones a programas basados en costo, masa, tiempos, diseño de ensamble, variación y otros imperativos de los programas.
- Preparo especificaciones técnicas de componentes.
- Lanzo componentes/subsistemas que cumplan con requerimientos.
- Soy responsable de asegurar validación completa, incluyendo el establecimiento de planes de validación de componente.
- Debo estar siempre al tanto de nuevas tecnologías y dar soporte a desarrollo de requerimientos de subsistema.
- Debo dar soporte al equipo de desarrollo de partes (calendario, listas de partes, diseño de manufactura).
- Debo dar soporte a revisiones técnicas y de diseño, viajes requeridos. Uso de Mejores prácticas.
- Debo dar soporte a eventos de construcción.

2.1.2 Conocimiento

Debo comprender:

- Teoría ingenieril así como principios de diseño.
- Procesos básicos de manufactura.
- Términos de Lanzamiento y especificación y sistemas.
- Operaciones de ingeniería, procesos, optimización y mejora continua.

2.1.3 Habilidades

Es requerido que tenga

- Alto nivel analítico donde problemas pueden ser inusuales o difíciles.
- Alto nivel de habilidad interpersonal para trabajar efectivamente con otros.
- Habilidad efectiva de comunicación oral y escrita en inglés.
- Demostrar habilidad para trabajar independientemente y con otros.
- Demostrar habilidades en Diseño Asistido por Computadora (CAD de sus siglas en inglés)(Unigraphics preferentemente)
- Interés general en diseño del producto

2.1.4 Experiencia/Educación

- Licenciatura en Ingeniería o similar
- Entrenamiento en aplicaciones para CAD and CAE
- Nivel medio de Inglés

2.1.5 Competencias

- Comunicación
- Mejora Continua
- Toma de decisiones
- Orientado a resultados
- Administración de trabajo
- Contribución al éxito en equipo
- Enfoque al cliente

2.2 DESARROLLO DE LA ACTIVIDAD PROFESIONAL

Como Ingeniero de Producto mi herramienta básica son las paqueterías de Diseño, en este caso es NX en su versión 7.5 con amplia habilidad en los módulos de Modelado, Ensamblajes y Motion. El modelado que hago es en su mayoría de sólidos metálicos y gomas que después se ensamblan, siguiendo criterios de intersección, contacto o claros específicos dependiendo del tipo de componente, su alrededor y su movimiento relativo. También debo manejar sistemas internos de bases de Datos, y ya que mis asignaciones se han ampliado al Área de Garantías, también tengo habilidad en sistemas de calidad que incluye manejo de datos, alimentación de bases de datos y interpretación de Gráficas en periodos de tiempo específicos que permitan predecir la efectividad en campo de las mejoras en cada producto.

Los proyectos de Diseño en los que he trabajado son los siguientes:

- Cradle Brace Elimination. December 2010 a la fecha.
- Stab bar link redesign: Julio 2010 a Diciembre 2010.
- Redesign front stab bar assembly components. Mayo 2009 a Junio 2010.
- Front stab bar link articulation analysis. Enero 2009.
- Hollow stab bar design. Junio 2008 a Enero 2009.

En estos proyectos me encargo del diseño de la parte, es decir de modelar en tres dimensiones la parte de acuerdo a especificaciones que pueden ser de masa, material, geométricas. Aplico conocimiento de procesos ya que también debo considerar los costos de manufacturar la parte, etc., si es necesario para evaluar mejor el empaquetamiento de la parte hago análisis de articulación en Motion hasta tener la parte que cumpla con las especificaciones requeridas. Dependiendo de la complejidad de los cambios y el tipo de componente es como se define mi interacción con las áreas de soporte, donde mi función es la de liderar las actividades.

Como ejemplo, si mi cambio implica la unión de componentes por medio de tornillería, debo pedir soporte al Área de Fastening para que evalúen la especificación de torque, ellos pueden hacer recomendaciones de cambio de fuerzas, de tipo de tornillo, de tamaños, agregar adhesivos, etc. Dependiendo del porcentaje de cambio de fuerzas en la unión puedo hacer pruebas físicas o virtuales, si son físicas mando ese modelo al área de Mock Up, ellos se encargan de modelar

físicamente la parte para ver dimensiones, pruebas físicas o de pruebas de ensamble. Si no se requiere, mando directamente el modelo al área de Análisis CAE (Computer Aided Engineering), que es el área es con la que trabajo principalmente. Ellos se encargan de hacer las simulaciones a nivel subsistema o sistema del componente, ellos deben entregarme los análisis así como la interpretación para poder seguir con las iteraciones de diseño hasta pasar todas sus pruebas virtuales.

Si los cambios son muy agresivos también interactúo con las Áreas de Pruebas donde se hacen las pruebas físicas a nivel vehicular ya sea de banco o en pista para evaluar el desempeño de los prototipos que son casi productivos, ellos me entregan resultados de pruebas de fatiga, bloques de ciclos, pruebas de corrosión, desempeño en vidas útiles etc.

Simultáneamente a estas etapas, también debo trabajar con el Área de Validación que me da soporte en la evaluación de las pruebas a las que debe someterse el componente, dependiendo de la agresividad de cambio, ellos pueden determinar las pruebas complementarias de parte o subsistema que se puede agregar o eliminar. Al mismo tiempo pido soporte al área de Compras que se encarga de hacer las negociaciones, contratos de partes como de herramientas, que parten de mis estimados pero que debe manejar el área comercial.

Una vez que todas las áreas me han dado retroalimentación y tengo la parte lista para implementarla en planta; soy responsable de coordinar el quiebre con las plantas donde se vaya a ensamblar, si es necesario debo trasladarme a la localidad o bien coordinar al personal para implementar el cambio y me reporte alguna situación extraordinaria.

Una vez que la parte ya está en planta y el producto está en campo debo involucrar al área de Calidad para que en caso de falla de la parte, ellos emitan sus evaluaciones y puedan emitir juicios de falla determinando si es por fallas en Ingeniería de la parte o fallas de proveedor.

En resumen, yo me encargo únicamente del diseño de la parte en dos y tres dimensiones pero me encargo de llevar la Administración de todo el proyecto desde la concepción del cambio hasta su implementación en planta y después su desempeño en campo, Aunque las áreas de soporte emiten recomendaciones, yo soy responsable al 100% de producto.

Proyectos del Área de Calidad:

- Re Launch Application Engineer. Mayo 2009 a Diciembre de 2009.
- QRD (Quality-Reliability-Durability) lead, Suspension & Structure SMT for North America and South America Marketing Regions. Julio 2010 a la fecha.

Esta la asignación de ING de Aplicación, soy área de soporte a otras regiones, como Europa o Asia, para encontrar sus áreas de oportunidad en los México. Mis actividades son identificar las fallas en campo, es decir manejar en pista o en campo y emitir juicios de ingeniería para mejorar la parte, eliminando las tareas de administración de proyecto.

Como QRD las actividades que desarrollo son más orientadas a la administración en este caso al fungir como líder, debo generar y emitir reportes de desempeño de productos en México y Norteamérica en foros Globales o Regionales, en este caso a Norteamérica. Soy responsable de llevar el control del avance en las mejoras para GM México de sistemas de suspensión y estructura y ser responsable de coordinar planes que disminuyan las garantías en campo.

CAPITULO 3. PROYECTO DE DISEÑO

3.1 DEFINICION

Rediseño de una barra estabilizadora frontal para una SUV con el fin de mejorar su maniobrabilidad.

3.2 JUSTIFICACION

Existen índices que describen la manejabilidad de un vehículo, uno de ellos es la variación de giro. Esta se define como la resistencia del vehículo a girar y se expresa matemáticamente como momento por unidad angular de desplazamiento en giro o bien los grados de rolado que tiene el vehículo por cada G (9.81 m/s^2) de aceleración lateral. Sus unidades son $[\text{°/G}]$. Mientras mayor sea el índice mayor será el giro del vehículo, esto significa que el vehículo tendrá menor estabilidad y menos confort al manejarse, pues será más sensible a los impactos del camino. El objetivo será siempre reducir el giro del vehículo para que pase lo más estable en los giros. Siempre se reduce el giro aumentando el diámetro de la barra, cambiando la dureza de los bujes y aumentando las variaciones de los resortes. Además que mientras más bajo sea el centro de gravedad del vehículo es más fácil reducir el gradiente de giro.

Hasta antes de que el paquete de cambios fuera definido, la SUV tenía una variación de giro de $4.4 [\text{°/g}]$ (Muy parecido al Santa Fe de Hyundai), este es un buen índice, sin embargo la mejora continua es una prioridad para la compañía y es imperativo lograr que los productos que se ofrecen en el mercado estén dentro de los denominados “de clase mundial”. Para lograrlo se hacen estudios de bench marking de vehículos que representan competencia para el producto en su ramo; una vez que se tiene el comparativo se establece el objetivo al que se desea llegar. El objetivo es también tener buena posición en el mercado europeo, competir con la Tiguan de VW por ejemplo. Dentro de la compañía existe un grupo de ingenieros que está especializado en este tipo de evaluaciones (Ride & Handling) y que se encarga de definir la variación deseada; para esta SUV el objetivo es llevarlo de $4.4 [\text{°/g}]$ a $3.95 [\text{°/g}]$. Este grupo hace también una discriminación que le permite determinar qué elementos son los que más contribuirán a esta mejora y en qué medida. El resultado final deberá ser competitivo en Europa con la Tiguan (VW) y la Kuga (Ford)

En su evaluación final el grupo de “Ride and handling” emitió un listado de componentes que al ser modificados contribuirán a la mejoran de desempeño del vehículo; estos requerimientos son entregados al área de Ingeniería del producto, quien se encargará de desarrollar los cambios en los componentes. Uno de los componentes a rediseñar fue la barra estabilizadora frontal. Para una barra estabilizadora la sección transversal es importante pues de esta depende su resistencia al giro; por lo tanto barras más grandes necesitan mayor esfuerzo para deformarse. Actualmente esta barra mide 27 mm de diámetro exterior y solida con 6.52 Kg de masa. El objetivo es llevarla a un diámetro exterior a 29 mm.

La primera pregunta a responder es: ¿Es posible hacer el incremento del diámetro de la barra en dos milímetros? Esto implica reducción de distancia con componentes a su alrededor, aumento de masa, modificación de geometría, por lo tanto se involucra tiempo y costos. Para poder saber los impactos del cambio es necesario saber la situación actual de la barra. Esto es, como es su situación actual de claros respecto a sus componentes más cercanos, de qué tipo de interacción se

trata, pueden mejorarse o empeorarse, la ruta actual permite solo incrementarse o por parámetros restrictivos de diseño, deberá cambiarse la ruta?

3.3 OBJETIVOS

- Rediseñar de un componente de suspensión bajo ciertos requerimientos geométricos y de desempeño.
- Realizar análisis de empaquetamiento en sistemas dinámicos.
- Aplicar juicio ingenieril para señalar o descartar riesgos tanto de diseño como de manufactura en la validación del componente.

3.4 ACTIVIDADES

Las actividades de las que soy responsable como ingeniero de diseño es la metodología del proceso iterativo de diseño, todo el modelado lo hago en la paquetería NX. El trabajo de diseño se hace en paralelo con el proveedor, pues cada cambio en la ruta y sobre todo en las partes finales de la barra dependerán tanto de los requerimientos del vehículo como de las capacidades de manufacturara del proveedor. Esta actividad se realiza formando equipos de trabajo que incluyen la integración de un equipo con personal del proveedor que me dará soporte esto es: comprador que es quien me actualiza costos dependiendo de mi diseño, manufactura de proveedor que me dice que tan posible es manufacturar mi diseño, CAE de proveedor que analiza el comportamiento de la parte y cuyo reportes deben cazar con mi área de diseño, y el Gerente de proyecto de proveedor quien me apoya con la coordinación de tiempos para tener listo herramental y partes prototipos o productivas. Aunque el Gerente de Proyecto de proveedor coordina a sus áreas, también son parte del equipo que coordino.

Una vez realizado el diseño, se hará el análisis de empaquetamiento en el módulo MOTION también de UNIGRAPHICS. El juicio de empaquetamiento se hará de acuerdo a los lineamientos internos llamados Mejores Prácticas basados en experiencias que ya han sido observadas en los movimientos del vehículo y las interacciones de los componentes.

3.5 DESCRIPCION DEL PRODUCTO

El vehículo en el que se hace el desarrollo es la SUV (utilitaria pequeña) (Fig. 4). Se vende en Sudamérica, Europa, África, Medio Oriente y Asia. Se ensambla en dos plantas, una en Bupyeong, Corea, y en San Petersburgo, Rusia. Esta camioneta tiene las siguientes dimensiones (mm): Largo 4,575, Ancho 1,849, Alto: 1,702, con una distancia entre ejes de 2,708. Tiene una capacidad de 73 L de tanque y de 1597.2 L en la cajuela. Existe en 4 paquetes distintos y dos pesos:

- Paquete A y B (Peso bruto vehicular): 2,189 Kg
Motor 2.4L, 4 cilindros DOHC, Potencia: 169hp @6,200rpm, Torque: 161lb-pie@5,100rpm, Transmisión automática de 4 velocidades con sobre marcha
- Paquete C y D (Peso bruto vehicular): 2,214Kg
Motor DOHC V6, 3.6L SFI con sistema WT (Válvulas con tiempo variable), Potencia: 257hp @6,500rpm, Torque: 248lb-pie@2,100rpm, Transmisión automática de 6 velocidades con sobre marcha, Aceleración de 0-100km/h en 7.98 segundos.



Fig. 4. Captiva

El vehículo tiene programado un ciclo de vida de tres años: 2011-2013 (años modelo) con un volumen de 13600 unidades al año aproximadamente.

A continuación se enlistan las etapas por las que debe pasar el diseño del componente hasta su implementación. Las fechas y duración se pueden ver alteradas por cambios en el programa o interrupciones no programadas, sin embargo no deben modificarse demasiado ya que se puede arriesgar la fecha de inicio de producción.

- | | | |
|--------------------------|---|-----------|
| • Diseño y desarrollo | - | 4 semanas |
| • Partes prototipo | - | 2 semanas |
| • Validación de diseño | - | 3 días |
| • Partes productivas | - | 8 semanas |
| • Validación de producto | - | 4 semanas |
| • Emisión de PPAP | - | 1 día |
| • Terminación de PPAP | - | 1 día |
| • Inicio de producción | - | 1 día |
| • Vida de servicio | - | 10 años |

3.6 SISTEMA DE BARRA ESTABILIZADORA

El ensamble de barra estabilizadora limita el ángulo de giro de un vehículo usando la resistencia a la torsión para oponerse al movimiento de extensión (hacia arriba) de una rueda contra el movimiento de compresión (hacia abajo) de la otra rueda. La barra frontal de acción directa está conectada, por un extremo, al amortiguador delantero con una abrazadera por medio de un link con dos rótulas a sus extremos y por el otro extremo, al marco del vehículo a través de un buje de goma y una abrazadera con dos tornillos. La barra estabilizadora debe proveer estas funciones por toda la vida del vehículo bajo condiciones de uso típico.

Los componentes de un ensamble de barra estabilizadora son:

- Barra estabilizadora frontal, con nivel completo de modificación, una por ensamble.
- Link estabilizador frontal, sin modificación, dos por ensamble.
- Buje estabilizador frontal, modificación al 30%, dos por ensamble.
- Abrazaderas, sin cambio, dos por ensamble
- Tornillos, sin cambio, 4 por ensamble.
- Tuercas, sin cambio, 4 por ensamble. (Ver Fig. 7)

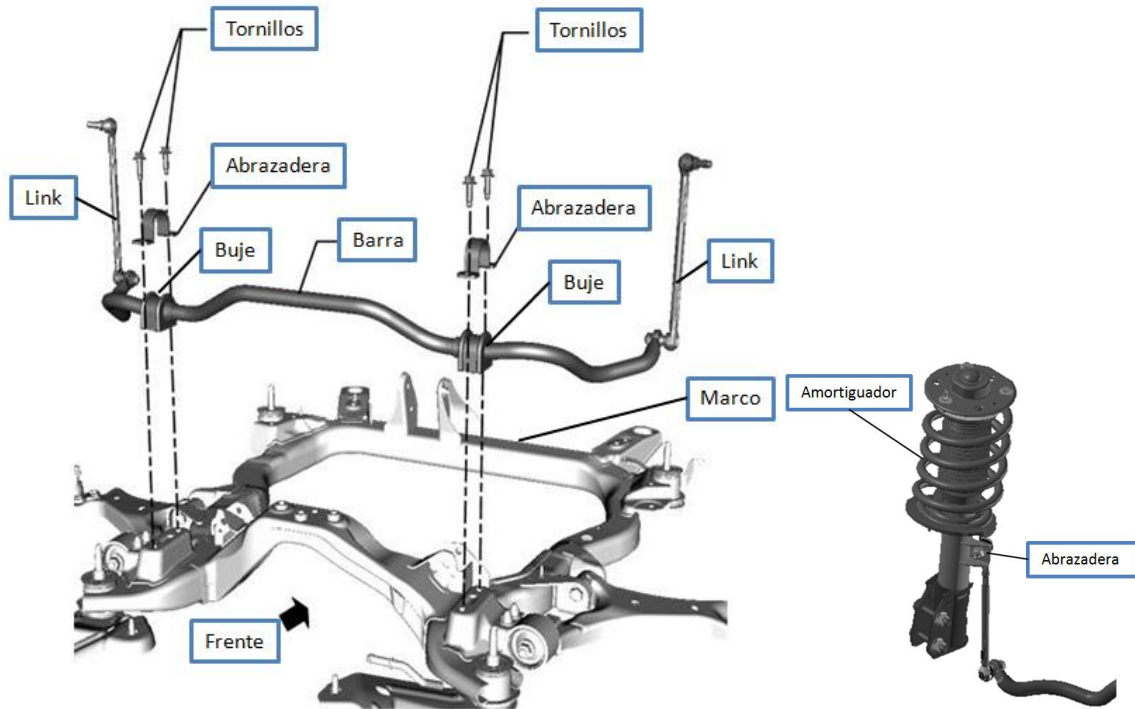


Fig. 7 Ensamble de barra estabilizadora

3.7 EVALUACION DE LA CONDICION ACTUAL

La barra que actualmente se ensambla en el vehículo es una barra solida asimétrica de 1084.1 mm de longitud de ojo a ojo (Fig. 8), con 14 dobleces que definen su ruta. La barra se estudiara dividiéndola en tres partes, una central y dos extremos (Fig. 9). La parte central es la que se comprende entre los llamados collares de la barra. Estos collares son topes que evitan que al torsionarse, la barra se mueva en la dirección horizontal y salga de los bujes que la sujetan al marco del vehículo. La parte central de la barra es asimétrica, tiene cuatro dobleces, dos de R60 mm, uno de R45mm y uno de R50mm. Los extremos, que si son simétricos, tienen 5 dobleces cada uno y son de 50mm, 60mm, 40mm, 90mm y 35mm de radio cada uno (Fig. 10).

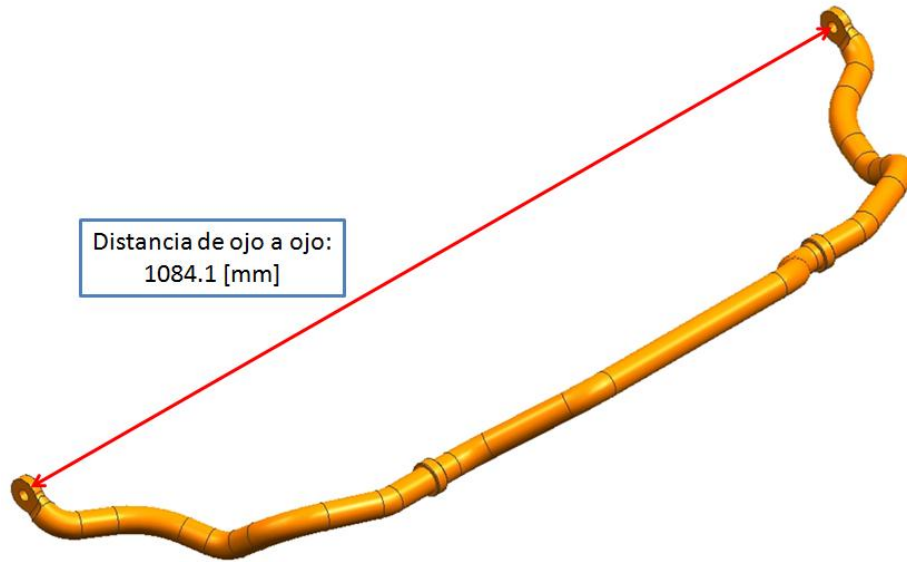


Fig. 8. Longitud de barra estabilizadora actual

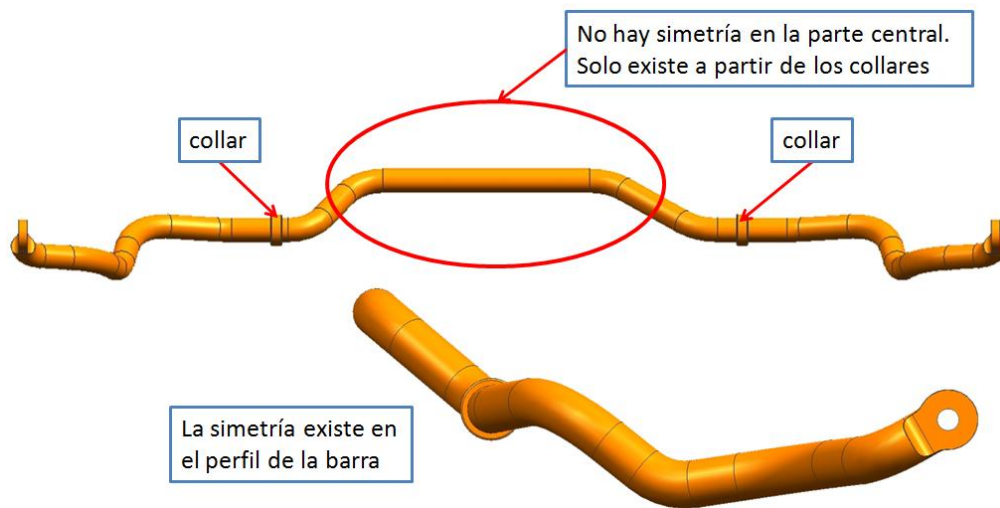


Fig. 9. Partes de la barra actual

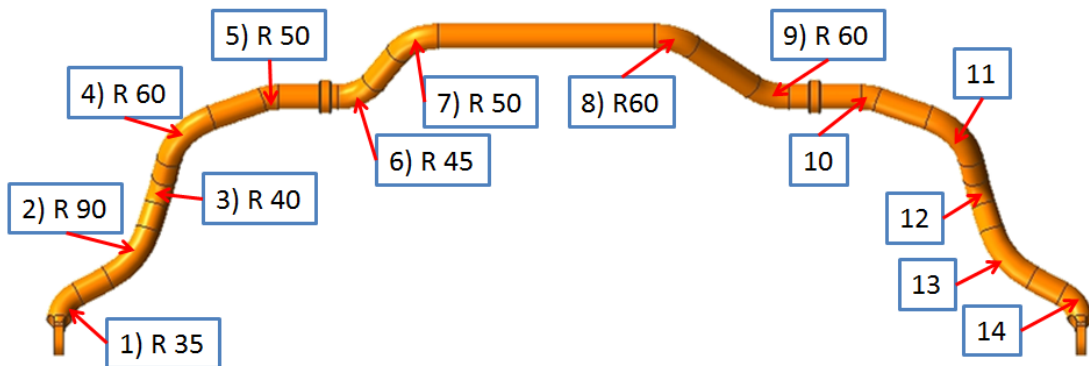


Fig. 10. Radios de la barra estabilizadora actual

3.7.1 ZONAS DE IMPACTO

3.7.1.1 Parte central

Dado que medir claros físicamente resulta complicado debido a que el ensamble del vehículo llega a ser inaccesible en esa parte de la suspensión, es decir, no hay instrumentos de medición que puedan medir claros pequeños del rango de milímetros y que quepan entre los componentes, además que no existe la manera de poder decidir en qué parte se tiene mayor o menor claro, no es una práctica recomendada para ningún caso. Es por eso que se emplea la herramienta CAD UNIGRAPHICS, ya que cada componente se encuentra cargado en sistema y en posición de ensamble. Es así que es posible cargar los ensambles de los componentes necesarios y poder manipularlo de manera que sea fácil probar las configuraciones de motor o dirección.

Para decidir, se tomaron en cuenta todas las posibles configuraciones del vehículo, pues como se mencionó en la descripción del producto, se tienen 4 configuraciones distintas para dos motores: de 4 y 6 cilindros. Cada configuración tiene arreglos similares por altura y empaquetamiento de motor. Para elegir con respecto a que se mediría se tomaron en cuenta los peores casos, es decir, claros mínimos con respecto a la barra. Se trabaja con una envolvente y carga todos los componentes que circundan al componente a cierta distancia determinada. En este caso se cargo todos los componentes que estuvieran en un radio de 50 mm cerca de la barra.

De manera similar que para la definición de la ruta, para medir claros también se analizó para dos casos: uno para la parte central y otra para los extremos. La parte central de la barra se considera como la que menos desplazamientos tiene, esto es porque la barra esta fija en los collares de lo que se conoce como hombros, que son los pivotes a partir del movimiento aplicado a los ojos de la barra, por lo tanto se le considera fija. Por otro lado, los componentes que la rodean en esa parte no se mueven pues están pegados al piso del vehículo, son el montante de transmisión, el mismo piso y marco del vehículo. Al marco están pegados cables de dirección y abrazaderas que no se mueven de manera independiente pues también están asentadas al montante o al marco.

Los componentes más cercanos fueron:

- Montante de transmisión
- Marco
- Panel del piso

Montante de transmisión y Marco (Fig. 11):

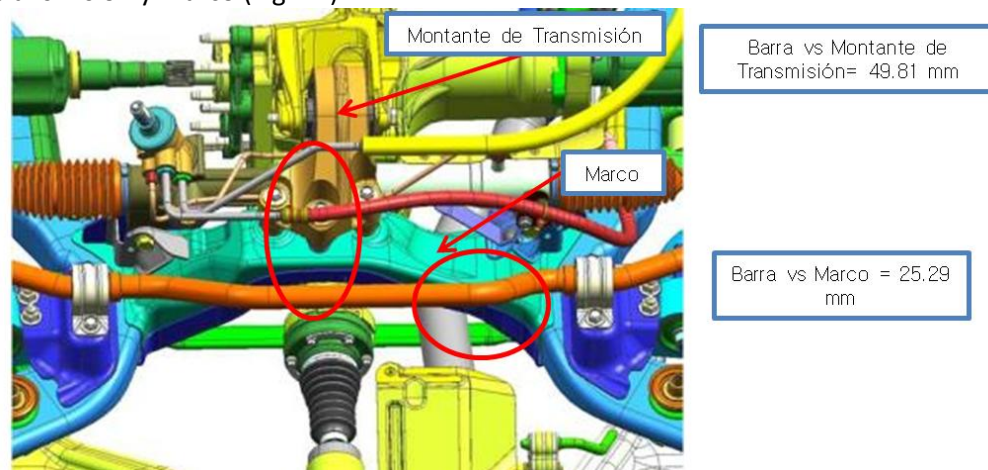


Fig. 11

Perfil de montante y marco (fig.12):

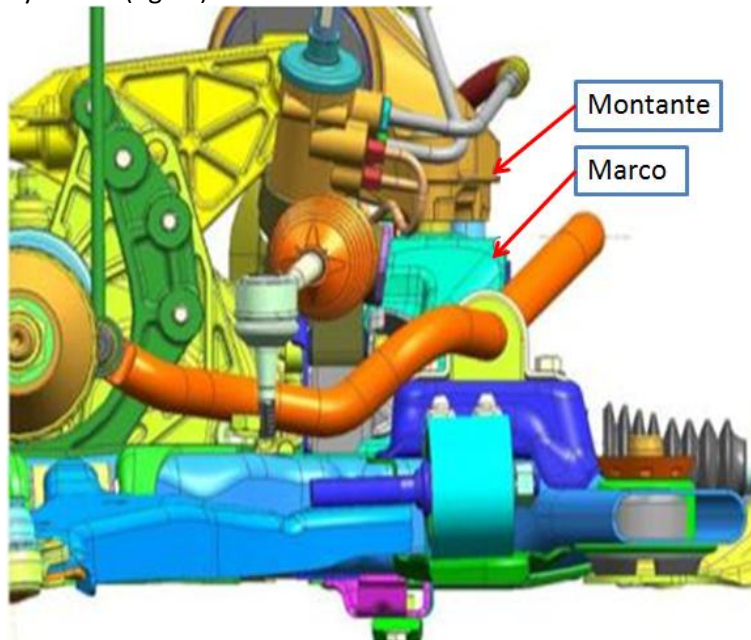


Fig.12

Panel de piso (Fig. 13):

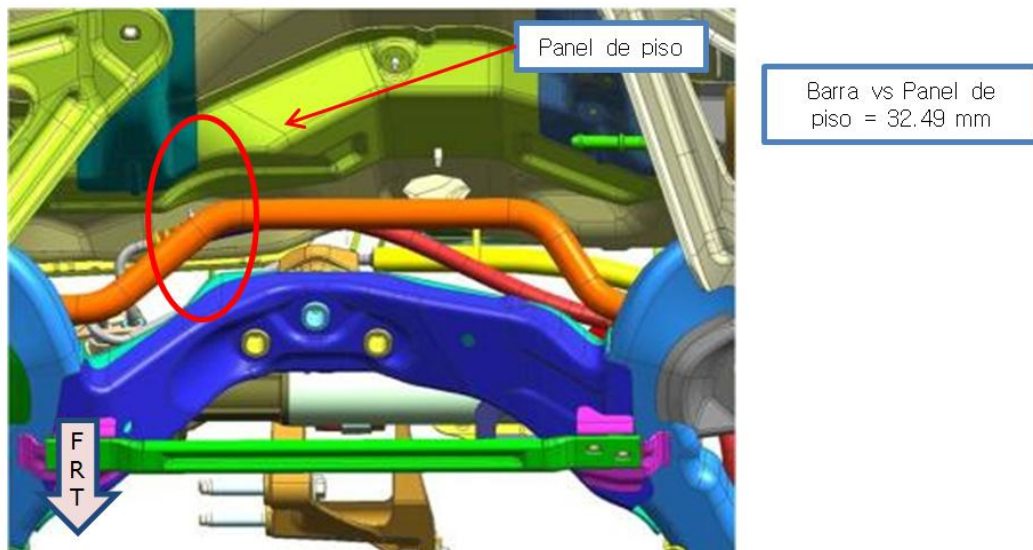


Fig.13

Con esta información se hace la discriminación y se decide que tan apropiadas son las distancias. Las prácticas recomendadas indican que para componentes rígidos la mínima distancia debe ser 18 mm. Como el peor caso es 25.29 mm con el marco, se puede establecer que se encuentra fuera de riesgo para los claros en la parte central. Con esto concluye el análisis de la parte central.

3.7.1.2 Extremos de barra

Para medir los claros en los extremos de la barra se deben hacer consideraciones distintas ya que esta parte es la que tiene movimiento. Para esto se toman también los componentes más cercanos a la barra, y se va armando un empaquetamiento de suspensión. Los componentes que se tomaron en cuenta son rin, llanta, brazo de control, collar trasero de brazo de control, caja de dirección que es la que provee de los giros a derecha o izquierda y la flecha homocinética. Debe tomarse en cuenta el caso de la caja de dirección, ya que existen dos configuraciones de bomba que la accionan:

- Hidráulica (Hydraulic Power steering, HPS de sus siglas en ingles)
- Eléctrica (Electric Power steering, EPS de sus siglas en ingles)

Esto significa que al ser distintas en geometría, su posición cambia y dado que en su unión con la llanta depende de una rotula, esta también cambia de posición. El punto en que se posicione la rotula hará que los movimientos de la dirección varíen y dado que la dirección en su movimiento acarrea todo el conjunto de la llanta entonces la posición de rines, llantas y los tres componentes de la dirección tendrán dos variantes.

Por otro lado, no solo se tiene un arreglo de llanta con rin, sino que para este vehículo se tienen tres posibles rines que son completamente diferentes, al mismo tiempo se tienen dos tamaños críticos de llanta. Es así que se tendrán las combinaciones de accionamiento de dirección y de tamaños de llanta y rin. De esta manera los casos específicos para los que se medirán distancias son las siguientes (Tabla 1):

VIAJE SUSP [MM]	DIREC [MM]	ROTULA INTERNA DE DIRECCION			ROTULA EXTERNA DE DIRECCION		
		X	Y	Z	X	Y	Z
128, -77.5	±79	1868.2	-307.61	343.33	1818.24	-692.62	316.33

Tabla 1. Coordenadas de rotulas de caja de dirección.

Estas diferencias en la posición de las cajas de dirección crean distintos ambientes. El peor ambiente lo proporciona una caja de dirección de bomba hidráulica (Fig. 14). El arreglo final de componentes con los que se midieron los claros es el siguiente:

- Rin
 - 16"
 - 17"
 - 18"
- Llanta (a máxima deformación)
 - 17"
 - 18"
- Caja de dirección en tres secciones:
 - Bota HPS
 - Central HPS
 - Externa HPS
- Brazo de control
- Collar de buje trasero de brazo de control
- Flecha homocinética

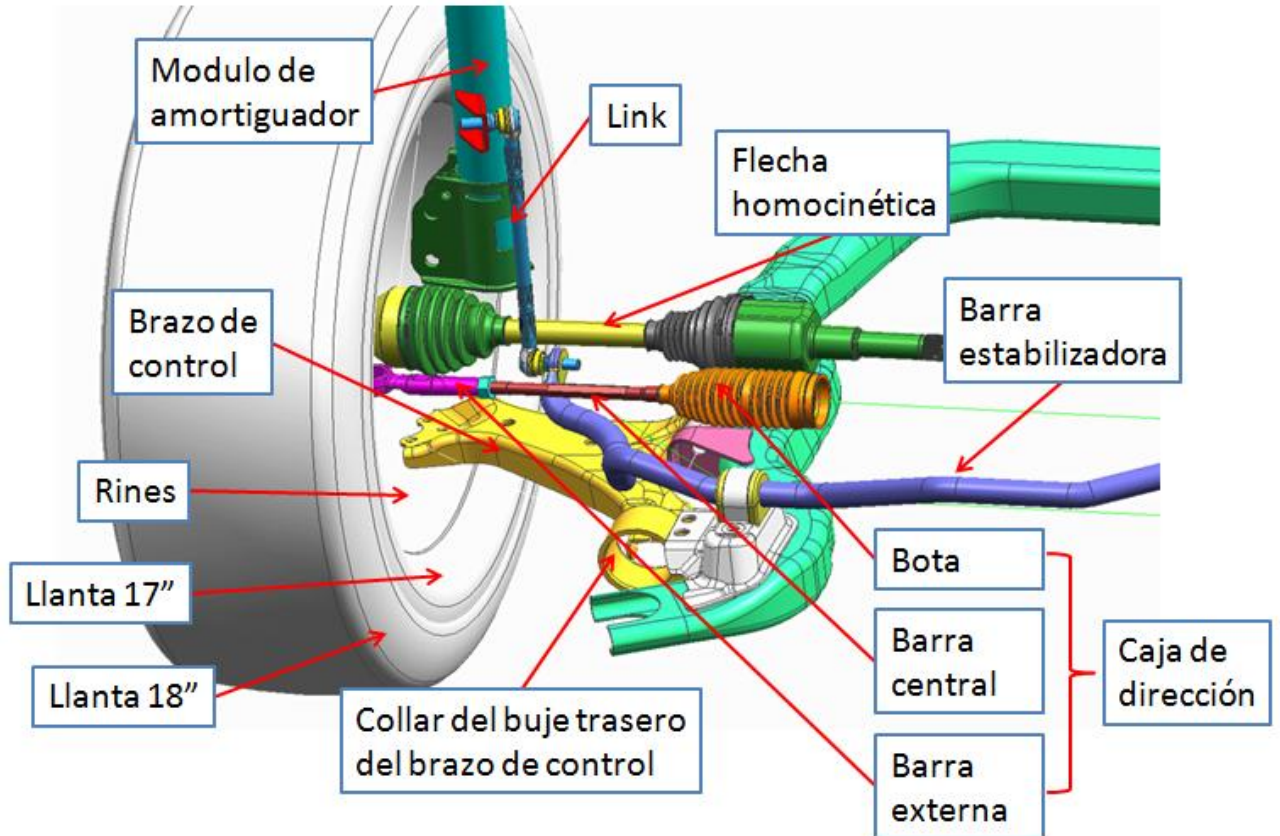


Fig. 14. Componentes del modelo de suspensión.

Los viajes de suspensión que ve el vehículo son:

- Extensión: 128 mm
- Compresión: 78 mm

Y movimientos de dirección (vuelta a la derecha y a la izquierda):

- ± 79 mm

Si se graficaran se tendría un mapeo cuadrado mostrado en la Fig. 15:

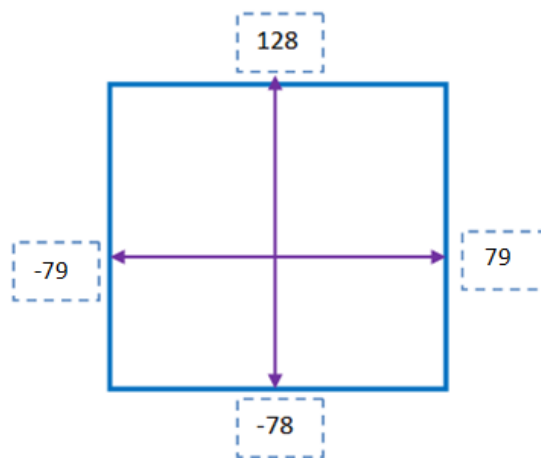


Fig. 15

Sin embargo, es sabido que la suspensión no cumple el 100% de dichos movimientos, esto es porque la compresión máxima de los resortes no sucede al mismo tiempo que un giro a la derecha o izquierda, esto sucedería si al mismo tiempo de caer en un bache, alguna de las llantas estuviera girada a uno u otro lado al 100%. El caso contrario sucedería si se subiera un tope con las llantas igualmente a un lado o al otro. Ambos fenómenos llegan a suceder algunas veces a lo largo de los diez años de vida del vehículo, pero no son comunes. Es por eso que se hace una reducción de los viajes de suspensión y dirección.

Los movimientos comunes son los giros mínimos al caer en baches, para ello se considera que el volante debiera tener un giro de ± 5 grados en la dirección a máxima extensión de resortes. El 100% de giro en la dirección se dará en el 85% de la máxima extensión de resorte, esto puede ser una vuelta común. Para los viajes de compresión con giros completos de dirección también se consideran poco probables; sin embargo para este caso ya que el viaje de compresión es menor que el de extensión, se tomaran ambos movimientos al 100%.

- Condición máxima de extensión, solo a ± 5 grados de giro en la dirección: aproximadamente 15 mm.
- 85% de Máxima condición de extensión con giros completos de dirección.
- Máxima condición de compresión con giros completos de dirección.

Mapeando de nuevo (Fig. 16) se tiene un paralelogramo que representa los movimientos más apegados a la realidad:

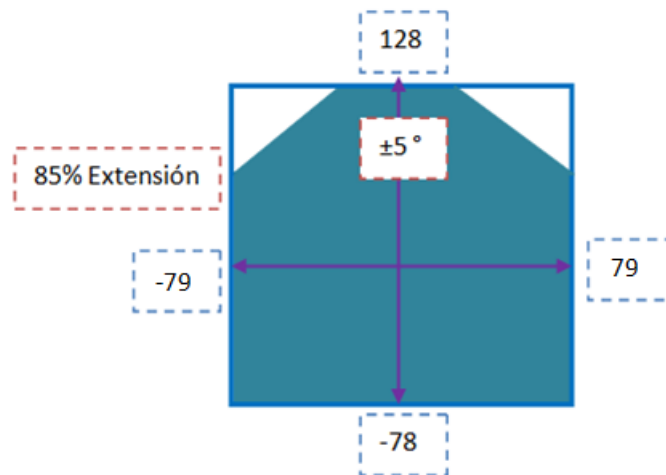


Fig. 16

Las distancias mínimas con las que se puede vivir (Tabla 2) son resultado de experiencias previas en diversos componentes y son las siguientes:

DISTANCIA DE BARRA CON	MINIMO REQUERIDO
Centro de caja de dirección	>6mm
Brazo de control delantero	>18mm
Collar de buje de brazo de control delantero	
Bota de caja de dirección	>5mm
Llantas	>10mm

Tabla 2. Distancias mínimas requeridas

Los movimientos mencionados anteriormente son los que alimentaran el modelo cinemático en el modulo MOTION en UG, sin embargo los siguientes son representativos para la decisión:

- Máxima extensión (MEJ) con ± 5 grados de dirección
- 85% de máxima extensión con dirección al 100%
- 100% de compresión con 100% de dirección

3.7.2 ARTICULACION DEL MODELO EN CONDICION ACTUAL

El módulo MOTION genera análisis de movimiento cinemático, es decir no a través del tiempo, por lo que no observa las deformaciones que suceden en los elementos del ensamble. Se debe mencionar que todos los elementos al moverse se están deformando, los bujes que sujetan a la barra al marco se comprimen dependiendo como se mueva la barra, al mismo tiempo, la barra se torsiona y no se mueve solo en una dirección. Sin embargo ya que se observó que las distancias que se tienen en la parte central no se reducirán de manera crítica durante su operación y que la compresión de los elementos de goma tampoco se espera sea crítico no se realizara un análisis dinámico.

Es importante definir el tipo de articulaciones que se usarán en el modelo, aunque MOTION maneja diversas articulaciones, las que se usarán en el modelo son las siguientes (Fig. 17):

- Universal: Permite articulación en 6 grados, giro en tres ejes y desplazamiento en tres ejes, representa a las rotulas del ensamble.
- Esférica: Tiene 6 grados de libertad y se usa como contraparte cuando se tienen dos rotulas unidas. Dado que para efectos de modelo no es posible tener dos articulaciones Universales, siempre se deben utilizar una esférica y una Universal.
- Bisagra: Tiene 4 grados de libertad
- Corredera: Tiene un grado de libertad pues es deslizante.



Fig. 17

Estas articulaciones son las que definirán el movimiento, o bien toda la articulación del modelo. Sin embargo también se deben definir los links, es decir los elementos que unirán dichas articulaciones y que son los elementos de la suspensión pues unidos (ensamblados) interactúan unos con otros para mover la suspensión.

3.7.2.1 Definición de Uniones

3.7.2.1.1 Caja de dirección, Flecha homocinética y Link

La caja de dirección está formada por un juego de engranes que es capaz de transformar los giros del volante en desplazamientos longitudinales de un eje que une las dos llantas frontales. Estos movimientos longitudinales son los que permiten el cambio de giro o dirección de las llantas.

La caja de dirección (Fig. 18) transmite el movimiento de la parte central, donde se encuentra el juego de engranes, hacia la parte exterior de la caja a través de una rotula y a la parte exterior, donde se une a la masa pegada al rin, con otra rotula. Esto es porque la llanta gira, sube y baja. Debido a que MOTION no puede trabajar sin restricciones no pueden tener dos articulaciones esféricas juntas, esta se deben definir con una junta esférica en un extremo y una junta universal en el otro.

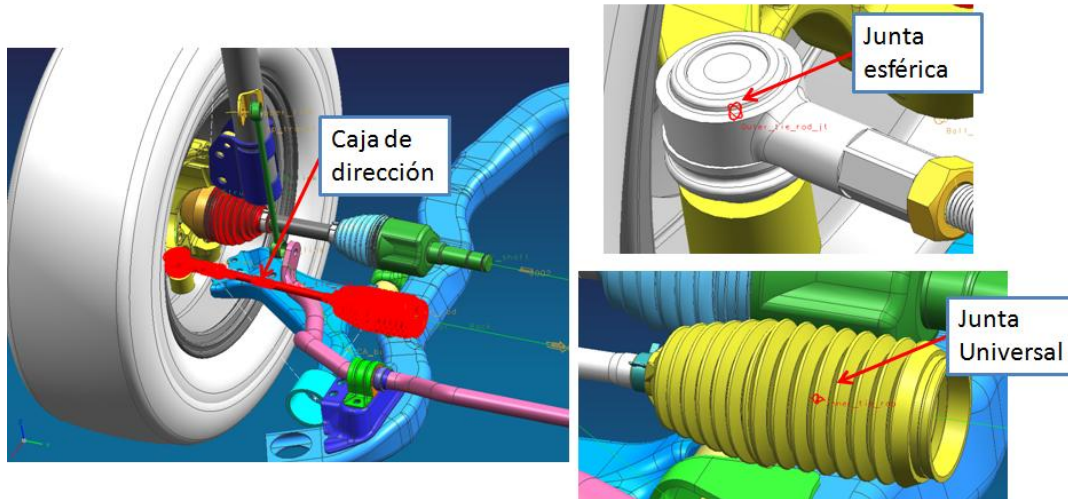


Fig. 18 Caja de dirección y su definición.

3.7.2.1.2 Flecha homocinética

La flecha homocinética (Fig.19) se encarga de hacer girar las llantas, es decir, esta transmite el giro a las llantas sobre el camino, es por eso que en su eje también estará unida en la parte central con una rotula y con otra hacia el centro de la masa que a su vez está conectada al centro del rin. Por tener dos rotulas, esta se definirá de la misma manera que la caja de dirección: con una junta esférica y una universal y su elemento de unión será el eje de la flecha

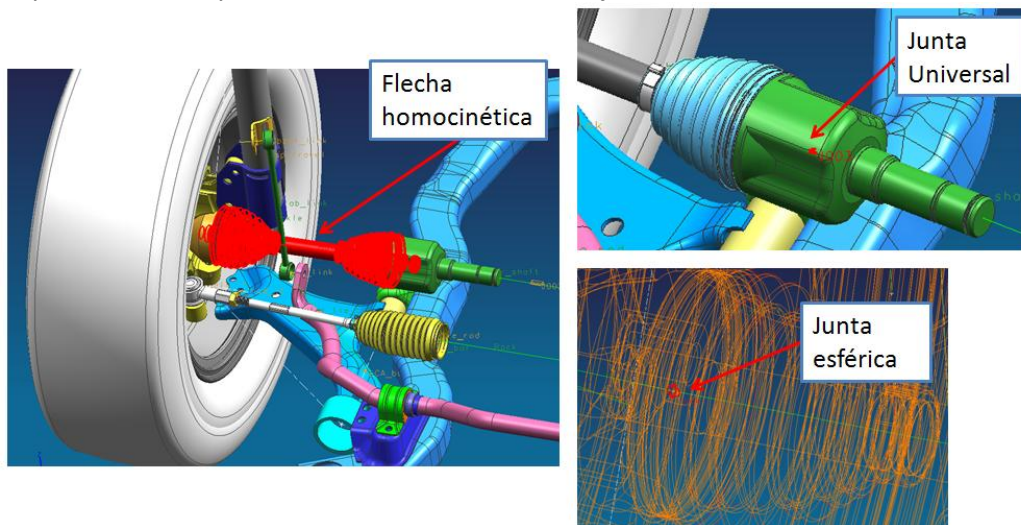


Fig. 19. Flecha homocinética y su definición.

3.7.2.1.3 Flecha homocinética interna

La parte central de la flecha homocinética (Fig. 20) debe moverse junto con la parte externa y seguirá los movimientos impresos por la caja de dirección, por lo tanto deberá tener la capacidad de deslizarse al igual que la dirección. Para poder definir este movimiento se usa una unión llamada deslizador, y se usa a la misma parte interna de la flecha como elemento de unión.

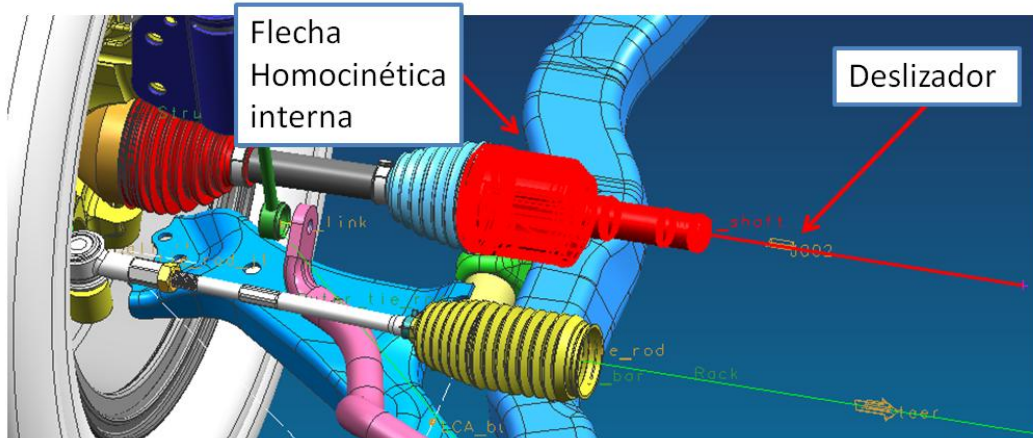


Fig. 20. Flecha homocinética interna y su definición.

3.7.2.1.4 Link de barra estabilizadora

Este link (Fig. 21) une en su parte inferior con la barra estabilizadora y en la parte superior con la abrazadera del ensamble de amortiguador. Debido a que el amortiguador se moverá junto con la llanta y la barra esta unida al marco no necesariamente deben moverse de la misma manera, es por esto que el link, como elemento de unión debe permitir los movimientos, es por eso que está compuesto por la varilla y dos rotulas en cada extremo. Al contar con dos rotulas, se debe definir con una junta esférica y con una junta universal. El orden es indistinto.

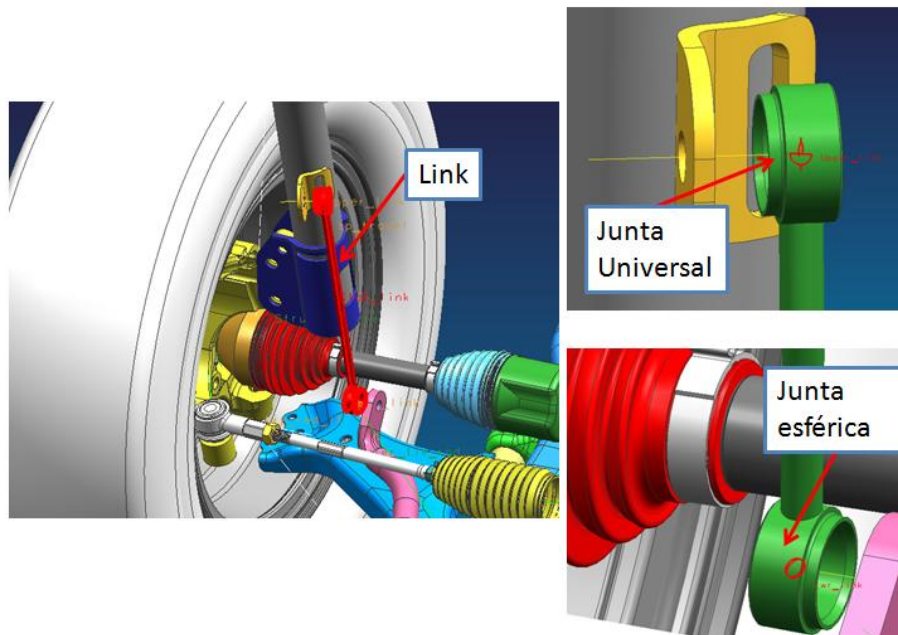


Fig. 20. Link de barra y su definición.

3.7.2.1.5 Brazo de control y barra estabilizadora

El brazo de control (Fig. 21) está unido al marco en un extremo, es decir esta fijo, y en el extremo de unión a la rueda lo hace por medio de una rotula pues debe seguir los movimientos de la llanta: giro, arriba y abajo. La rotula se definirá con una esférica simple para simular los movimientos de

giro de la llanta, y del extremo fijo lo hará con una bisagra ya que tendrá el movimiento como de una puerta cuando se tengan extensión o compresión de los ensambles de amortiguadores.

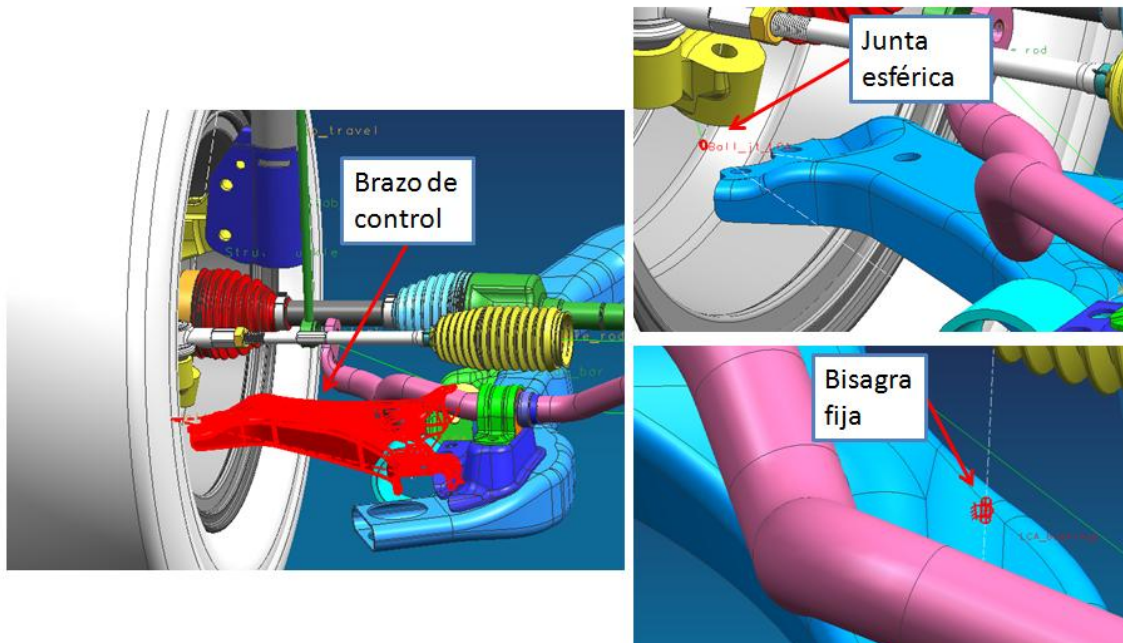


Fig. 21. Brazo de control y su definición.

Para la barra estabilizadora (Fig. 22) se hace la misma deducción ya que esta fija al marco en su unión al buje, entonces se moverá con el piso y como no tendrá desplazamientos horizontales solo podrá girar sobre su eje longitudinal, se considerará una bisagra para compresión y extensión de la suspensión. Su unión al link que se define como esférica simple.

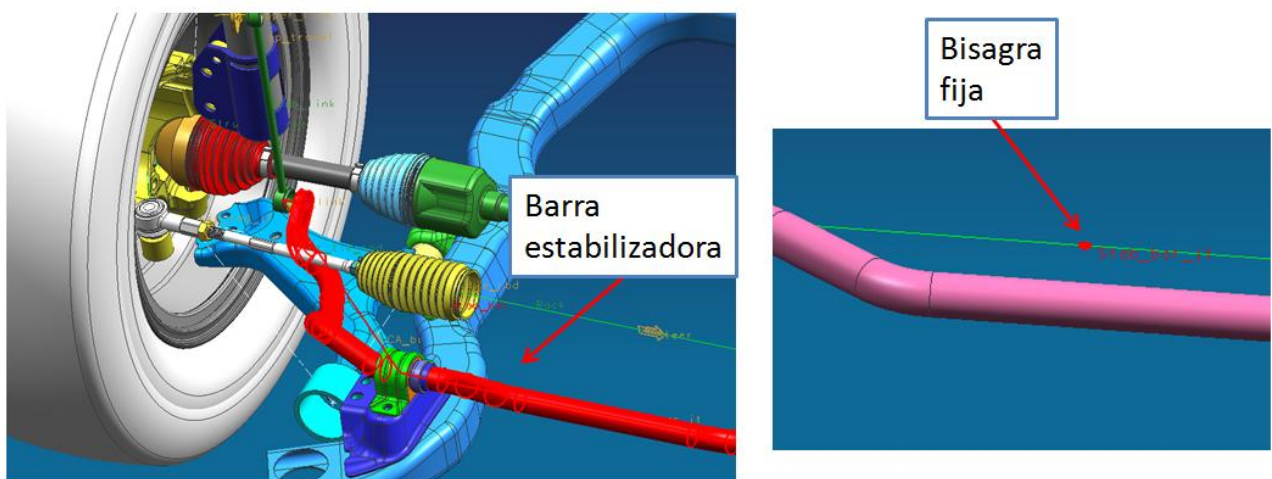


Fig. 22. Barra estabilizadora y su definición.

3.7.2.1.6 Amortiguador

El amortiguador (Fig. 23) se define como una esférica fija en su extremo superior, esto es porque en el cuerpo este seguirá los movimientos de la llanta entonces debe ser capaz de seguir los giros sin embargo no hará oscilaciones completas, por lo que se tratara de una unión esférica empotrada o fija, es decir, trabajará como un pivote. Ahora, ya que la función del módulo de amortiguador es absorber la diferencia de altura de camino, debe entonces quedar fijo, pues el amortiguador solo de comprimirá mas nunca cambiara la altura del componente respecto al vehículo. Esta es otra razón por la que se empotra. Para ello se define solo el pivote que el extremo superior y el elemento de unión que es el amortiguador. Como no se medirá ninguna distancia al amortiguador no se le asocia ningún sólido.

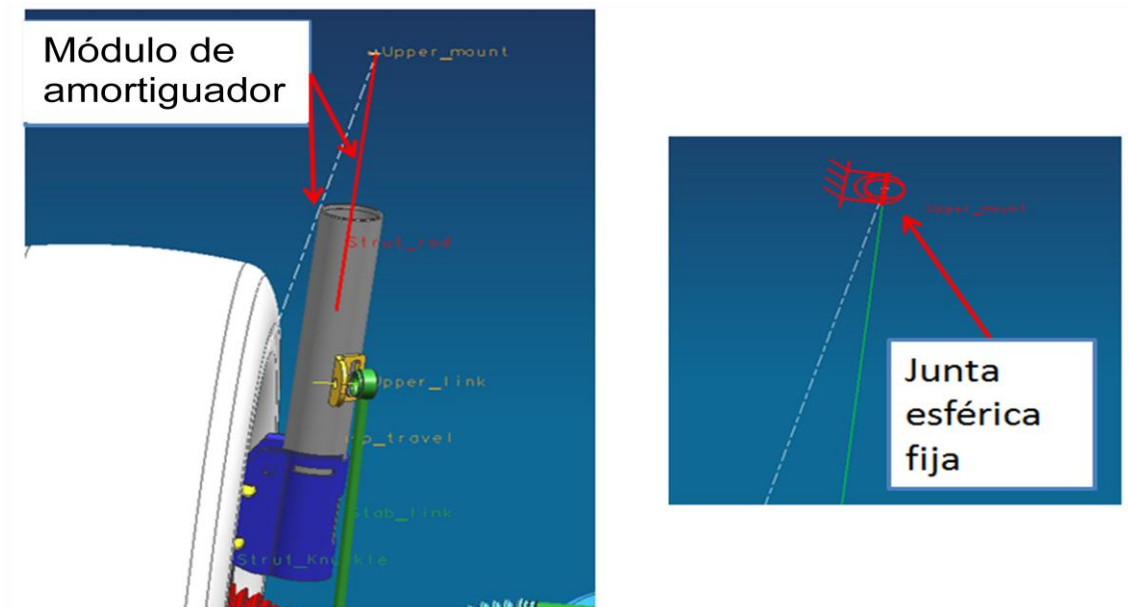


Fig. 23. Amortiguador y su definición.

3.7.2.2 Definición de Movimiento: Extensión- Compresión

Por definición, los desplazamientos de la suspensión se miden a partir del centro de la rueda (Wheel center) sin embargo este punto de referencia también se puede colocar sobre la línea que define al amortiguador, esto es porque la experiencia indica que la transmisión de desplazamientos de la rueda (directa del camino) al amortiguador es casi lineal es por eso que es correcto aplicar el desplazamiento en el centro de la rueda o bien en el eje del amortiguador. Para este caso, se usó el eje del amortiguador. La dirección del movimiento se define con un deslizador articulado, esto es que este componente será independiente y del que dependerán los movimientos del resto de la suspensión al menos en compresión (hacia abajo) o extensión (hacia arriba). La cantidad de movimiento dependerá de la Máxima extensión efectiva o MEJ (Maximum Effective Jounce) de sus siglas en inglés, definido para el vehículo, y se ingresará manualmente.

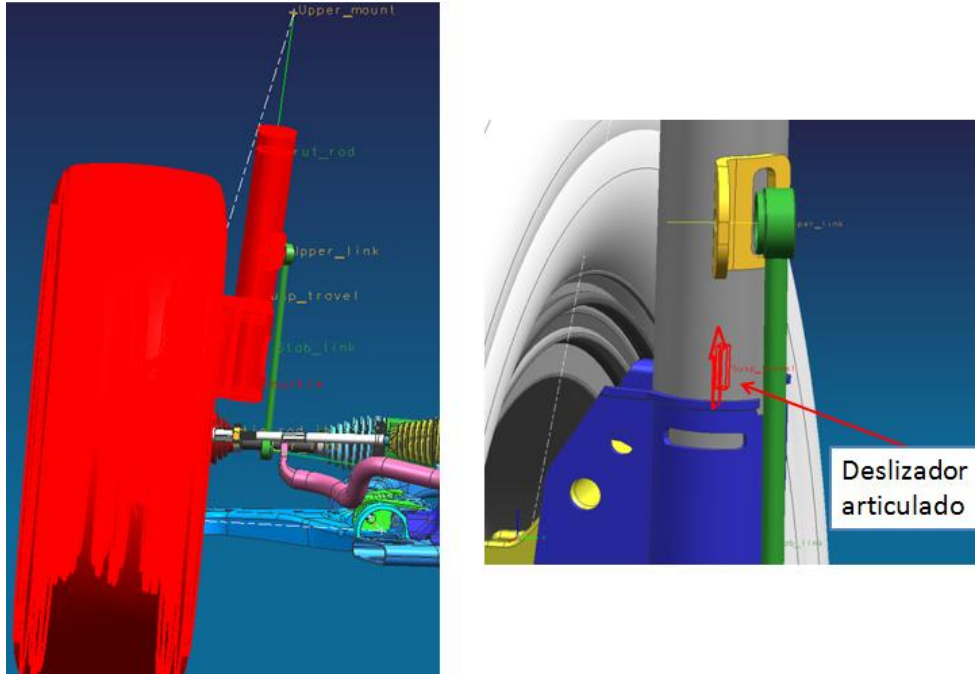


Fig. 24. Componentes que se mueven con el amortiguador

Se pueden hacer articulaciones solo con líneas que funcionan muy bien para los elementos tubulares, que para este ensamble pueden funcionar bien, sin embargo, ya que no solo se busca encontrar movimiento si no medir distancias, es necesario asociar elementos a cada unión, para ellos se importan todos los componentes de la suspensión como para sólidos, pues los componentes como parte de ensamble son muy pesados pues también tienen componentes internos. Ya que solo se buscan las distancias se pueden usar solo los elementos externos de cada ensamble de parte, como si se tratase de cascaras. Para el caso del amortiguador ya que este será el punto de deslizamiento, se le asociaran también directamente los componentes del ensamble de la rueda, esto es llantas, rines y masa, así como el amortiguador (Fig.24).

Por otro lado es importante recordar que la barra es simétrica en los extremos y por simplificación del modelo y además para aminorar los tiempos, se usara solo la mitad de la suspensión, se cargara únicamente el lado izquierdo. Es claro que las distancias cuando la vuelta es a la izquierda o derecha no son iguales, no repercute pues con las lecturas solo de un lado en ambos giros, son iguales del lado contrario.

3.7.2.3 Definición de movimiento: Dirección

Como es la caja de dirección la que define el giro, esta se hace a través del empuje del eje interno, este es lineal también y se definirá como una corredera (Fig. 25) que al igual que el eje central del amortiguador será independiente y se definirá por el movimiento que tenga el vehículo. El parámetro que se ingresará es el definido anteriormente.

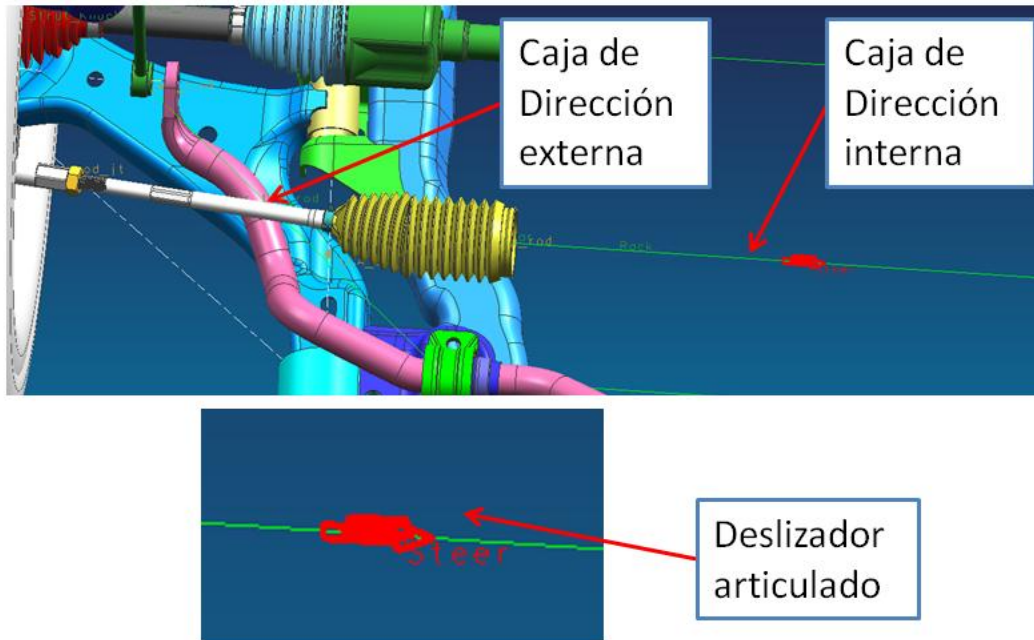


Fig. 25. Definición del deslizador de la caja de dirección.

Una vez que se tiene la definición de los eslabones con sus sólidos asociados y las uniones así como los elementos articulados ya se puede hacer una verificación del sistema para que se indiquen los grados de libertad totales del sistema y si se tienen los elementos asociados correctos de acuerdo a las uniones para que puedan articularse (Fig. 26).

Como se desea medir distancias se usa el módulo de herramientas (Fig. 27) para agregar el comando de medidas y se seleccionan los dos componentes para medir la distancia. En este caso el elemento de referencia será la barra con respecto a los elementos circundantes, las mediciones quedaron como se muestra a continuación:

- Barra-Collar trasero de brazo de control
- Barra- brazo de control
- Barra- Rotula exterior de caja de dirección.
- Barra- Eje de caja de dirección
- Barra- Bota de caja de dirección
- Barra- Rin 16"
- Barra- Rin 17"
- Barra- Rin 18"
- Barra- Llanta 17"
- Barra- Llanta 18"
- Barra- Flecha homocinética

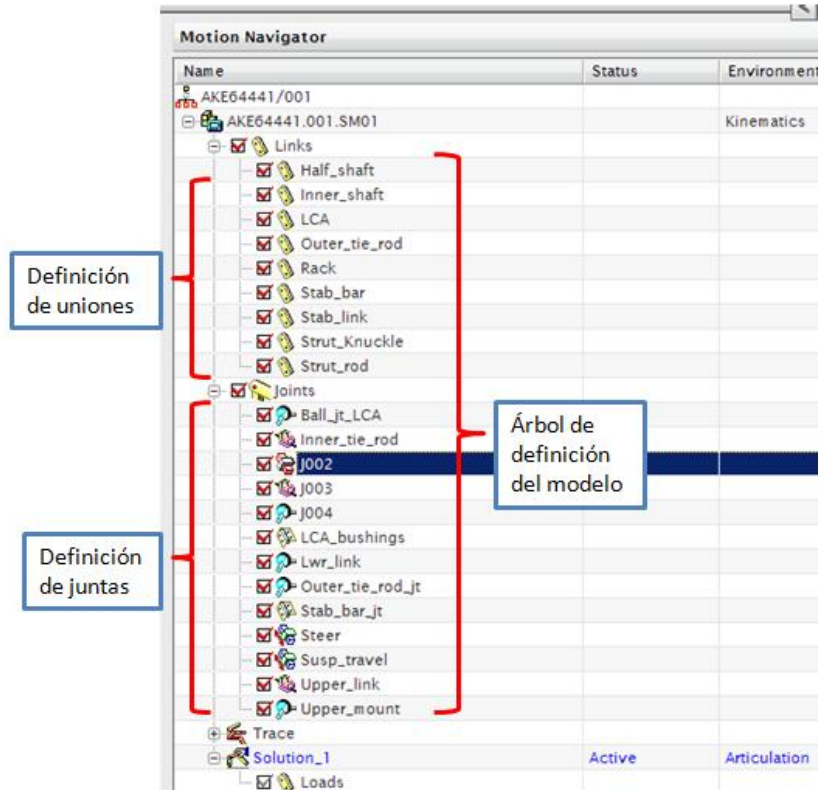


Fig. 26. Definición modelo de Motion

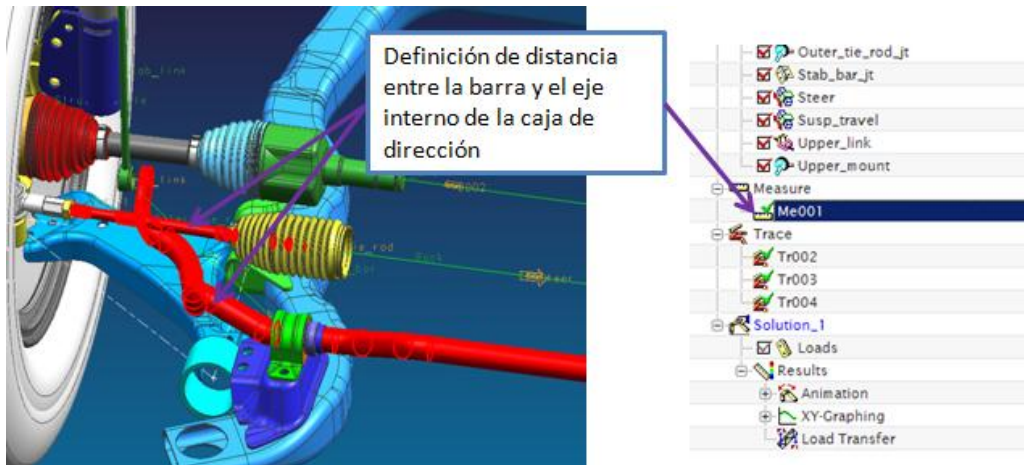


Fig. 27. Definición de medición d distancias en el modelo.

Los movimientos se pueden realizar en pasos, es decir que se pueden definir las paradas intermedias desde la posición cero a la última posición esto es desde desplazamiento de origen, que es la posición de vehículo estacionado hasta máxima extensión (bache) y de estacionamiento a máxima compresión (tope). Esto es que se pueden recolectar datos durante todo el movimiento, esta recolección puede ser tan detallada como se quiera, sin embargo para este modelo se sabe que las posiciones de interés serán las extremas, es por ello que se mide en los rangos máximos de extensión y compresión y en la posición de estacionamiento.

Para conocer las distancias durante el movimiento a extensión y compresión se hace una selección de las posiciones más representativas, unas son los movimientos extremos, los que están cercanos a la posición de alto total no son peligrosas pues para ello se hizo el análisis estático previo. Los puntos críticos del viaje se muestran a continuación:

- 128 (Máximo extensión, bache)
- 123
- 118
- 109 (85%)
- 100
- 0 (estacionado)
- -68
- -78 (Máxima compresión, tope)

En cada uno de estos puntos de viaje vertical se harán barridos de viaje horizontal (dirección a izquierda y derecha) con los siguientes intervalos de dirección:

9.875 mm x 16 pasos

Esto es porque se lleva a una posición extrema, la primera es 128 en extensión y 79 en dirección, esto es máxima altura y vuelta a la izquierda, como en esa máxima extensión se hará el barrido, se fija la suspensión y se pide que se mueva la dirección en vuelta a la derecha, entonces lo hará en 16 desplazamientos de 9.875 mm cada uno, lo que da un total de 158mm esto es recorrer los 79 de la vuelta a la izquierda hasta estar alineado de frente y entonces recorrer los 79 mm para dar la vuelta a la derecha.

Los barridos de dirección se hicieron solo para tres posiciones

- 79 (vuelta completa izquierda)
- 0 (sin vuelta)
- -79 (vuelta completa derecha)

Aquí lo que se hace es llevar a la misma posición extrema pero ahora el barrido será vertical fijando la posición de dirección, se lleva a 128 en suspensión y 79 en dirección, se fija el 79 y se pide que se mueva suspensión:

10.3mm x 20 pasos

Esto es el viaje total de 106 mm que son los 128 mm en extensión más 78 mm en compresión.

Por otro lado, también se tomarán en cuenta las mediciones de posición de ensamble de la barra con cada componente. Una vez que se hacen las corridas, la hoja de cálculo que se tiene para cada componente con respecto a la barra de 27mm de diámetro, se muestra a detalle en el Anexo 1.

3.7.3 ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez que se tiene toda la información se hace un análisis de los casos de preocupación. Esto es revisar contra las distancias mínimas requeridas para cada componente, los resultados son los siguientes:

3.7.3.1 Primer caso: Barra- Caja de dirección externa

Por recomendación de “Mejores Practicas”: >6mm, esto se medirá en los tres casos principales:

- 1) MEJ+/- 5 grados: Todas las distancias son mayores respecto a las practicas recomendadas

BARRA-CAJA D DIREC. EXT		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
21.0708	19.75	128
21.7039	9.875	128
21.9333	0	128
21.7615	-9.875	128
21.2103	-19.75	128

Tabla 1.

- 2) 85% MEJ Vuelta a la derecha: No está dentro de las prácticas recomendadas.

BARRA-CAJA D DIREC. EXT		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
5.7506	79	109
13.9343	69.125	109
19.1716	59.25	109
22.4073	49.375	109

Tabla2.

- 3) Máxima compresión, vuelta a la derecha: No está dentro de “Best Practice” (Fig. 28), sin embargo no se han presentado quejas en campo. Recordemos que el modelo es cinemático.

BARRA-CAJA D DIREC. EXT		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
0.7244	79	-78
15.5051	69.125	-78
26.9006	59.25	-78
36.0657	49.375	-78

Tabla 3.



Fig. 28. Contacto de de la caja de dirección externa con la barra en máxima extensión y giro.

3.7.3 .2 Segundo caso: Barra- Brazo de control

Por recomendación de "Best practice": >18mm. Esto se medirá en los tres casos principales:

- 1) MEJ+/- 5 grados: Todas las distancias son mayores respecto a las practicas recomendadas, está bien

BARRA-BRAZO DE CONTROL		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
83.6383	19.75	128
83.2375	9.875	128
82.953	0	128
82.7722	-9.875	128
82.6861	-19.75	128

Tabla 4.

- 2) 85% MEJ Vuelta a la derecha: También está dentro der las recomendaciones y por mucho.

BARRA-BRAZO DE CONTROL		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
76.5488	79	109
76.265	69.125	109
76.0867	59.25	109
76.0036	49.375	109

Tabla 5

- 3) Máxima compresión, vuelta a la derecha: No está dentro de "Best Practice" (Fig. 29), en la mayoría del viaje. sin embargo no se han presentado quejas en campo. Recordemos que el modelo es cinemático.

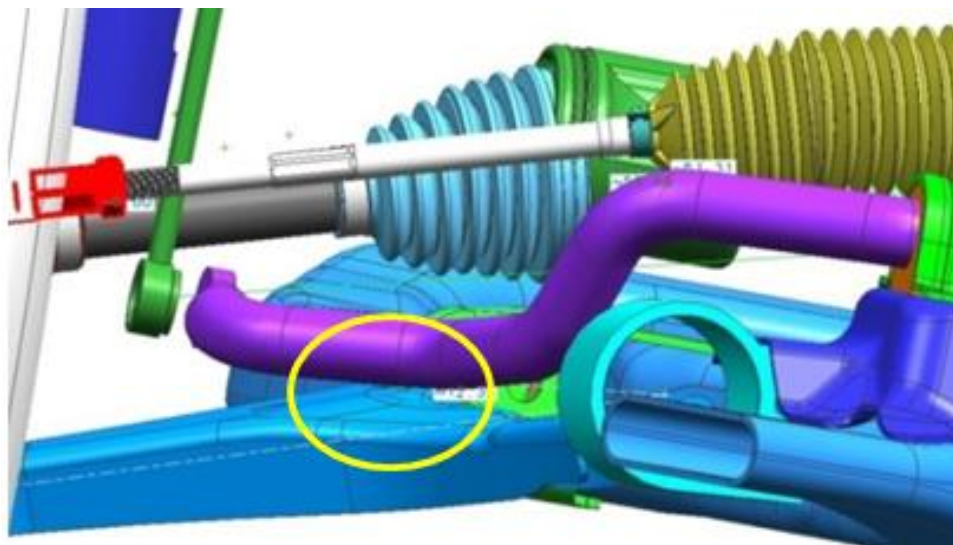


Fig. 29 Mínima distancia de la barra con el brazo de control.

BARRA-BRAZO DE CONTROL		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
22.9619	79	-78
20.6689	69.125	-78
19.0224	59.25	-78
17.81	49.375	-78
16.8808	39.5	-78
16.1696	29.625	-78
15.6358	19.75	-78
15.2544	9.875	-78
15.0212	0	-78
14.9278	-9.875	-78
14.9692	-19.75	-78
15.1437	-29.625	-78
15.4512	-39.5	-78
15.8908	-49.375	-78
16.457	-59.25	-78
17.1626	-69.125	-78
18.0129	-79	-78

Tabla 6.

Estos son los mayores casos de preocupación, es a partir de estos que se deben tener consideraciones para diseñar la nueva barra. Puede decirse que se empeorarían en dos milímetros si el diseño solo fuera trabajar con una barra 2 milímetros más grande, sin embargo existen restricciones que también deben considerarse. Estas pueden ser de diseño o manufactura, ya que los radios de doblado cambian de acuerdo a los diámetros que se manejen así como las capacidades de la maquinaria de producción, puede romperse en algunos casos o no ser manufacturable en otros. Las restricciones van de la mano. Para este caso se busco también de acuerdo a las capacidades de los proveedores y se procedió entonces a las iteraciones de diseño.

3.8 DISEÑO DE LA BARRA NUEVA: 29 MM DE DIAMETRO

Para iniciar se puede conservar porque es funcional como un principio pues el proceso de diseño es iterativo de ahí se procede a re rutear las partes que causan conflicto. Una vez que se tiene un diseño se procede a medir respecto al sistema. A continuación se muestran las restricciones por manufactura dependiendo de proveedor (Fig. 30):

3.8.1 Parámetros de diseño

De acuerdo a las capacidades de proveedor se tienen tres combinaciones de parámetros geométricos:

A)

Radio de doblado mínimo: 2 veces RE (radio externo)

Sección recta Mínima: 1.5 veces RE (1.0 posible con herramienta especial)

Sección recta mínima para instalación de collar (para tolerancia de herramienta): 1 veces RE

B)

Radio de doblado mínimo: 2 veces RE
Angulo máximo de doblado: 90 grados
Sección recta Mínima: 1 vez RE
Numero de radios distintos: 2, uno de preferencia

C)

Radio de doblado: 1.5 veces RE min, 1.7 veces es preferido

Sección recta Mínima: 1 vez RE (0.5 veces RE posible)

Para collares plásticos: 12-22 mm de ancho Tolerancia de herramienta: 10-12 mm de sección recta a cada lado

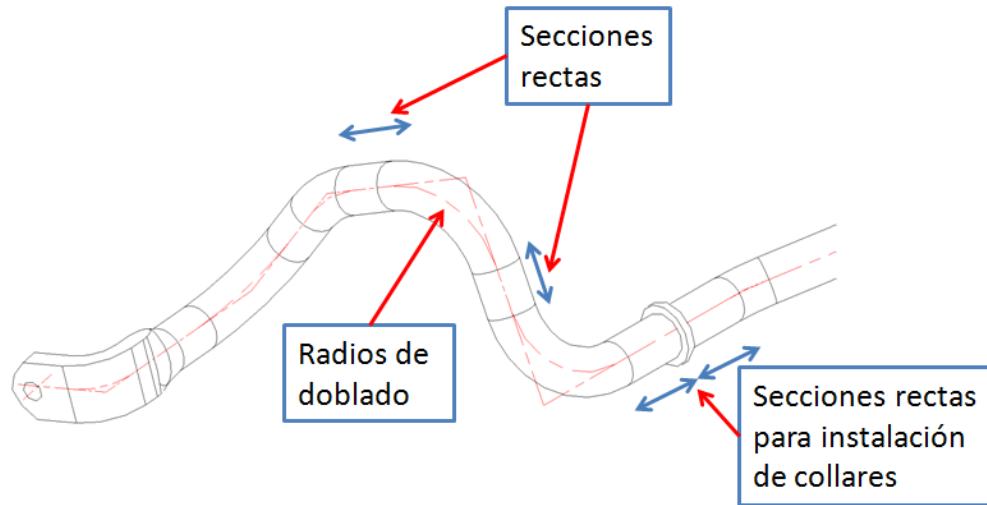


Fig. 30. Restricciones geométricas de diseño de barras solidas.

Con estas características mínimas se inicia el proceso iterativo. Después de alrededor de 30 diseños se tuvo el diseño final que se muestra a continuación:

La barra final tiene el mismo largo que la anterior pues no cambian los componentes del sistema: 1084.1 mm de longitud de ojo a ojo, también tiene 14 dobleces sin embargo no se modelo de cero. Se decidió que la parte central, de collar a collar de la barra de 27 mm se mantendría, pues como no es móvil en esa parte y los claros superan por mucho los mínimos requeridos, solo se reducirían en 2 mm. Para el estudio de la parte central se tienen:

Los componentes más cercanos fueron:

- Montante de transmisión: de 49.81 a 47.81
- Marco: 25.29 a 23.29
- Panel del piso: de 32.49 a 30.49

Esta parte sigue siendo asimétrica (Fig. 31) con los mismos cuatro dobleces pues no exceden el mínimo de dos veces el radio de proveedor A, conserva los dos radios de R60 mm, uno de R45mm y uno de R50mm.

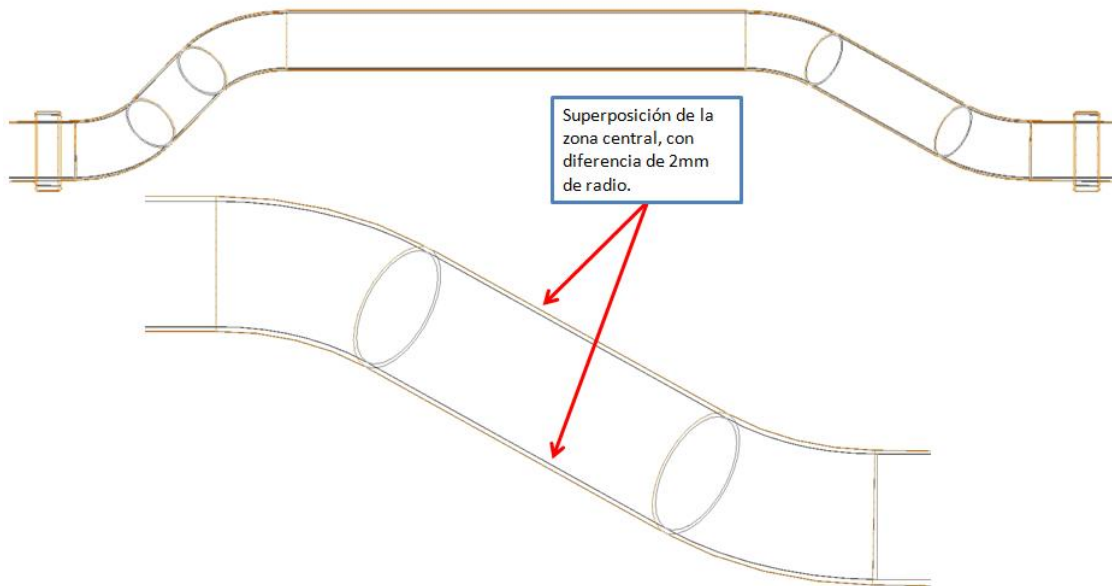


Fig. 31 Parte central de la barra nueva.

Se trabaja como referencia la zona central y la coordenada de los ojos. El ruteo de los brazos parte de trabajar sin radios solo con líneas rectas (Fig. 32) que eviten el brazo de control y la parte externa de la caja de dirección, para ello se traza la línea y se aplica un tubo con la dimensión de la barra para que en esa posición se mida respecto a los componentes cercanos. Este proceso se hace iterativamente hasta que se obtiene finalmente una ruta que libra de la mejor manera cada componente. La línea central que se obtiene será la curva a partir de la cual se mide (Fig. 33).



Fig. 32 Líneas rectas que definen la ruta de la barra.

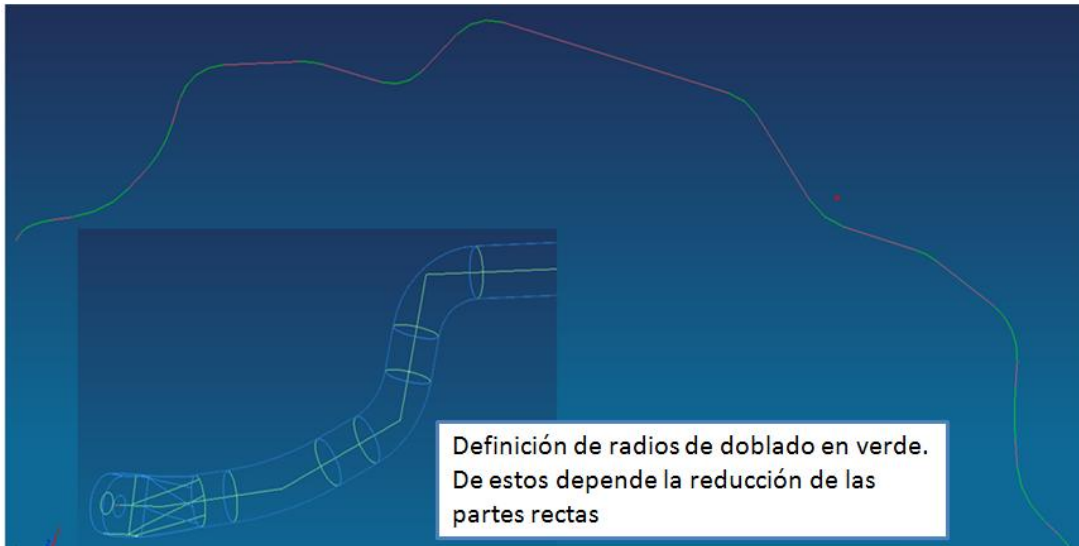


Fig. 33 Línea central con radios marcados.

La nueva barra de 29 mm tiene igualmente extremos simétricos, tienen 5 dobleces cada uno y son de 55mm, 44mm, 44mm, 90mm y 35 mm de radio, los radios del lado contrarios son los mismos (Fig. 34).

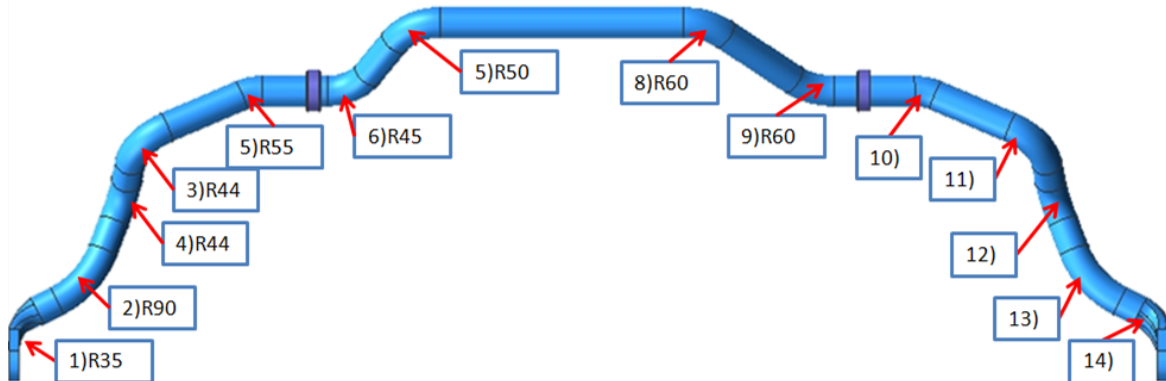


Fig. 34 Nuevos dobleces de barra de 29 mm.

El cambio de ruta se hizo en los dobleces que alejaron a la barra del brazo de control y de la caja de dirección principalmente. El segundo dobléz de la barra después del collar se levanta y se alarga para sacarlo del área de contacto tanto como del collar del buje trasero del brazo de control así como también del mismo brazo. Y aunque se acerca más en dirección Z, al estar la afuera en X. Ahora, este dobléz evita tener secciones rectas cortas que permitan levantar la barra, por lo que también se mantiene fuera hasta que pueda cumplirse mínimo 29 mm de sección recta, pero esto ayuda a mantenerla lejos de la bota de la caja de dirección. Una vez que se libera esa parte, la final, se hace mas curvada para librar la caja de dirección externa (Fig. 35).

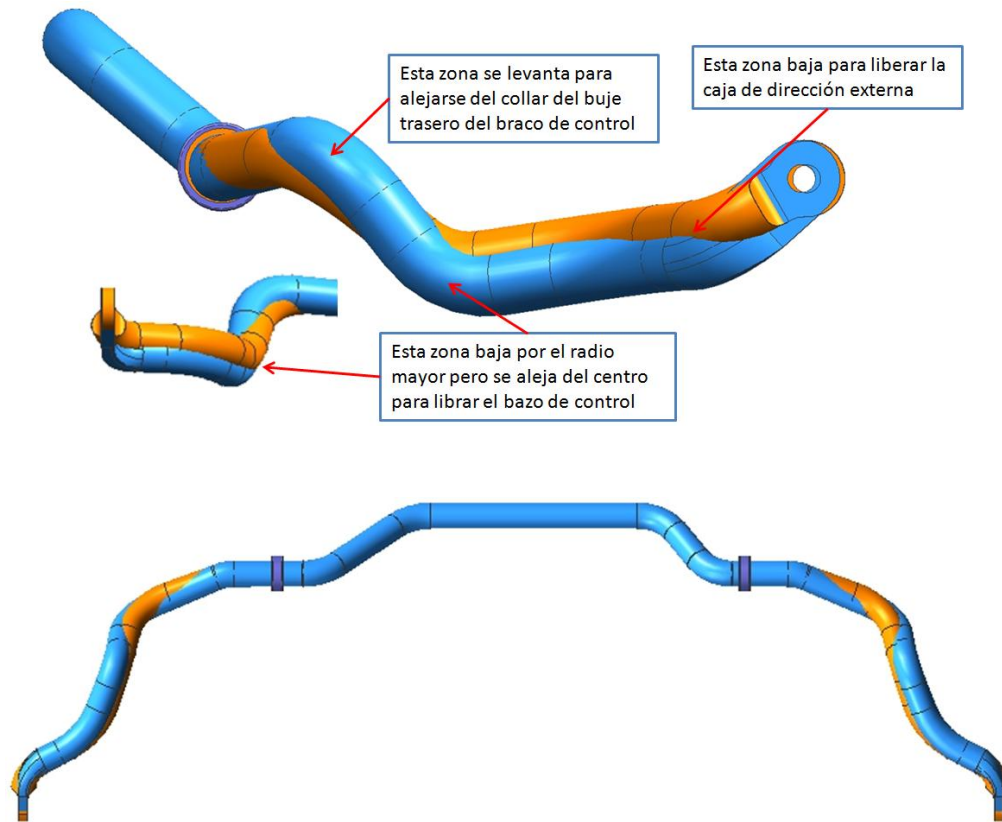


Fig. 35 Superposición de las barras de 27 y 29 mm

Por empaquetamiento no fue posible modificar demasiado, al contrario se tuvo que enfrentar el reto de usar dobleces que se tenían en la barra anterior. Los más complicados fueron los de 44m y 35 mm que es el final, donde está el ojo.

Como primera etapa se evaluó el escenario de esta propuesta final, para ello se hizo el análisis cinemático para los mismos casos de mapeo que para la barra de 27 mm creando un archivo similar. Se tomo como base pues no se cambiaron las coordenadas de puntos de unión como la coordenada del ojo, pues eso modificaría el funcionamiento de su link, por esto mismo y por conservar esa coordenada se mantiene un doblez tan pequeño al final.

3.8.2 Articulación del modelo de la nueva condición

Las medidas se tomaron respecto a los mismos componentes, y los mismos viajes tanto de compresión, extensión y giro, pues esto no se modificaría en el entonamiento (Fig. 36). Con estos resultados se propone comparar los resultados que eran preocupación para la barra de 27 mm. Se busca tener claros mayores o iguales en el peor de los casos y sin agravar los claros existentes.

Los resultados de estas mediciones se muestran a continuación:

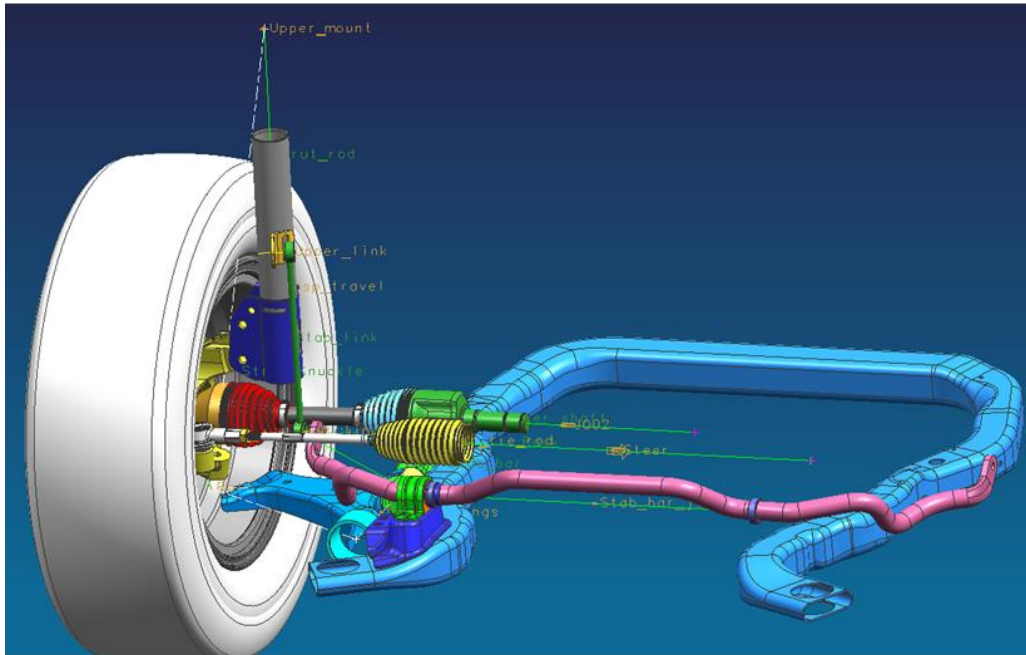


Fig. 36. Modelo de Motion para la barra de 29mm

3.8.3 Análisis de Resultados

El análisis completo se encuentra en el archivo de excel agregado como objeto. Se puede observar que los mismos casos de preocupación para la barra actual son los mismos que para la nueva barra, la comparación se muestra a continuación.

3.8.3.1 Primer caso: Barra- Caja de dirección externa

Por recomendación de "Best practice": >6mm, esto se medirá en los tres casos principales:

- 4) MEJ+/- 5 grados: Todas las distancias son mayores respecto a las prácticas recomendadas y pone en mejor situación respecto a la anterior.

BARRA-CAJA D DIREC. EXT (27 mm)			BARRA-CAJA D DIREC. EXT (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.	Dist.	Giro	Viaje Susp.
21.0708	19.75	128	55.1355	19.75	128
21.7039	9.875	128	64.1753	9.875	128
21.9333	0	128	72.9995	0	128
21.7615	-9.875	128	81.5643	-9.875	128
21.2103	-19.75	128	89.7366	-19.75	128

Tabla 7

- 5) 85% MEJ Vuelta a la derecha: Este caso no está dentro de las prácticas recomendadas, sin embargo debe considerarse un poco la restricción de que no existen deformaciones, y por otro lado debe tenerse en cuenta que por el mismo nuevo diseño, la barra nueva tiende a alejarse mucho más rápido de la caja de dirección.

BARRA-CAJA D DIREC. EXT (27 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
5.7506	79	109
13.9343	69.125	109
19.1716	59.25	109
22.4073	49.375	109

BARRA-CAJA D DIREC. EXT (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
1.5142	79	109
14.0245	69.125	109
25.2166	59.25	109
36.0371	49.375	109

Tabla 8

- 6) Máxima compresión, vuelta a la derecha: No está dentro de “Best Practice”, sin embargo debemos hacer las mismas consideraciones que en el caso anterior. Podría manejarse un contacto sin embargo ir de 0.72 a cero es mínima la diferencia tomando en cuenta que está creciendo la barra en 2mm.

BARRA-CAJA D DIREC. EXT (27 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
0.7244	79	-78
15.5051	69.125	-78
26.9006	59.25	-78
36.0657	49.375	-78

BARRA-CAJA D DIREC. EXT (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
0	79	-78
10.4409	69.125	-78
21.7903	59.25	-78
32.7168	49.375	-78

Tabla 9.

3.8.3.2 Segundo caso: Barra- Brazo de control

Por recomendación de “Best practice”: >18mm. Esto se medirá en los tres casos principales:

- 1) MEJ+/- 5 grados: Todas las distancias son muy semejantes. Dentro de BP.

BARRA-BRAZO DE CONTROL (27 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
83.6383	19.75	128
83.2375	9.875	128
82.953	0	128
82.7722	-9.875	128
82.6861	-19.75	128

BARRA-BRAZO DE CONTROL (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
82.6767	19.75	128
82.2904	9.875	128
82.0162	0	128
81.8419	-9.875	128
81.759	-19.75	128

Tabla 10

- 2) 85% MEJ Vuelta a la derecha: También está dentro der las recomendaciones mejorando un milímetro todas los movimientos

BARRA-BRAZO DE CONTROL (27 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
76.5488	79	109
76.265	69.125	109
76.0867	59.25	109
76.0036	49.375	109

BARRA-BRAZO DE CONTROL (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.
81.1732	79	109
79.5348	69.125	109
78.345	59.25	109
77.446	49.375	109

Tabla 11

- 3) Máxima compresión, vuelta a la derecha: No está dentro de “Mejores Practicas”, en la mayoría del viaje, sin embargo al empeorar dos milímetros es como se logra el mejor

diseño pues con el dobléz en esa zona se evita contacto con la bota de la caja de dirección que es la que mas resultaría dañada si se alejara mas del brazo. Aunque se empeora la distancia sigue siendo razonable.

BARRA-BRAZO DE CONTROL (27 mm)			BARRA-BRAZO DE CONTROL (29 mm)		
Dist.	Giro	Viaje Susp.	Dist.	Giro	Viaje Susp.
22.9619	79	-78	20.3978	79	-78
20.6689	69.125	-78	17.9682	69.125	-78
19.0224	59.25	-78	16.3694	59.25	-78
17.81	49.375	-78	15.1773	49.375	-78
16.8808	39.5	-78	14.2637	39.5	-78
16.1696	29.625	-78	13.5625	29.625	-78
15.6358	19.75	-78	13.036	19.75	-78
15.2544	9.875	-78	12.6668	9.875	-78
15.0212	0	-78	12.4412	0	-78
14.9278	-9.875	-78	12.3507	-9.875	-78
14.9692	-19.75	-78	12.3909	-19.75	-78
15.1437	-29.625	-78	12.5597	-29.625	-78
15.4512	-39.5	-78	12.8573	-39.5	-78
15.8908	-49.375	-78	13.2856	-49.375	-78
16.457	-59.25	-78	13.847	-59.25	-78
17.1626	-69.125	-78	14.5408	-69.125	-78
18.0129	-79	-78	15.3769	-79	-78

Tabla 12

El racional para elegir estos claros como los mejores no se decide a partir de un solo modelo. Como se menciona anteriormente, se modelaron suficientes barras que cumplieran con el empaquetamiento general respecto a once componentes y los casos de mayor preocupación empeoran 2 milímetros en el peor caso sin embargo no representan un caso tan crítico pues se alejan más rápido de los mismos componentes. Al final termina comportándose mejor que la actual en peor escenario, por otro lado, se debe recordar que este caso es de mayor compresión, es decir un bache con giro de llanta total, este es un caso poco probable.

Como el caso de mayor preocupación aparece en el brazo de control, por tener acercamiento en todo el viaje del vehículo, se decidió hacer pruebas físicas además que es una zona más accesible. La barra que se utilizó para estas pruebas es un prototipo con las que se hacen otras pruebas de validación del diseño en pruebas de banco y también en validación de sistema dentro de vehículos de prueba. Para este caso, la prueba se ensambló en un vehículo de prueba en laboratorio y que fue probado en caminos. Como esta comprobación es sencilla, lo que se propuso fue probar máxima compresión, se puede confirmar al escuchar un ruido de metal con metal que se produce al tener la mayor extensión del resorte en el amortiguador. La prueba se hizo por el grupo de R&H en Milford. Lo que se buscó fue encontrar la marca que dejaría la barra cerca al brazo de control. Para ello se colocaría un elemento blando susceptible de marcar un acercamiento, esto se puede hacer arcillas o plastilina.

Las consideraciones para reproducir la posición de máxima compresión en llevando el resorte a máxima extensión, esto se comprueba cuando se escucha un ruido de contacto metal con metal pues el resorte pega en la parte superior con el tope del amortiguador (Fig. 37).

Las consideraciones fueron las siguientes:

- ~ 15mm de plastilina entre el brazo de control y la barra (Fig. 38)
- Topes de 15.2 a 20.3 cm de alto y 91.5 cm de ancho
- Manejo se hizo @ 32 Km/h, máxima compresión delantera y trasera
- Evaluación repetida 3 veces



Fig. 37. Topes de prueba



Fig. 38 Plastilina aplicada al brazo de control antes de la prueba en topes.

La plastilina no marco incrustación alguna, lo que indica que la deformación no generada por el modelo da mayor margen de claro con los componentes cercanos. Prueba al menos que el claro mínimo de 12 mm con el brazo es mayor alrededor en alrededor de 3 o 4 mm mayor de lo que indica el modelo. Esto significa también que el contacto que aparece con la parte exterior de caja de dirección y la barra no es tal y se puede vivir con esta condición dentro del empaquetamiento del vehículo.

3.9 DISEÑO DEL OJO DE LA BARRA

Otra parte del diseño de la barra es el dobles del ojo, pues 35 milímetros de radio es menos de 1.5 veces del radio externo de la barra. El ojo del a barra anterior tiene un doblez que viene de una sección larga por lo que la herramienta es capaz de doblar a 35 mm de radio, sin embargo al tener una sección más corta en la nueva barra, el herramental no puede doblarla. Una alternativa para solucionarlo y que puede ser la más rápida es abrir el radio. Esta no es una opción pues al hacerlo se acerca más el extremo de la barra a la caja de dirección y es precisamente esto que se quiere evitar. Por otro lado se modificaría el ángulo de articulación de los links de la barra y esta no es una opción dado que no se piensa modificar el link. Otra opción es lograr el doblez por forja desde que termina la última sección recta, y dar los 35 mm de radio para el resto de barra y solo maquinar el excedente de material con otra forma al final. El aplastamiento va reduciendo la sección hasta llegar al espesor deseado (Fig. 39).

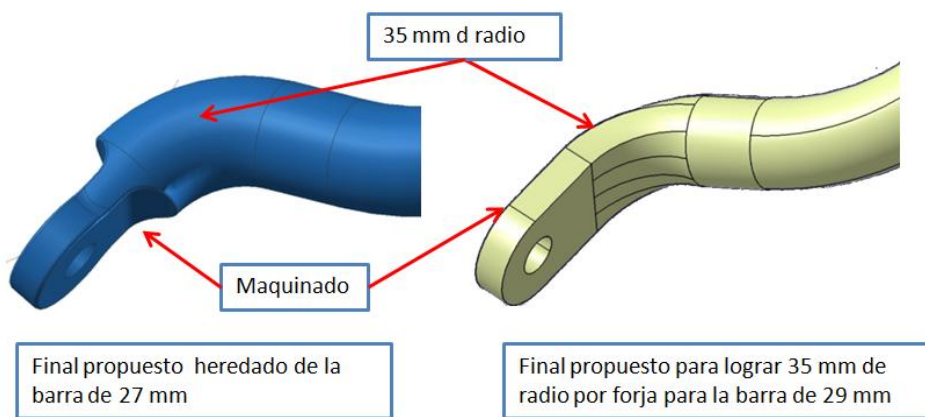


Fig. 39. Nuevo final maquinado.

La geometría final debe cumplir con la anterior para conservar el material y no adelgazar el ojo para evitar que sea susceptible a esfuerzo y respetar el empaquetamiento. La geometría final es como se muestra a continuación (Fig. 40 a y b):

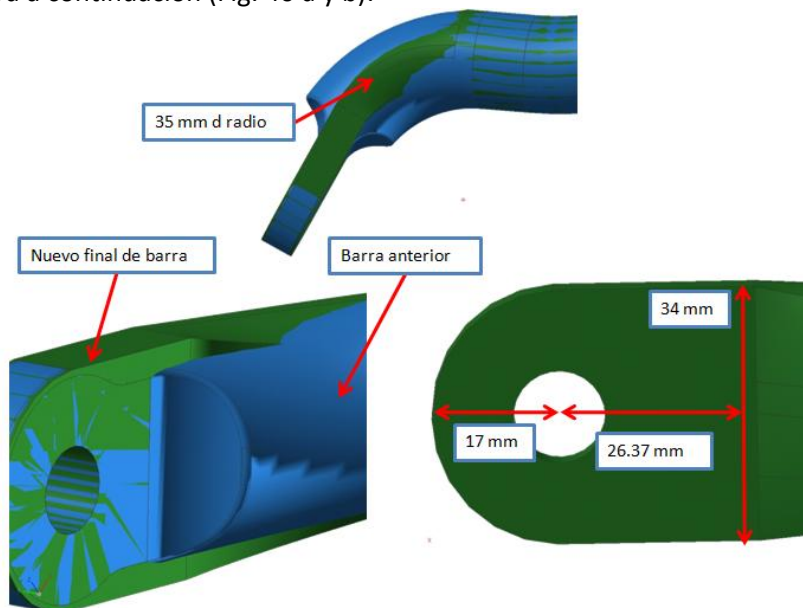


Fig. 40 a). Superposición del ojo de la barra.

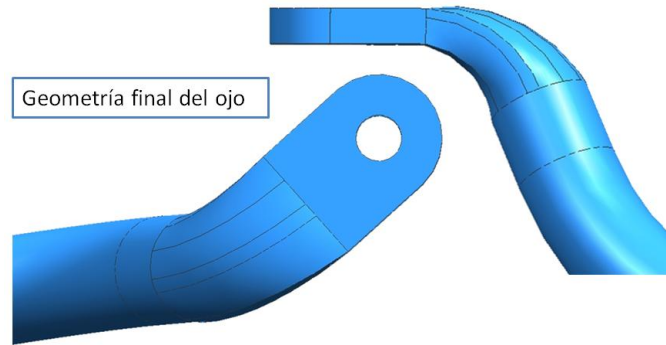


Fig. 40 b). Superposición del ojo de la barra.

Una vez que se logro hacer el diseño del final de barra se procedió a diseñar los collares de la misma. Los collares pueden ser de plástico o metal; si son plásticos estos se pueden inyectar directamente a la barra, por eso es que se debe guardarla distancia mínima para el herramental, o bien se forjan directamente si son de metal. El material más común es el aluminio y su proceso es soldadura por forja.

Para efectos de liberación de esfuerzos en el ojo de la barra, este para por un proceso de granallado antes de pasar al proceso de pintura.

Para esta barra también por cuestiones de empaquetamiento los collares se seleccionaron de aluminio pues son más pequeños y como la barra esta incrementada no se quiere correr el riesgo de acercarse a otros componentes además que al ser más pequeños no necesitan segmentos rectos tan largos, lo que no pasa con los collares de plástico que son más grandes.

El cálculo para tener los diámetros finales de los collares es el siguiente (Fig. 41):

$$D_m = d + 2t + 4$$

Los 4 mm son por los excedentes de material que resultan de la forja del metal a los lados

$$\text{Diámetro Final: } 29 + 8 = 37 \text{ mm}$$

Mas la proyección de 2mm a cada lado queda de la siguiente manera:

$$\text{Diámetro máximo} = 29 + 8 + 4 = 41$$

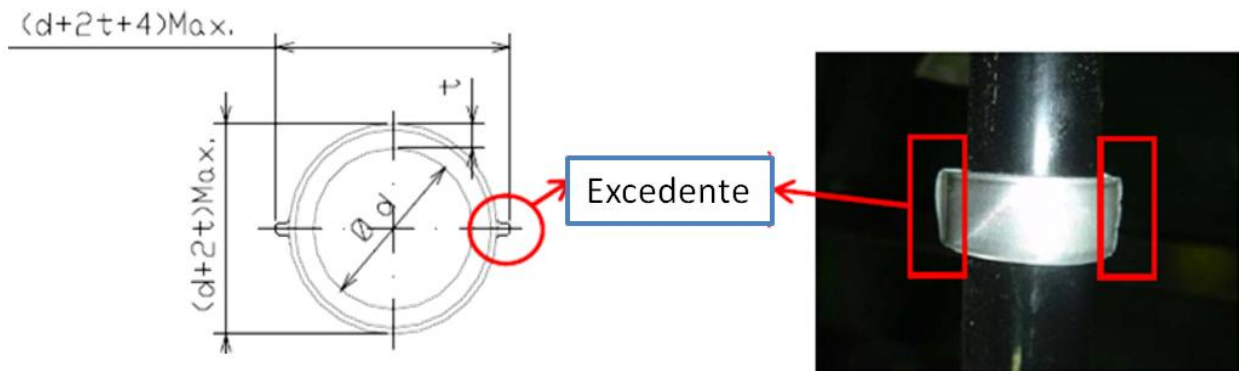


Fig. 41 Geometría y apariencia de los collares.

3.10 MATERIALES

La selección de materiales se hace dentro de los aceros comerciales en el mercado, dos opciones se presentan a continuación:

- SAE 1090 específico para barras solidas. Las generalidades de este material son su aplicación en forja y enfriado a intemperie BHN 302-363 (HRC 32-39), granallado a 0.43A (métrico) como mínimo. Sin decarburización completa (tipo 1) decarburización parcial (tipo 2) 2.5 mm como máximo según la SAE J419.
- SAE 5160 acero aleado. Austenítico, templado en aceite o polímeros apropiados y Revenido para tener HRc 48-52 S granallado a 0.43A (métrico) mínimo para GM4283P, 100% cobertura. Decarburización no total (Tipo 1), decarburización parcial (Tipo 2) 0.25 mm máxima según la SAE J419

El resultado final es una barra de 7.52 kilos de peso (1 km más que la anterior) con empaquetamiento analítico cinemático menor al recomendado sin embargo con pruebas físicas las mediciones directas indican mayor claro. Con finales que requirieron mayor cantidad de procesos y tratamientos pero que sin embargo logro empaquetar en el sistema de suspensión que ya trabajaba de manera optima.

Las etapas posteriores fueron las pruebas de banco (fatiga) y en caminos (caminos) de los prototipos. Las pruebas en pistas buscan evaluar la respuesta de la suspensión mejorada así como encontrar problemas potenciales de manufactura o ensamble. Estas pruebas se encuentran por terminar y se están iniciando las construcciones con partes productivas para realizar más pruebas de sistema antes de iniciar la producción. Esto es, que de acuerdo al plan establecido en la fase de partes productivas antes de emitir la liberación de validación final del producto. El tiempo estimado de inicio de producción de la parte es a finales de Febrero.

Después de esta etapa seguirán más vehículos de pruebas también en climas extremos que comprueben las simulaciones para llegar a la producción a mediados de 2010 y lanzar el vehículo mejorado como modelo 2011.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este proyecto fue uno de los más ambiciosos y agresivos realizados durante 2009-10 dentro del Centro Regional de Ingeniería Toluca debido a su implementación en tan poco tiempo ya que los cambios sugeridos no entraron en las ventanas de tiempo manejadas por el programa de manera normal. Para mí, este proyecto significó un gran ejercicio de juicios ingenieriles así como definiciones rápidas de diseño pero con mayor cautela debido a la prontitud del lanzamiento; además del esfuerzo por mejorar el vehículo para llevarlo al cliente lo más pronto posible es una prioridad.

Como diseñador de esta parte en este proyecto logré los objetivos y los cumplí al 100%. No pueden separarse las habilidades para tener una barra final, pues en él se mezcló el desarrollo de habilidades de diseño con CAE/CAD, la inventiva del diseñador, es decir, la capacidad de poder imaginar rutas alternas sin trabajarlas todas por optimización de tiempo y al mismo tiempo tener presentes las capacidades de manufactura para ese diseño y saber que por cada paso y por cada cambio vendrán con ello costos. Esta barra logró tener radios que por definición no eran posibles por la geometría transversal, aun así, con la aplicación de más y distintos procesos de manufactura se logró tener la mejor geometría.

En este proyecto aplique los conocimientos obtenidos en la carrera, y bien podrían definirse en dos aspectos distintos. Los conocimientos de ciencias básicas se usan en todas esas actividades diariamente, sobre todo las mecánicas, cálculo, álgebra en como posicionar componentes, en las lecturas etc. Los conocimientos de Ingeniería aplicada se usan en la concepción del cambio, en procesos de manufactura, corte, sobre todo en la esencia ya que yo defino la geometría pero debo definir que materiales usar, que acabados, con conocimiento de esos procesos saber cuánto tiempo puede tomar tener prototipos, las pruebas, o simplemente al posibilidad de saber si mi diseño se puede o no manufacturar

Este proyecto también involucro el desarrollo de competencias como la habilidad de comunicar los objetivos a personas responsables de manufactura, de finanzas así como la coordinación de pruebas a distancia. La habilidad de transmitir la idea correcta de la manera correcta te permite alcanzar objetivos. La generación de información adecuada es en lo que se basa la ingeniería para poder tomar decisiones es básica y más cuando se lleva a distancia como cuando se trabaja en proyectos globales. Las limitantes de lenguaje deben ser superadas.

Por otro lado, la comunicación no solo se hacia abajo sino también hacia arriba. Pues los resultados finales se presentan a la gerencia, donde se asegura un diseño que no se basa en confianza ciega, se basa en la correcta especificación, en la entrega de resultados y en el juicio ingenieril para analizarlos y tomar la decisión de aprobar confiando en el ingeniero responsable.

Este reporte resume y presenta resultados finales, los mejores para tener un mejor vehículo para el cliente.

La aportación de este reporte es directa con el estudiante de Ingeniería Mecánica, ya que es una muestra de lo que se puede hacer en la práctica y sobre todo es un ejemplo de las tareas que

desarrolla un ingeniero de proyectos, cuyo desempeño se puede dar en la industria automotriz, aeronáutica, de diseño de herramental, etc. Es decir, mostrar solo una opción de desarrollo de la una carrera y que por lo mismo, invite al alumno y futuro egresado a incursionar en diversas aéreas de esta industria u otras mas ya que esto solo es lo que se hace con un componente, que podría hacerse con cada parte en un vehículo completo.

También espero que sirva de invitación a los alumnos a desarrollar aquello que se requiere fuera de la escuela como la pro actividad, el sentido de urgencia, el dominio de idiomas, que si bien no son impartidos en las aulas, si son necesarios como complemento de las actividades diarias del Ingeniero. El interés a buscar desarrollo de mas habilidades practicas aplicadas como las paqueterías de diseño u otras actividades extracurriculares que pueden servir como entrenamientos hacia el manejo efectivo del tiempo y organización de tareas. Finalmente una invitación a ser parte de grandes compañías donde hace mas falta la presencia de egresados de esta Universidad.

Finalmente quiero agregar una opinión referente a las mejoras que puede tener el plan de Carrera de ingeniería mecánica. Debo decir, sin duda alguna, que recomiendo se estudie esta Ingeniería en la UNAM, por su grado académico y calidad en ese aspecto. Esta preparación, me atrevo a decir, es la mejor que se puede tener, es competitiva y cumple las expectativas de un elemento de la fuerza laboral. Sin embargo, un área de oportunidad que puedo mencionar es el enfoque que se da, pues podrían agregarse temas enfocados un poco mas enfocados al liderazgo y administración de proyectos, enfocados a la generación de industria como parte fundamental de crecimiento en la economía del país, es decir dar un poco mas de sentido práctico al conocimiento impartido en aulas.

Una más podría ser el refuerzo al uso de un idioma, ya que sin duda es indispensable ahora por la globalización de la industria en el país, además que ofrece más elementos competitivos con otras universidades.

Otra podría ser agregar proyectos prácticos que permitan al alumno la creatividad, criterio y practicidad de sus conocimientos en los mismos. Y también la presentación oral de los mismos ya que estas actividades pueden desarrollar sus habilidades de expresión oral de manear técnica y formal de sus conocimientos, es decir demostrar y explicar sus conocimientos e ideas aterrizadas.

BIBLIOGRAFIA

Users Manual Unigraphics NX 7.5
Siemens®

Users Manual UG Motion for NX 7.5
Siemens®

Vehicular Dynamics
E. Gillespie
Michigan University

Imágenes tomadas de:

www.gm.com

www.wikipedia.com