



Escola Politècnica Superior
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

PROYECTO FIN DE CARRERA

TÍTULO: DISEÑO DE UNA PALANCA DE FRENO DE MANO CON SISTEMA AUTOAJUSTABLE

AUTOR: DANIEL CEA ESPEJO

TITULACIÓN: INGENIERÍA TÈCNICA MECÀNICA

ESCUELA: EPSEVG

DIRECTOR: PERE SOLER GALLART

DEPARTAMENTO: RESISTENCIA DE MATERIALES Y ESTRUCTURAS

FECHA: 25-01-2010

TÍTULO: DISEÑO DE UNA PALANCA DE FRENO DE MANO CON SISTEMA AUTOAJUSTABLE

APELLIDOS: CEA ESPEJO

NOMBRE: DANIEL

TITULACIÓN: INGENIERÍA TÈCNICA

ESPECIALIDAD: MECÀNICA

PLAN: 95

DIRECTOR: PERE SOLER GALLART

DEPARTAMENTO: RESISTENCIA DE MATERIALES Y ESTRUCTURAS

CUALIFICACIÓN DEL PFC

TRIBUNAL

PRESIDENTE

SECRETARIO

VOCAL

Nombres: JUAN JOSE VAZQUEZ SOLSONA

MANUEL GONZALEZ LOLO

CARLES BATLLE ARNAU

Firmas:

FECHA DE LECTURA: 29-01-2010

Este proyecto tiene en cuenta aspectos medioambientales: Si No

PROYECTO FIN DE CARRERA

RESUMEN (máximo 50 líneas)

En este proyecto se expone como se desarrolla una palanca de freno de mano para un cliente, el cual nos ha pedido la implementación de un sistema de autoajuste de la elongación de los cables secundarios.

Lo que hemos hecho primeramente ha sido un estudio de mercado, tanto de las palancas como de los sistemas de autoajuste.

Seguidamente, hemos estudiado el layout de la palanca en el automóvil, para ver las restricciones geométricas y los requerimientos de frenado y ratios del cliente. Todos estos parámetros los hemos tomado como base de nuestro diseño. Si surge algún tipo de problema, siempre intentaremos negociar con el cliente antes de tomar una decisión por nuestra cuenta.

Después de tener en cuenta lo anterior, empezamos el diseño en 3d de la palanca y del sistema de autoajuste. Cuando ya tenemos el diseño de la palanca, tenemos que dar cuenta de las especificaciones de calidad del cliente (ensayos sobre el producto). Primero calculamos con elementos finitos los esfuerzos críticos que tenga que soportar la palanca, lo que nos ha dado una idea de si una palanca física tiene garantías de cumplir la especificación.

Cuando hemos visto que el diseño es viable, procedemos a montar los primeros prototipos de nuestra palanca de freno. Hay que hacer un énfasis especial en el montaje de estos prototipos, ya que de ello dependerá el resultado de los primeros ensayos.

Se han realizado los ensayos críticos antes mencionados sobre estas muestras obteniendo buenos resultados. Si en algún caso hubieramos estado fuera de la especificación del cliente, siempre tenemos la posibilidad de variar la geometría de la palanca. Los problemas que han podido surgir durante los ensayos los vamos solucionando sobre la marcha, si es necesario realizando nuevos DVP (Design Validation Product).

Una vez aprobados los prototipos, se negocia con cliente y se pasa a la fase de producción, ya en función del requerimiento del cliente en cuanto a piezas al año y mercado a cubrir.

Se ha reservado un apartado para la ambientalización, que es muy importante en cualquier proceso productivo, que normalmente genere residuos.

Palabras clave (máximo 10)

1. SACS	2. Ratio	3. Eficiencia	4. FEA
5. Especificaciones	6. Requerimiento	7. Ensayo	8. Layout
9. Banco de ensayo	10. Célula de carga		



DOCUMENTO DE LA PROPUESTA ORIGINAL DE PFC



PROPOSTA DE PROJECTE FINAL DE CARRERA

Pàg: 1/2

DANIEL CEA ESPEJO -DNI: 48970497 - Telèfon: 934903657
ENGINYERIA TÈCNICA INDUSTRIAL, ESPECIALITAT DE MECÀNICA - 340ETIM 95

16/11/2009
Signatura

Projecte proposat per:

- 2 Estudiant/a**
DANIEL CEA ESPEJO

Projecte

▶ **Títol del projecte**

DISSENY D'UNA PALANCA DE FRÈ DE MÀ AMB SISTEMA AUTOAJUSTABLE

▶ **Estudiant/a**

DANIEL CEA ESPEJO

▶ **Director/a del projecte**

Pere Soler Gallart

Signatura del director

▶ **Professor/a Ponent (en el cas de projectes realitzats en una empresa)**

Signatura del ponent

▶ **Vist i Plau Cap de secció departament (per a tots els tipus de propostes)**

Departament: 737, RESISTÈNCIA DE MATERIALS I ESTRUCTURES A L'ENGINYERIA
Cap de secció: MARTA MUSTE RODRIGUEZ

Signatura del cap de secció

DATA I SIGNATURA APROVACIÓ COMISSIÓ COORDINACIÓ DOCENT

Copia per l'Estudiant



PROPOSTA DE PROJECTE FINAL DE CARRERA

Pàg: 2/2

DANIEL CEA ESPEJO -DNI: 46970497 - Telèfon: 934903657
ENGINYERIA TÈCNICA INDUSTRIAL, ESPECIALITAT DE MECÀNICA - 340ETIM 95

Objectius / Programació / Recursos

▶ Objectius a assolir

L'objecte del projecte és el disseny i funcionalitat d'una palanca de frè de mà d'un cotxe. Aquesta palanca té la peculiaritat de tenir un sistema autoajustable per absorbir l'elongació dels cables secundaris, que són els que van desde la palanca fins a les pinçes de frè. Es vol introduir aquest sistema, per que és d'un valor afegit, ja que permetrà a l'usuari despreocupar-se de regular la carrera de la palanca i assegurarà la mateixa força de frè a la mateixa carrera durant la vida útil del producte.

▶ Descripció i Programació temporal del treball a realitzar

1. Recopilació dels requeriments per part del client.
2. Estudi de mercat de productes similars al que anem a dissenyar
3. Coneixement de les especificacions que ha de passar el producte (tant de qualitat com de funcionalitat, i específiques del producte).
4. Disseny en CAD del producte.
5. Aplicació del CAE per tenir uns resultats teòrics.
6. Assajos amb el prototip del producte.
7. Comparativa d'assajos pràctic amb els teòrics i verificació del compliment de les especificacions de client.
8. Fabricació en sèrie de les peces d'ensamblatge del producte.
9. Pressupost del projecte.

▶ Recursos del Centre

ÍNDICE

1. OBJETO	11
1.1. Funcionalidad	11
1.2. Objeto del proyecto	12
2. ESTUDIO DE MERCADO	12
2.1. Configuraciones comunes de las palancas de freno	12
2.1.1. Freno de estacionamiento clásico	13
2.1.2. Freno de estacionamiento con placa base en U	15
2.1.3. Freno de estacionamiento tipo aircraft	16
2.1.4. Freno de estacionamiento tipo Z	18
2.1.5. Freno de estacionamiento sin placa base	19
2.2. Configuraciones de sistemas autoajustables	21
2.2.1. Sistema autoajustable Marca 1	21
2.2.2. Sistema autoajustable Marca 2	23
2.2.3. Sistema autoajustable Marca 3	25
2.2.4. Sistema autoajustable Marca 4	27
2.2.5. Sistema autoajustable Marca 5	29
3. TECNICISMOS Y PARTES DE UNA PALANCA DE FRENO	31
3.1. Esquema de lenguaje básico de operaciones	31
3.1.1. Definición del punto Q	32
3.2. Partes de una palanca de freno de mano	33
3.2.1. Grip (Empuñadura)	34
3.2.2. Lever arm	34
3.2.3. Release rod (Varilla de liberación)	36
3.2.4. Botón	36
3.2.5. Muelle re retorno	37
3.2.6. Rotation/Union pin	38
3.2.7. Pawl (Trinquete)	39
3.2.8. Ratchet (Serreta)	40
3.2.9. Base plate (Placa base)	40

3.2.10. Switch (Interruptor elèctric)	42
3.2.11. Primary PKB cable (Cable primario)	43
4. ESPECIFICACIONES INICIALES	45
4.1. Especificaciones de cliente	45
4.1.1. Ratio	45
4.1.1.1. Condiciones de frenado	45
4.1.1.2. Cálculo del ratio de carga	46
4.1.1.3. Verificaciones y conclusiones	53
4.1.2. Layout	54
4.1.3. Fijación en el coche	55
4.2. Especificaciones de calidad	57
4.2.1. Temperature and humidity range test	57
4.2.2. Component drop test	57
4.2.3. Internal contaminants test	58
4.2.4. Durability life cycle test	58
4.2.5. Disengagement test	61
4.2.6. Lateral parking lever play test	62
4.2.7. Lateral load 222N test	62
4.2.8. Lateral load 250N test	63
4.2.9. Tensile load test	64
4.2.10. Compressive load test	64
4.2.11. Maximum functional input force test	65
4.2.12. Release button force / PKB not applied test	66
4.2.13. Release button force / PKB applied test	66
4.2.14. Lever ratchet increment test	66
4.2.15. Switch activation test	67
4.2.16. Full travel range test	67
4.2.17. Travel ratio test	68
4.2.18. Force efficiency test	68
4.2.19. Push button travel test	69
4.2.20. Grip pullo ut resistance test	69
4.2.21. Twist resistance test	69

4.2.22. Button pull out resistance test	70
4.2.23. Safety test	70
4.2.24. Mechanical vibrations test	71
4.2.25. Mechanical shock test	71
4.2.26. Shipment test	72
4.2.27. Functional corrosion test	72
4.2.28. Noise test	73
4.2.29. Sliding load test	73
4.2.30. Mass test	74
4.2.31. Reliability test	74
4.2.32. Load on console brackets test	74
4.3. Datos de producción	76
5. PRESENTACIÓN DEL DISEÑO INICIAL	77
5.1. Placa base	80
5.2. Lever	81
5.3. Eje y levas	82
5.4. Botón y varilla	83
5.5. Cable primario y ecualizador	84
5.6. Sistema de autoajuste (SACS)	85
6. MODIFICACIONES Y DISEÑO FINAL	88
6.1. Placa base	88
6.1.1. Brackets	89
6.1.2. Casquillo de fricción eje-placa base	90
6.2. Lever	91
6.3. Varilla	92
6.3.1. Varilla-trinquete	92
6.3.2. Varilla-muelle de torsión	93
6.4. Grip y botón	94
6.5. SACS	96

7. FEA	100
7.1. Tipo de cálculo	100
7.2. Malla	100
7.3. Enlace	101
7.4. Límite y condiciones de carga	101
7.5. Características del material	103
7.6. Nomenclaturas	104
7.7. Resultados y análisis	105
7.7.1. Caso 1. Lateral rigidity	105
7.7.2. Caso 2. Maximum functional input force (tracción)	107
7.7.3. Caso 3. Maximum functional input force (compresión)	109
7.7.4. Caso 4. Maximum tensile load	111
7.7.5. Caso 5. Maximum compression load	113
7.7.6. Caso 6. Durability test	115
7.8. Conclusión	117
7.9. FEA del SACS	117
7.9.1. Límites y condiciones de carga	118
7.9.2. Características de los materiales	119
7.9.3. Nomenclaturas	119
7.9.4. Resultados y análisis	119
7.9.4.1. Carga máxima en la carcasa	119
7.9.4.2. Durabilidad	121
7.9.5. Conclusiones	123
8. PROTOTIPOS	124
8.1. Montaje de la palanca	124
8.2. Ensayos prototipo	129
8.2.1. Ensayo de eficiencia de carga	131
8.2.2. Ensayo de eficiencia de carrera	133
8.2.3. Ensayo tensile load 850N	136
8.2.4. Ensayo compressive load	138
8.2.5. Ensayo maximum functional input force	142
8.2.6. Lateral load 250N test	144



8.2.7. Ensayo de durabilidad	146
9. PROBLEMAS SURGIDOS DURANTE LOS ENSAYOS	148
9.1. Fricción del SACS contra las levas	148
9.2. Muelle de asistencia	152
9.3. Clack noise	156
10. AMBIENTALIZACIÓN	158
11. CONCLUSIONES	159
12. BIBLIOGRAFÍA	160
13. ANEXOS	
13.1. Anexo I. Informes sobre los ensayos	
13.2. Anexo II. Planos 2d	
13.3. Anexo III. Especificación de cliente	
13.4. Anexo IV. Técnica de fabricación MIM	

1. OBJETO

1.1. Funcionalidad.

Después de que los frenos de servicio paran el vehículo, el sistema PKB (Parking brake lever) lo mantiene inmóvil, evitando su movimiento.

Al accionar el mecanismo de liberación del PKB, activado por el conductor, nos permite desbloquear el freno de aparcamiento y comenzar el movimiento del vehículo otra vez.

Como todos los sistemas de freno de estacionamiento, el PKB también debe proveer de un sistema que permita verificar en el cuadro de instrumentos del vehículo su activación, a través de una lámpara sobre el panel de control del vehículo. Esta función se realiza mediante un interruptor eléctrico.

Las tres funciones principales que debe cumplir un sistema de freno de estacionamiento son:

- 1) Frenar el vehículo.
- 2) Mantener el vehículo frenado.
- 3) Desfrenar el vehículo.

Más la función adicional relacionada con el testigo de accionamiento:

- 4) Proporcionar un testigo eléctrico en el cuadro de instrumentos.

1.2. Objeto del proyecto.

El objeto del proyecto es, a partir de unas especificaciones cliente a nivel técnico y de geometría, el diseño de un sistema modular de palanca de freno de mano.

A nivel de usuario, se han detectado una serie de exigencias con respecto a que el usuario nota que para dejar el coche frenado, en comparativa cuando el coche era nuevo, tiene que subir mucho más la palanca de freno. Esto es debido a la elongación permanente que sufren los cables de freno secundarios, es decir los que van desde la palanca de freno hasta las pastillas.

Para este caso, se va a introducir un dispositivo que absorberá esa elongación, para que el usuario deje el coche frenado siempre con el mismo desplazamiento de la palanca.

2. ESTUDIO DE MERCADO

2.1. Configuraciones comunes de palancas de freno

En la mayor parte de los vehículos el freno de estacionamiento de mano, la palanca de control del freno por lo general se instala sobre la consola central entre los dos asientos delanteros.

En otros casos, podemos encontrar la palanca de control entre el asiento del conductor y la puerta del vehículo, en el panel de instrumentos o en cualquier otra ubicación dentro del volumen ergonómico alrededor del conductor.

Cuando el usuario acciona la palanca hacia arriba, el freno actúa. Un gatillo y el mecanismo de trinquete-serreta, consigue que la palanca mantenga una nueva posición superior, consiguiendo a su vez la tensión necesaria en los cables para mantener el vehículo frenado.

Para liberar la palanca y, por lo tanto, también los frenos, el botón de liberación al final de la palanca son presionados y sostenidos mientras la palanca es bajada a la posición inferior. El mecanismo de liberación incorpora un elemento de muelles para asegurar el contacto entre el gatillo y el trinquete cuando el botón de liberación no es presionado.

La mayor parte de veces, la configuración final de la palanca de freno de mano dependerán de las restricciones de espacio del cliente dentro del vehículo como también de los puntos de fijación, elementos de embalaje y circundantes. De otra parte, cada configuración tiene sus ventajas y desventajas, detalladas a continuación.

Estas configuraciones pueden ser encontradas separadamente o en múltiples combinaciones de formas básicas.

2.1.1. Freno de estacionamiento clásico (alineado y desalineado).

Este tipo de configuración es la solución más simple y directa para un sistema PKB, y el que siempre tenemos que considerar en el primer caso.

Según la alineación de la línea de esfuerzo podemos distinguir estos dos casos:

- 1) Sistema PKB *Alineado*, en el cual la línea de carga en la palanca y la de la línea de esfuerzo resistente del cable está sobre el mismo plano.



Fig. 1. Ejemplo de PKB alineado.

- 2) Sistema PKB *Desalineado*, en el cual la línea de carga de la palanca y la línea de esfuerzo del cable primario no está sobre el mismo plano.



Fig. 2. Ejemplo de PKB desalineado.

Como las ventajas principales de esta configuración destacamos:

- Precio bajo.
- Peso reducido.
- Anchura reducida.
- Solución técnica simple (PKB *Alineado*).
- Compatibilidad para el montaje en lado izquierdo (LHD), y lado derecho (RHD), según país.

Y como desventajas:

- La palanca del PKB ocupa la parte central del habitáculo, en la zona donde va montada la sujeción al chasis (túnel).
- La desalineación limitada debido a motivos de rigidez de sistema de PKB.

2.1.2. Freno de estacionamiento con placa base en U.

Este sistema de freno de estacionamiento debería ser considerado cuando desalineación entre la línea de carga de impulsión y la línea de esfuerzo resistente, que no están en un mismo plano, es tan grande que esto no nos permite garantizar la rigidez del sistema mediante la solución clásica. Como valor orientativo para asegurar una cierta rigidez podemos considerar aproximadamente 25 mm.

Otro caso que puede conducirnos a esta solución sería la necesidad de liberar espacio central en el habitáculo del vehículo según la exigencia del cliente. El espacio entonces puede ser utilizado para localizar los elementos diversos de la consola circundante.



Fig. 3. Ejemplo de PKB con placa base en U.

Como las ventajas principales de esta configuración destacamos:

- El espacio en la parte central del habitáculo del vehículo es mayor.
- Más alto nivel de desalineación gracias a la placa base, en comparación con el PKB clásico.
- Rigidez a esfuerzo lateral y combinado

Y como desventajas:

- Peso.
- Coste más alto.
- Complejidad en el ensamble del conjunto.

2.1.3. Freno de estacionamiento tipo 'aircraft'.

Esta solución puede ser considerada como una variante del freno de estacionamiento con la base en forma de U cuando, debido a exigencias

de estilo, debemos tener un doble brazo de palanca para encontrar la geometría de consola disponible o la ergonomía deseada.

De la misma manera, pueden forzar esta configuración debido a la imposibilidad a montar un eje de rotación único para la unión de ambos brazos de palanca.



Fig. 4. Ejemplo de PKB tipo 'aircraft'.

Como las ventajas principales de esta configuración destacamos:

- Mejor empleo del espacio en la consola del vehículo
- Mayor libertad para el diseño de las partes de diseño.
- Más alto nivel de desalineación, en comparación con PKB de configuración clásico.
- Rigidez a esfuerzo lateral y combinado

Y como desventajas:

- Peso
- Más alto coste.
- Más complejidad en la montaje del conjunto de la palanca.
- Mecanismo de liberación más complejo.

2.1.4. Freno de estacionamiento tipo 'Z'.

El freno de estacionamiento 'Z', también llamado el cuello de cisne, requiere una adaptación mucho más sencilla, un pequeño agujero de paso en la consola del vehículo comparada con otras configuraciones y obtiene una integración total de la palanca, en la posición inicial, en el entorno de vehículo. La razón principal de esto es que no es necesario tener un agujero longitudinal para permitir el movimiento habitual de el freno de estacionamiento

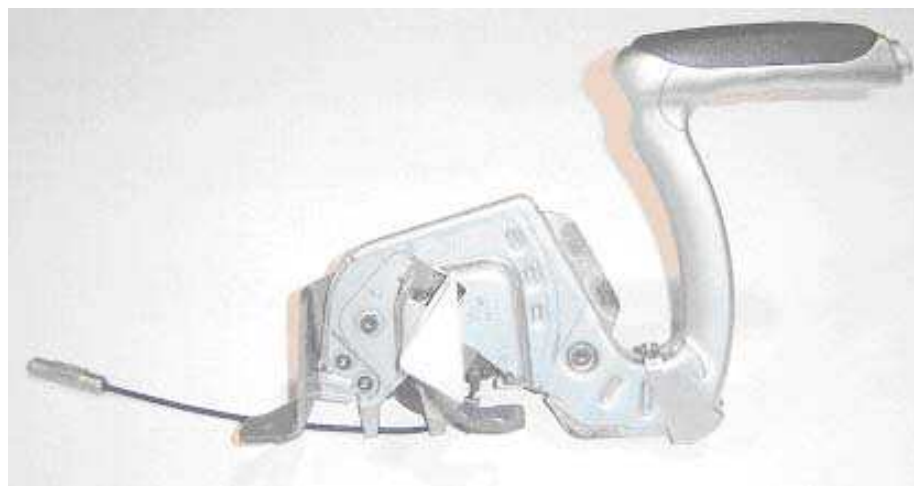


Fig. 5. Ejemplo de PKB tipo 'Z'.

Como las ventajas principales de esta configuración destacamos:

- Mejor integración de la palanca en posición inicial.
- Agujero más pequeño de paso sobre la consola del vehículo.



Fig. 6. Ejemplo de PKB tipo 'Z' en la consola del vehículo.

Y como desventajas:

- Más alto coste.
- La dificultad del ensamblaje del conjunto palanca.
- Mecanismo de liberación más complejo.

2.1.5. Freno de estacionamiento sin placa base. (Retractable PKB)

El freno de estacionamiento Retractable, representa una funcionalidad añadida que puede ser combinada con alguna de las configuraciones antes descritas.

Esta solución tiene la particularidad de permitir, una vez frenado el vehículo, bajar la palanca hacia su posición inicial. Esto es obtenido mecánicamente dissociando la palanca del PKB del mecanismo de retención (el gatillo y el trinquete).

Para la operación de liberación del freno, la palanca tiene que ser accionada otra vez a la posición de funcionamiento y luego actuar como en un freno convencional PKB.

Este sistema sobre todo es indicado para vehículos en los cuales la palanca de freno está situada entre el asiento del conductor y la puerta, permitiendo por lo tanto una mejor accesibilidad al vehículo. Puede ser también interesante para vehículos con el movimiento rotativo de los asientos o simplemente para optimizar el espacio.

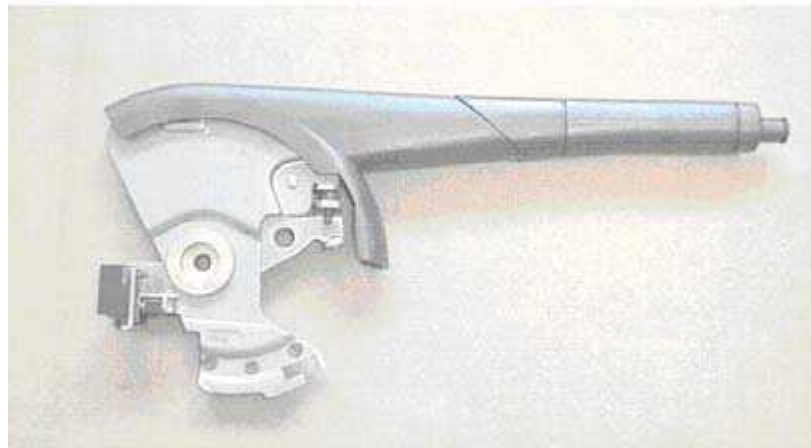


Fig. 7. *Ejemplo de PKB tipo Retractable.*



Fig. 8. *Ejemplo de PKB tipo Retractable en el vehículo.*

Como las ventajas principales de esta configuración destacamos:

- La posibilidad de liberar espacio en la zona central del habitáculo del vehículo.
- Optimización del espacio cuando accionamos el PKB en el vehículo, ya que mantenemos el vehículo frenado y el PKB en su posición inicial.

Y como desventajas:

- Más alto coste debido a un aumento de componentes.
- Complejidad en el montaje del PKB.
- Mecanismo complejo.
- Pérdida de la indicación visual del PKB frenado.

2.2. Configuraciones de sistemas autoajustables.

2.2.1. Sistema autoajustable Marca 1.

TIPO DE REGULACIÓN:

Regulación Manual y discreta (1,5 mm)

Sistema de ajuste inicial (no permanente).

No recargable.

Por alargamiento de funda.

CARRERA REGULACIÓN [mm]: 30

CARRERA MUERTA [mm]: 1,5 max.

PESO [g]:

NÚMERO DE PIEZAS: 8

ANCHO CONJUNTO [mm]: 18

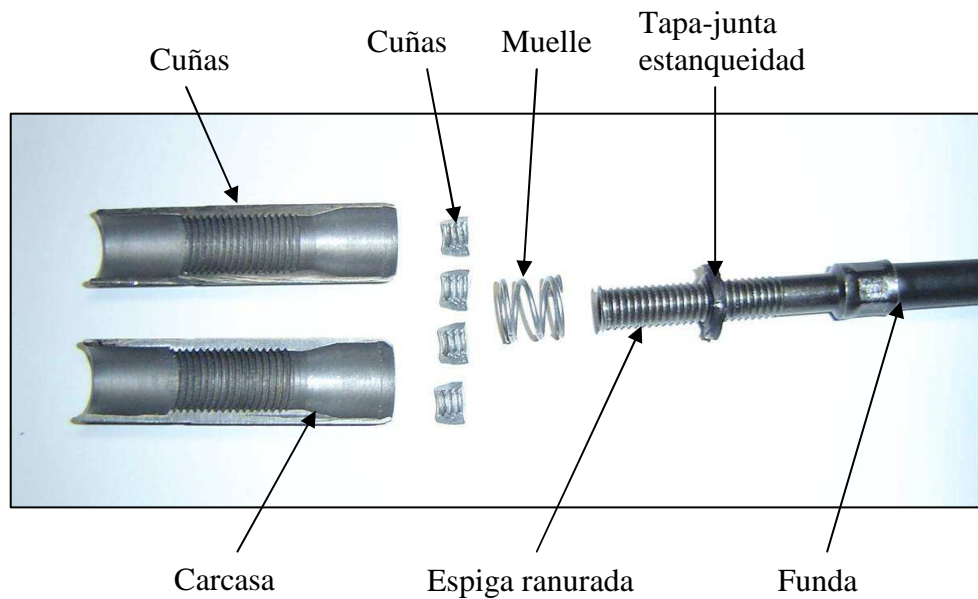
LONGITUD DE CONJUNTO [mm]: 112

GRUESO PAREDES PRINCIPALES [mm]: 2,8

PROVEEDOR: KÜSTER

FUNCIONAMIENTO: Al estirar la funda en el sentido de regulación con la fuerza suficiente como para vencer la fuerza del muelle, las cuñas se abren permitiendo el movimiento de la espiga. Al dejar de hacer el esfuerzo en esta dirección, las cuñas se clavan debido a la conicidad de la carcasa y sujetan la espiga mediante el ranurado.

COMENTARIOS: No hay control de la fuerza de pre-carga.



CARCASA: Estampación acero. Rosca interior y conicidad mecanizada.

CUÑAS: Inyección aluminio. Ranurado.

ESPIGA: Tubo de Acero. Mecanización exterior de ranurado.

MUELLE: Acero para muelles.

TAPA-JUNTA: Arandela metálica sobre-inyectada

2.2.2. Sistema autoajustable Marca 2

TIPO DE REGULACIÓN:

Regulación Automática, permanente y discreta (1,5 mm)

Sistema recargable.

Por acortamiento de cable.

CARRERA REGULACIÓN [mm]: 35

FUERZA REGULACIÓN [N]: 50 – 100 en cable primario.

CARRERA MUERTA [mm]: 1,5 max.

PESO [g]: 127g

NÚMERO DE PIEZAS: 13

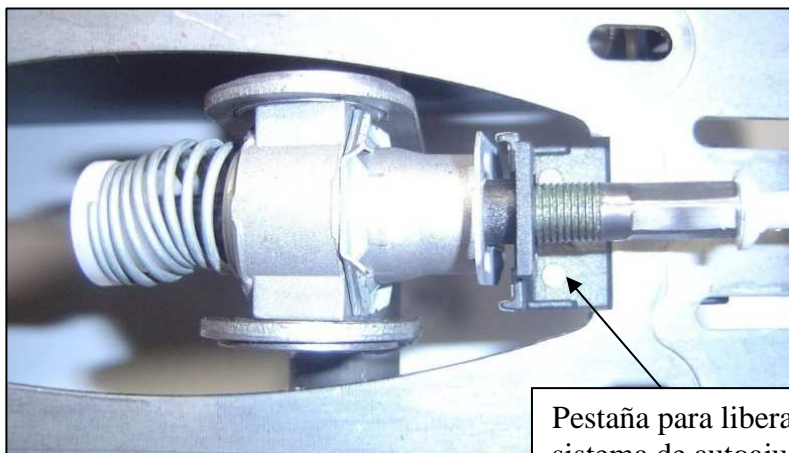
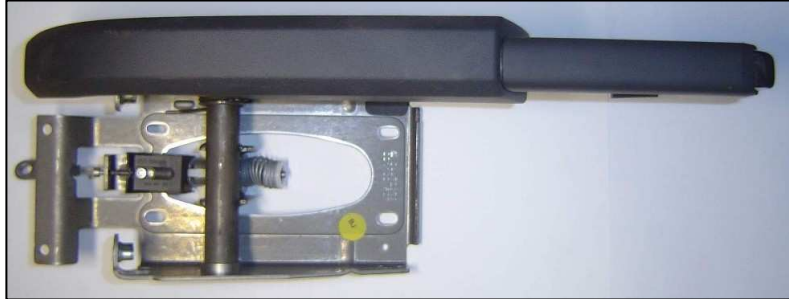
ANCHO CONJUNTO [mm]: 30

LONGITUD DE CONJUNTO [mm]: 100

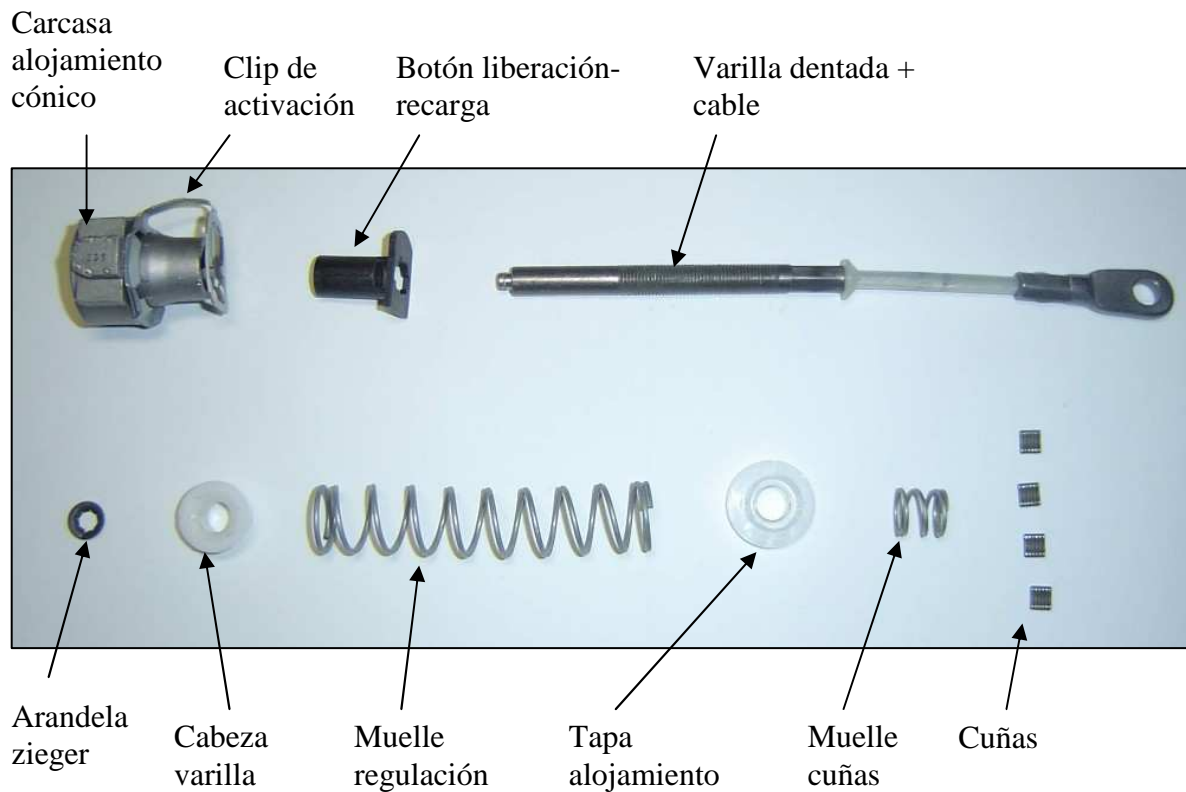
GRUESO PAREDES PRINCIPALES [mm]: 2,5

PROVEEDOR: KÜSTER

FUNCIONAMIENTO: Cuando la tensión de los cables disminuye, el muelle puede tirar de la varilla dentada en una dirección en la cual las cuñas se desenclavan, permitiendo, así, el movimiento de la varilla respecto la carcasa. Cuando la fuerza cambia de dirección, las cuñas se clavan mediante la forma cónica de la carcasa y el dentado de la varilla. En la posición de “release” de la palanca, el sistema de regulación queda liberado gracias al desclavamiento forzado de las cuñas mediante una pestaña externa y solidaria en la base.



Pestaña para liberar sistema de autoajuste



2.2.3. Sistema autoajustable Marca 3

TIPO DE REGULACIÓN: Regulación Automática y discreta (2 mm)

Sistema de ajuste inicial (no permanente).

Sistema recargable.

Por acortamiento de cable.

Situado en el ecualizador conduit-reactive.

CARRERA REGULACIÓN [mm]: 90

CARRERA MUERTA [mm]: 1,2 max.

PESO [g]: 340

NÚMERO DE PIEZAS: 5

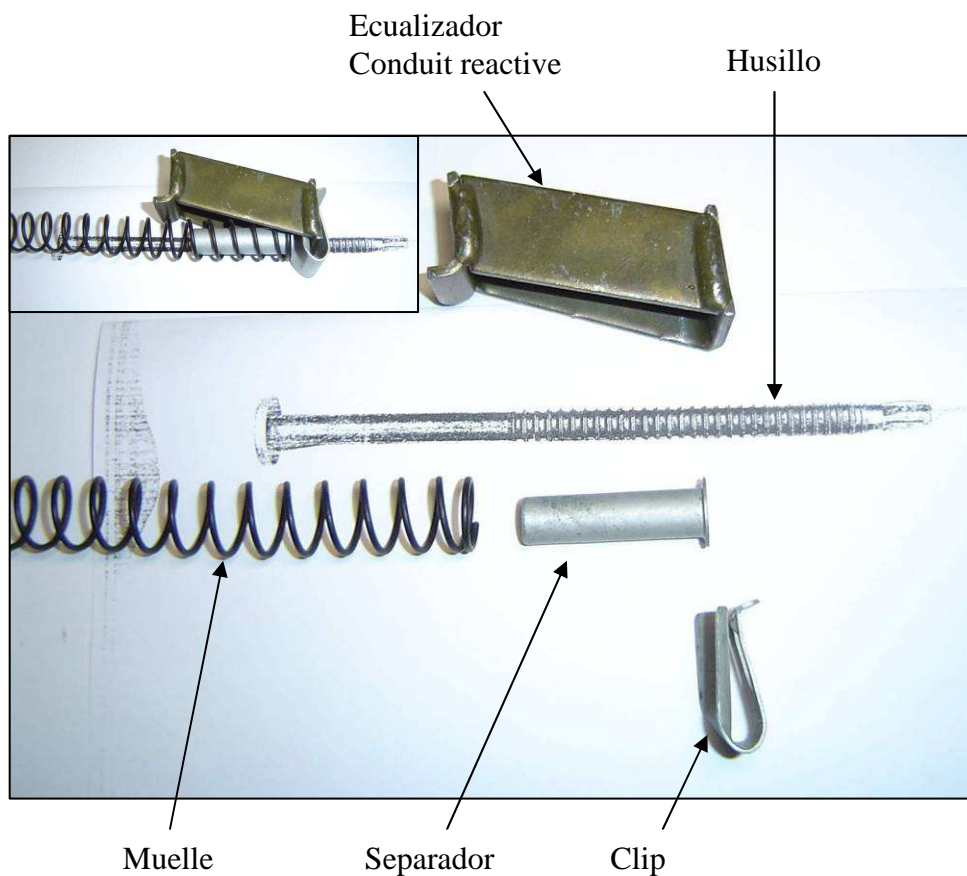
ANCHO CONJUNTO [mm]: 33,5

LONGITUD DE CONJUNTO [mm]: 184

GRUESO PAREDES PRINCIPALES [mm]: 3,2

FUNCIONAMIENTO: Se extrae el clip i se libera el husillo. El muelle puede empujar el husillo recogiendo, así, el excedente de cable. Cuando se ha llegado a la posición de equilibrio, se inhibe el sistema de regulación de nuevo, mediante la fijación del husillo con el clip.

COMENTARIOS: Sistema sencillo y robusto.



2.2.4. Sistema autoajustable Marca 4

TIPO DE REGULACIÓN: Regulación Automática, permanente y discreta (0,8 mm)

Sistema recargable (mediante llave Allen).

Por acortamiento de cable.

Situado en el ecualizador convencional + multiplicador.

CARRERA REGULACIÓN [mm]: 20

FUERZA REGULACIÓN [N]: 35N – 65N en cable primario
7N -2N en cables secundarios

CARRERA MUERTA [mm]: 2 min.

PESO [g]: 367,5

NÚMERO DE PIEZAS: 14

ANCHO CONJUNTO [mm]: 60

LONGITUD DE CONJUNTO [mm]: 85

GRUESO PAREDES PRINCIPALES [mm]: 2

PROVEEDOR: KÜSTER

FUNCIONAMIENTO: La regulación se realiza de forma separada para el cable primario y los secundarios. Para la regulación del primario, se utiliza un muelle, fijado en chasis, y que tira de éste (en actuación de palanca PKB, este muelle trabaja en contra). Para la regulación de los secundarios, se aprovecha el giro de una leva accionada por un muelle de reloj. Al disminuir la tensión de los cables, el muelle de reloj provoca la rotación de la leva. Durante el giro de la leva aumenta la distancia que la separa de un punto fijo del sistema, donde se apoya y engrana en caso de aplicar fuerza en sentido contrario (frenada PKB). La leva se traslada a lo largo de un coliso tirando así del ecualizador y como consecuencia de los cables.

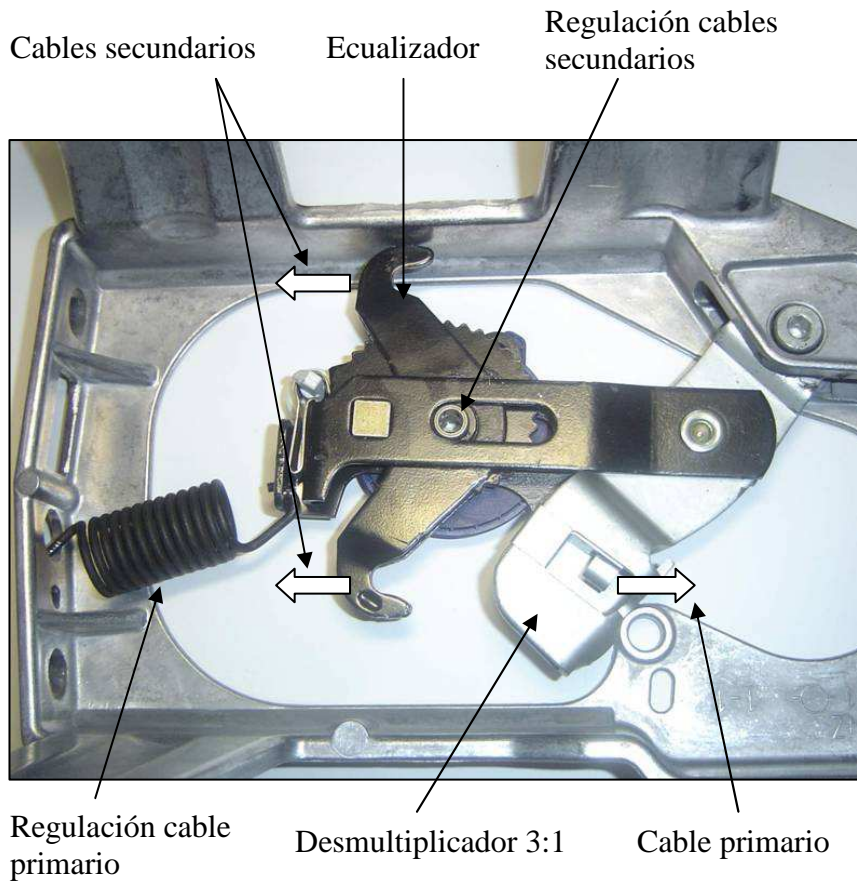
COMENTARIOS: El sistema no se libera en el “release” de la palanca (sistema en cable).

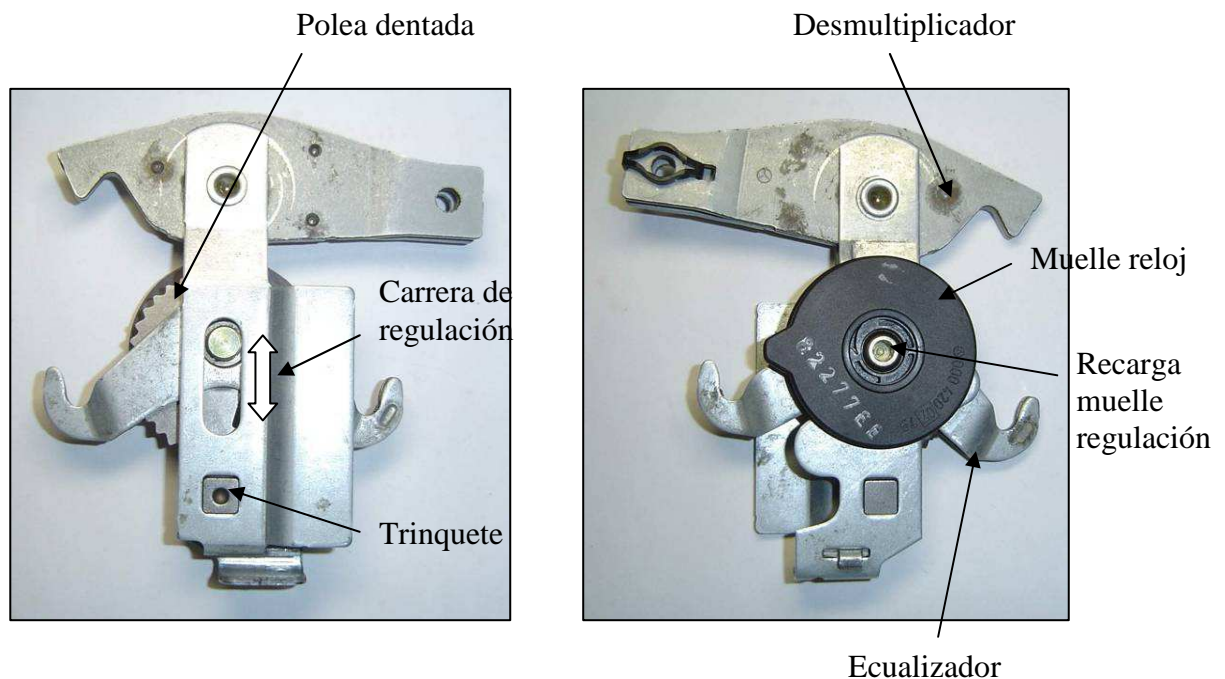


Vista superior conjunto



Vista inferior conjunto





2.2.5. Sistema autoajustable Marca 5

TIPO DE REGULACIÓN:

Regulación Automática y discreta (1,5 mm)

Sistema permanente.

Por acortamiento de cable.

Situado en cable primario (salida palanca)

CARRERA REGULACIÓN [mm]: 35

CARRERA MUERTA [mm]: 1,5 max.

PESO [g]: 93

NÚMERO DE PIEZAS: 10

ANCHO CONJUNTO [mm]: 19,5

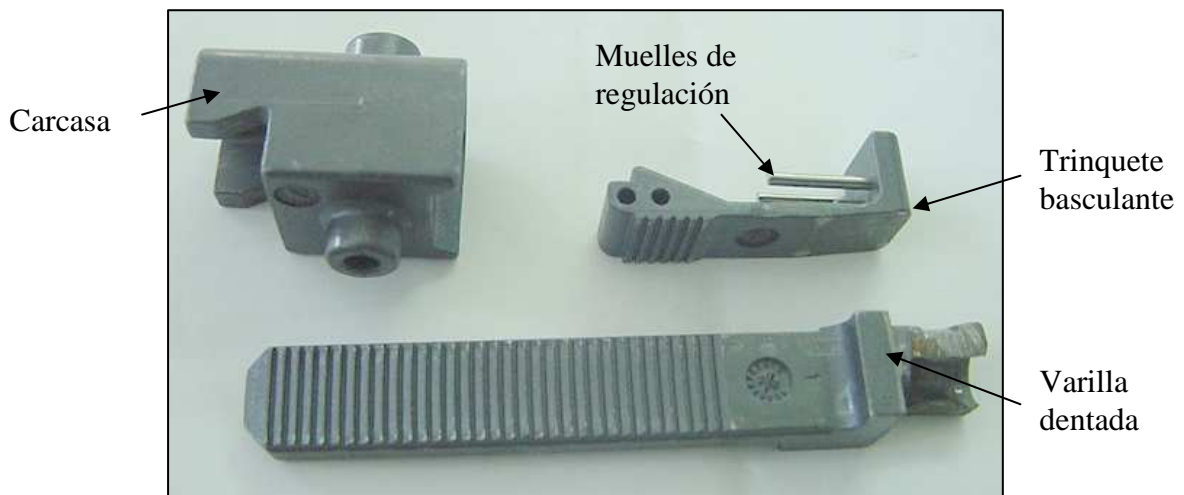
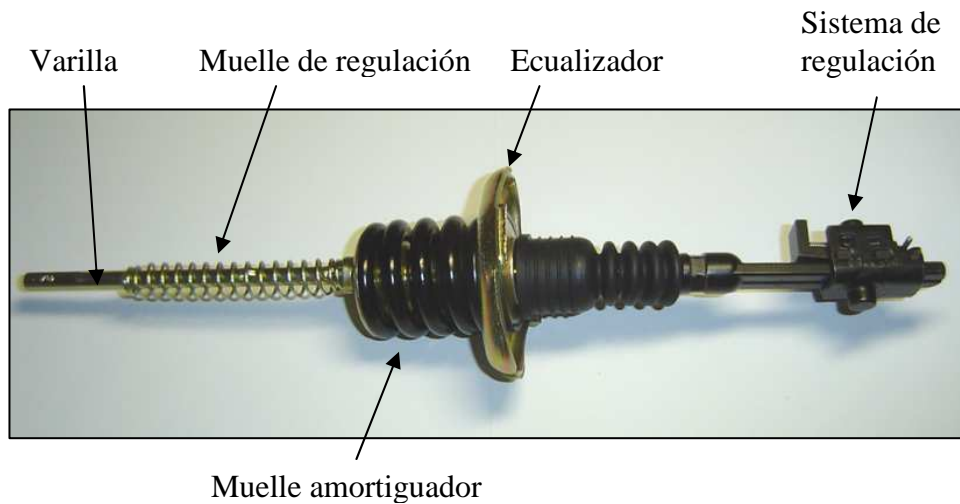
LONGITUD DE CONJUNTO [mm]: 85 (+ longitud del muelle)

GRUESO PAREDES PRINCIPALES [mm]: 3,5

PROVEEDOR: AL-KO

FUNCIONAMIENTO: La regulación se realiza a medida que la varilla dentada se introduce en el interior del alojamiento del trinquete. El montaje es a ciegas. Para abrir el sistema se utiliza un balanceo del trinquete provocado por el contacto de una pieza externa y solidaria a la base.

COMENTARIOS: Sistema separable. La serreta en varilla cable primario y trinquete montado en palanca. Muelle regulación ubicado en otro emplazamiento del cable primario.



3. TECNICISMOS Y PARTES DE UNA PALANCA DE FRENO

3.1. Esquema de lenguaje básico de operaciones.

El esquema siguiente y la nomenclatura son el estándar que usaremos a partir de ahora para todo el proyecto.

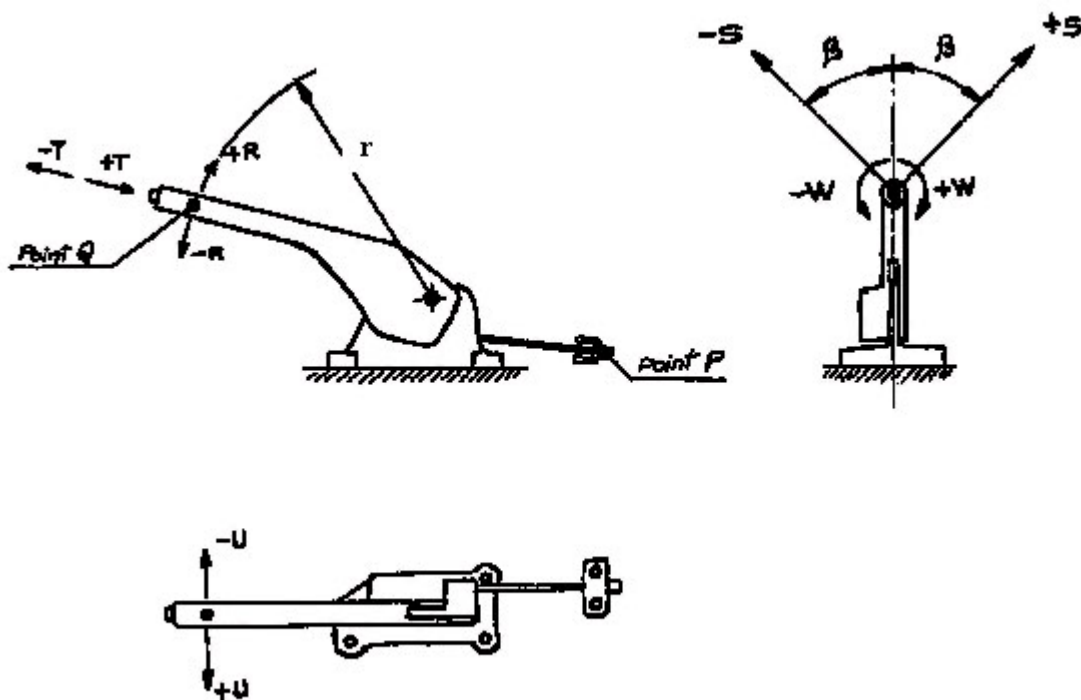


Fig. 9. Esquema de nomenclatura.

- Punto Q : Es el punto de uso de carga teórico, localizado en la línea de impulsión y llamado por la letra R.
- Punto P: Punto de esfuerzo resistente, definido por los elementos de transmisión correspondientes a la carga de los cables secundarios.
- Radio llamado r: Radio de uso de carga teórico, normalmente definido por el cliente.
- Dirección +R/-R: Dirección de carga de impulsión para pruebas de esfuerzo radiales.

- Dirección +S/-S: Dirección de carga de impulsión para pruebas combinadas, con un ángulo de inclinación.
- Dirección +U/-U: Dirección de carga de impulsión para pruebas de esfuerzo laterales.
- Dirección +T/-T: Dirección de carga de impulsión para pruebas de esfuerzo axiales
- Dirección +W/-W: Dirección de carga de impulsión para pruebas de esfuerzo de torsión.

3.1.1. Definición del punto Q.

El Punto Q es uno de los puntos característicos más importantes del sistema de PKB. Este es el punto teórico donde la carga es aplicada para cálculos, simulación y pruebas.

Este punto característico está localizado en la línea de impulsión (o el eje de esfuerzo) y definido por la r del radio. La posición del Punto Q por lo general está definido por el cliente porque está muy relacionado con la ergonomía del vehículo. Si esta posición no está definida por el cliente, de manera convencional nosotros consideraremos la posición del Punto Q en 40 mm a partir del final frontal del grip. Esto corresponde al punto medio de una mano genérica humana (considerada 80 mm de ancho).

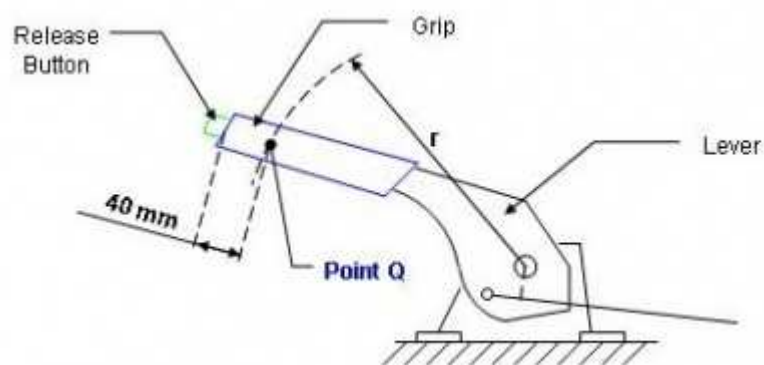
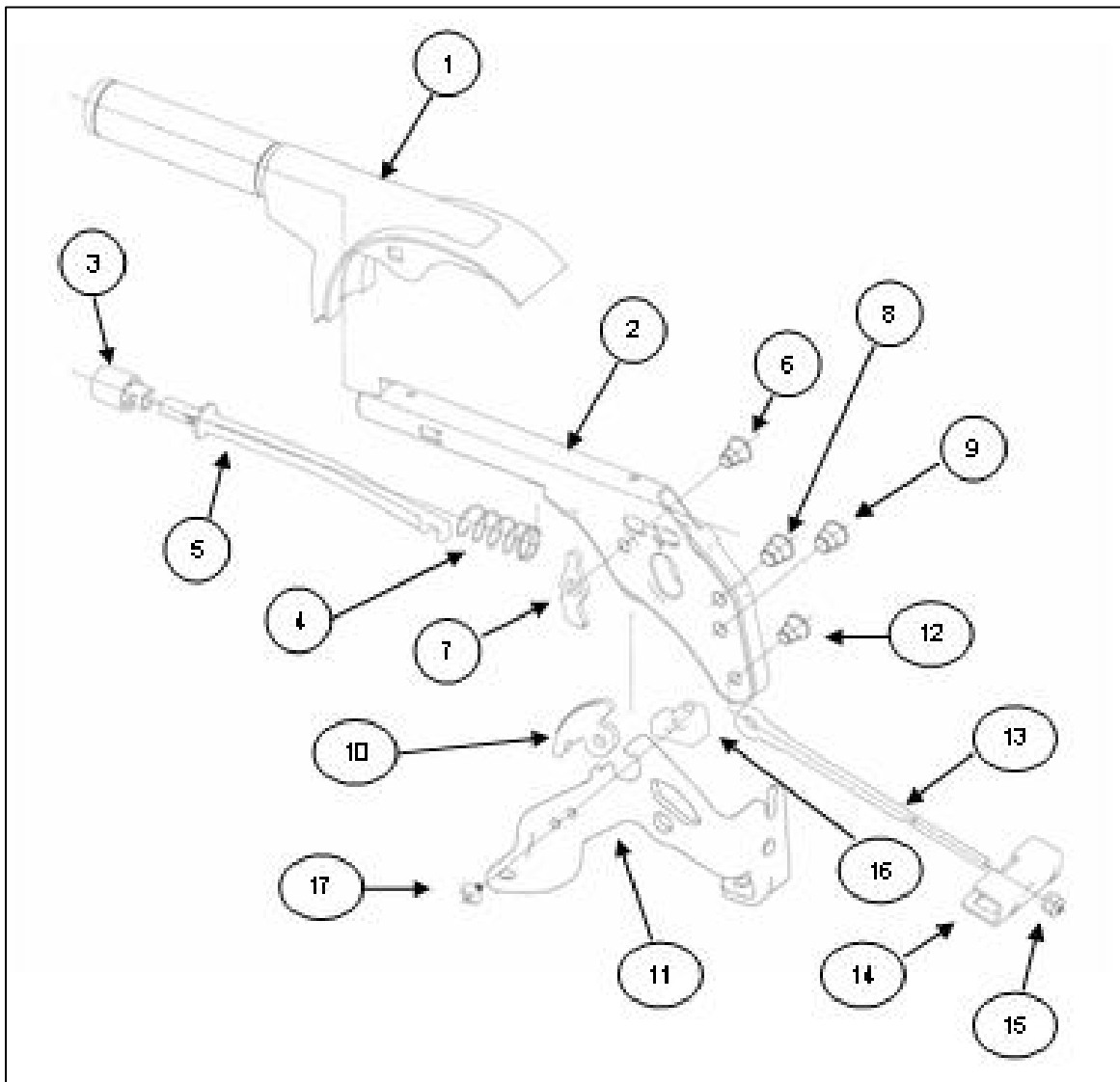


Fig. 10. Definición genérica del punto Q.

3.2. Partes de una palanca de freno de mano.

Para familiarizarnos mejor con las partes de que consta una palanca de freno de mano, a continuación presentamos una palanca estándar y describimos sus componentes.



3.2.1. Grip

Entendemos por piezas de estilo aquellas que son visibles al usuario y, a su vez, suelen ser el vínculo entre éste y el sistema. Entre ellas encontramos:

- Empuñadura o grip
- Faldón protector (integrado o no en la empuñadura);
- Botón de liberación
- Embellecedores

Habitualmente, estas piezas presentan requerimientos de:

- Forma e integración en vehículo
- Color
- Textura o grabado

Al ser piezas de estilo, el cliente debe definir las superficies exteriores de las mismas así como sus características de color y textura. En algunos casos, también define el material en función de su geometría.

3.2.2. Lever arm

El lever es el componente que el conductor acciona directamente, con el fin de aplicar y soltar el freno de estacionamiento del vehículo. Desde un punto de vista estructural, el brazo de palanca sostiene parte del mecanismo de retención (el trinquete), el mecanismo de liberación, así como las piezas de estilo correspondientes. Al igual que en el caso de la placa base, el diseño del brazo de palanca es particularmente importante porque la resistencia mecánica afecta al comportamiento global del sistema de PKB.



Como las funciones básicas del lever, destacan:

- Apoyar y permitir la rotación del trinquete.
- Apoyar y orientar el mecanismo de liberación.
- Dar rigidez al ensamblaje.
- Apoyo de las piezas de estilo.

Otras funciones adicionales son:

- La activación del interruptor eléctrico (switch)
- Definir los extremos de la carrera angular del brazo de palanca sobre la placa base.

La solución constructiva más común de este componente es de chapa de acero estampado, pero podemos encontrar otras soluciones en el mercado, como la inyección de magnesio o el uso de plásticos técnicos.

3.2.3. Release rod (varilla de liberación)

Las funciones básicas de esta pieza son:

- Función empujar-para-liberar
- Habitualmente formado por: Varilla + muelle + botón
- Soluciones constructivas más habituales: Plástico Varilla, Varilla metálica, integrado botón / clipado, Muelle de compresión / torsión

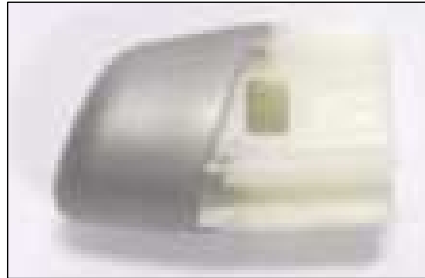


3.2.4. Botón

El botón es el elemento que sobre el cual, el usuario, acciona la palanca de freno de mano. Habitualmente, esta pieza presentará requerimientos de:

- Forma e integración en vehículo
- Color
- Textura o grabado

Al ser piezas de estilo, el cliente debe definir las superficies exteriores de las mismas así como sus características de color y textura. En algunos casos, también define el material en función de su geometría.



3.2.5. Muelle de retorno

Este concepto define diferentes sistemas de los muelles de retorno, cuya función es la liberación en un sistema de freno de mano. Las soluciones descritas dependen de la configuración de la palanca de freno y la disponibilidad del ensamblaje.

Más en detalle, las soluciones presentadas se basan en muelles de compresión y / o muelles de torsión. Especialmente hay que definir el material, dimensionado y las notas necesarias en los planos. Para dimensionar el muelle es importante utilizar una hoja de cálculo adecuada.



Los muelles de retorno se deben dimensionar para ser compatible con la varilla de liberación, el lever, el posible faldón del lever, y el grip.

3.2.6. Rotation / Union pin

Los pines son los elementos básicos de la Unión en el sistema de la palanca de freno, tanto en el tipo de Palanca “bacalao” y el tipo de palanca “configuraciones de sandwich”. Se utilizan para los componentes del ensamblaje que han de girar libremente y con la función de la unión entre las partes.

Los pins de ajuste y de unión son especialmente importantes porque afectan al comportamiento general del sistema de PKB.



Según su posición en el sistema de PKB, podemos diferenciar: pin de rotación, pin limitador de carrera, pin del trinquete, pin de la varilla de tracción y pines genéricos de unión.

Como funciones básicas de la rotación y de la Unión Pin destacan:

- Unión y del brazo de palanca / conjunto de la cubierta.
- Contribuir a dar rigidez al ensamblaje.
- Permitir la rotación libre del componente externo correspondiente (el pin de rotación, el pin trinquete, el pin de la varilla de tracción).

Otras funciones adicionales son:

- Limitar la carrera angular del lever (pin limitador de carrera).
- Contribuir al control de los parámetros juego lateral / deslizamiento sin carga.

La solución constructiva más común de este componente es la fabricación en frío de acero estampado, en algunos casos geometrías particulares se requiere el uso de mecanizado.

3.2.7. Pawl (trinquete)

El trinquete es uno de los elementos fundamentales del mecanismo de retención, formado por trinquete y componentes de la serreta. Este componente interviene directamente en la función principal del sistema de PKB "mantener el vehículo frenado".



La solución constructiva más común de este componente es el corte fino según VDI 2906-5 con un tratamiento térmico adicional para aumentar la dureza de la superficie, pero podemos encontrar otras soluciones en el mercado que utilizan acero sinterizado.

3.2.8. Ratchet (serreta)

La serreta es uno de los elementos fundamentales del mecanismo de retención, formado por el trinquete y componentes de la serreta. Este componente interviene directamente en la función principal del sistema de PKB "mantener el vehículo frenado".



La solución constructiva más común de este componente es el corte fino según VDI 2906-5 con un tratamiento térmico adicional para aumentar la dureza de la superficie, pero podemos encontrar otras soluciones en el mercado que utilizan acero sinterizado.

3.2.9. Base plate (placa base)

La placa base es el elemento sobre el que los otros componentes del sistema de PKB se montan y es el nexo de unión entre el sistema del vehículo. El diseño de la placa base es particularmente importante porque su resistencia mecánica afectará al comportamiento global del sistema de PKB.



Como funciones básicas de la placa base podemos destacar:

- Soporte de los componentes del sistema de PKB mano.
- Dar rigidez al ensamblaje.
- Permitir la rotación del lever.
- Fijar el montaje a mano PKB en el vehículo.

Otras funciones adicionales son:

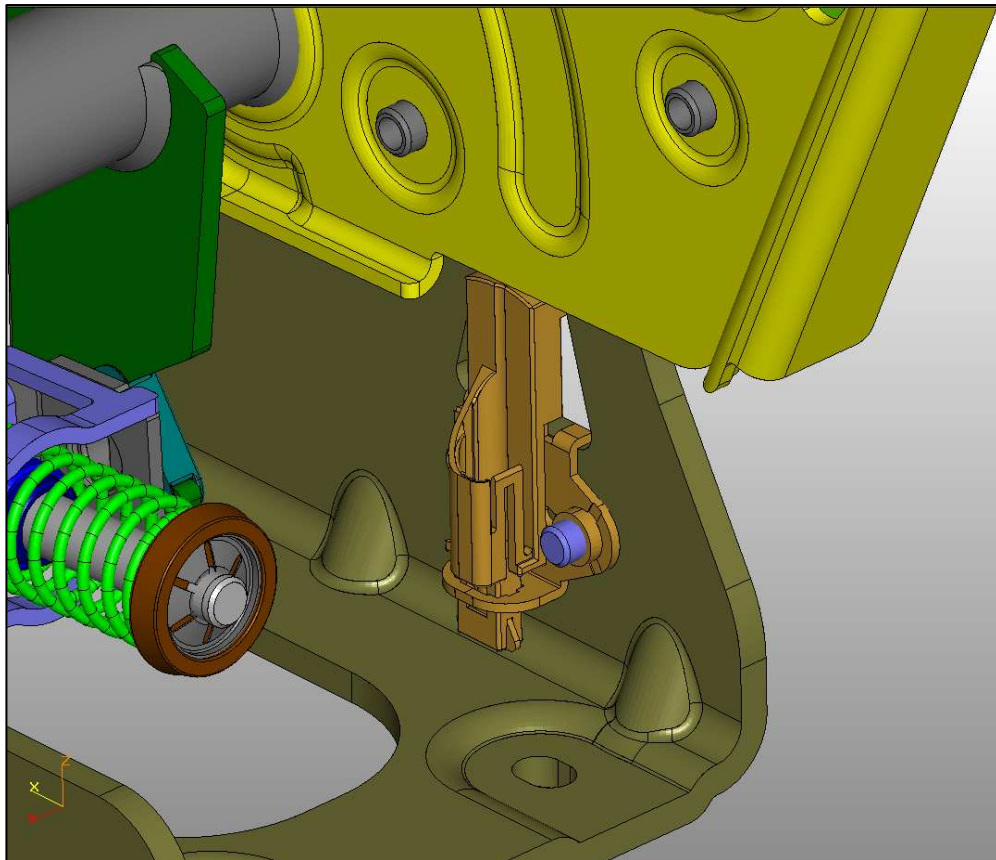
- Limitar la carrera angular de la palanca.
- Fijación del interruptor eléctrico (switch)

La solución constructiva más común de este componente es de chapa de acero estampado, pero podemos encontrar otras soluciones en el mercado o en desarrollo, como la inyección de magnesio o el uso de plásticos técnicos.

3.2.10. Switch (interruptor elèctric)

El switch es el responsable de proporcionar una salida eléctrica a la luz de advertencia de freno de estacionamiento.

Este dispositivo actúa como un interruptor normalmente cerrado. En otras palabras, el sistema PKB está diseñado para abrir el circuito eléctrico cuando la palanca de freno está en la posición inicial o de descanso (o cerca de ella), permaneciendo cerrado en las demás posiciones.

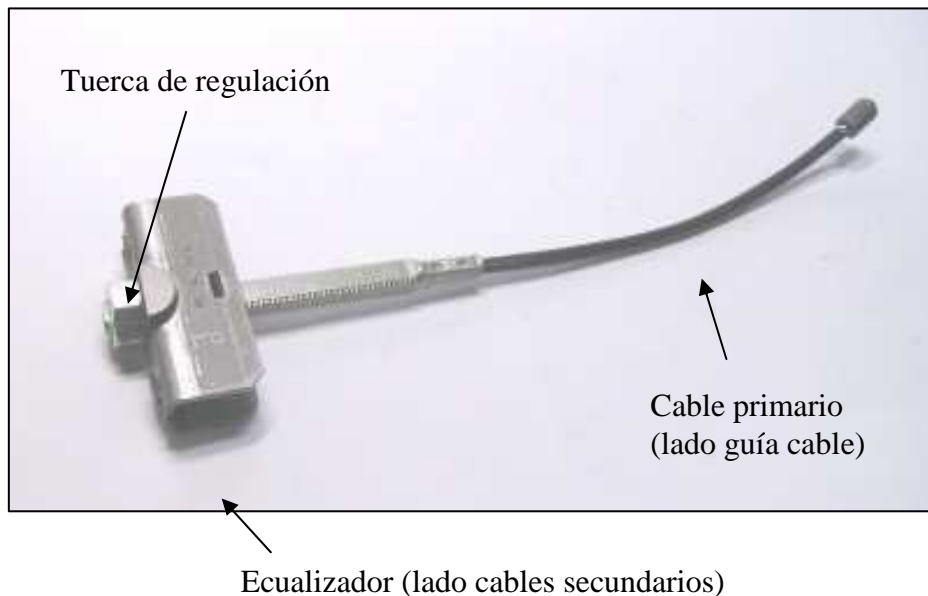


La solución más habitual consiste en fijar el switch en la placa base y accionarlo mediante el lever o algún elemento adicional fijado a él.

3.2.11. Primary PKB Cable (cable primario)

El cable primario está relacionado la guía cable, como una de las configuraciones comunes para el primer elemento de transmisión en el sistema de PKB. Esta solución podría aplicarse tanto para el sistema de regulación frontal y trasera, e incluye la función de regulación. En la mayor parte de los casos, esta regulación debe hacerse manualmente.

Cable primario es un subconjunto formado por cable final apropiado a cada caso, por cable y varilla roscada, que tiene que adaptarse perfectamente a la guía cable (en un lado) y ecualizador (en el lado de la transmisión de carga). De esta manera, cable primario tiene que ser compatible con el Manual de cable / geometría de la guía cable, el ecualizador y los componentes de tuerca de regulación.





Las funciones básicas del cable primario son:

- Transmitir el esfuerzo de frenado desde el brazo de palanca a la tuerca de regulación y/o ecualizador.
- Permitir la regulación del sistema de freno de estacionamiento.

La solución constructiva estándar para este componente es un cable de acero galvanizado cables de acero cubiertas con PA6.

NOTA: en nuestro proyecto, este sistema de cable primario será sustituido por el sistema de autoajuste (SACS).

4. ESPECIFICACIONES INICIALES.

4.1. Especificaciones de cliente.

4.1.1. Ratio

4.1.1.1. Condiciones de frenado.

Tablas de datos:

	Descripción	Disco / tambor recorrido (mm)	Disco / tambor carga (N)	Maxima carga en Punto Q (N)
Condición 1	20% pendiente	16,5	600	260
Condición 2	30% pendiente	21	900	360

Las casillas en amarillo son resultado de la caracterización de carga y carrera de las pastillas de freno y de los tambores. Estos son proporcionados por el cliente para que nos podamos ajustar lo máximo posible a sus necesidades.

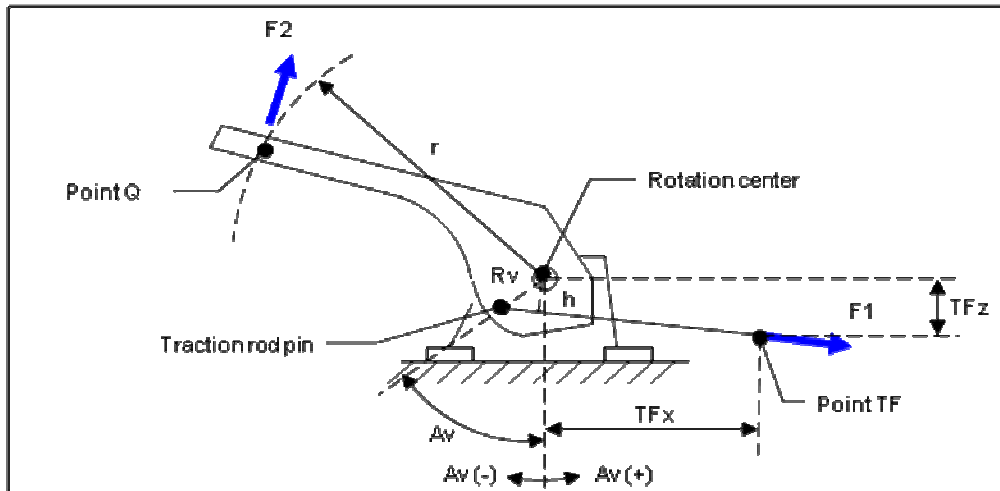
Descripción	Requerimiento de cliente
Eficiencia de carga de los cables secundarios	80%
Rigidez de los cables secundarios (N/mm, elongación)	110
Eficiencia de carga de la palanca	90%
Rigidez de la palanca (N/mm) (N/mm, elongación)	1000

Cálculo del ratio requerido:

	Carga ecualizador (N)	Carrera ecualizador (mm)	Carga en guía cable/pin varilla de tracción (N)	Carrera en guía cable/pin varilla de tracción (mm)	Ratio requerido μ
Condición 1	1500	22,64	1667	24,14	6,41
Condición 2	2250	30,20	2500	32,45	6,94

4.1.1.2. Cálculo del ratio de carga.

El ratio es el coeficiente por el cual hay que multiplicar la fuerza que ejerce el usuario al accionar el freno de mano, para obtener la carga que se está ejerciendo sobre el cable primario (para este caso, la carga que ejerce el usuario la tomaremos en dirección perpendicular a la línea que forman el punto de giro y el punto Q). Este coeficiente, según la geometría de la palanca, puede variar en cada diente o ser el mismo en toda la carrera angular.



DIMENSION	Descripción	NOMINAL
r	Brazo de palanca (mm)	307,5
Ca max	Carrera angular máxima (°)	40
Rv	Posición radial del pin de la varilla de tracción (mm)	49
TFx	Distancia X al Point TF (mm)	167,7
TFz	Distancia Z al Point TF (mm)	58,2
Av	Posición angular del pin de la varilla de tracción (°)	0

dh	177,51
β	19,14
α	70,86
Working cone	2,78
	OK
OK : \leq	10
PELIGRO : $>$	10

CALCULATION TABLE

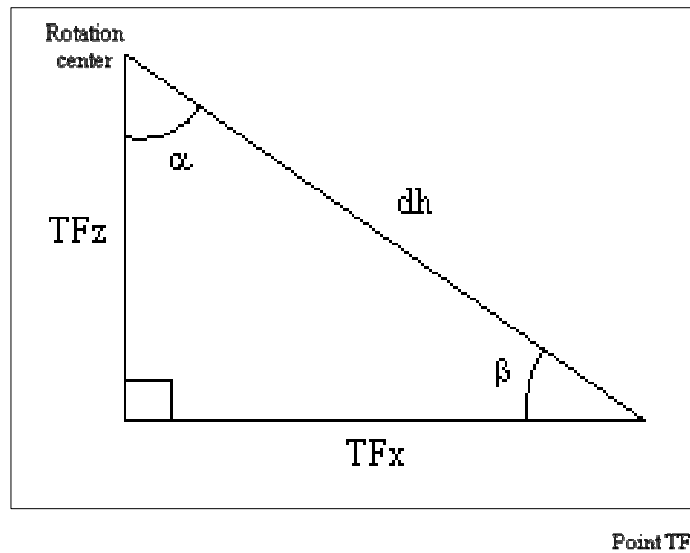
DIMENSION	Descripción	NOMINAL
α_i	Posición angular del 1r diente (°)	8
p	Ángulo entre dientes (°)	2

Carrera muerta SACS (mm) 2,25

La carrera muerta del SACS es un parámetro a tener en cuenta en este caso, por llevar la palanca este dispositivo. Explicaremos más adelante en qué consiste.

A continuación se exponen una serie de cálculos trigonométricos que dan como resultado la tabla resumen de más abajo.

El primer triángulo construido es el siguiente. Las cotas que conocemos gracias a la geometría de la palanca y el punto Tf dado por planos de cliente son TFz y TFx. De esta manera podemos hallar **dh**, **α** y **β** fácilmente:

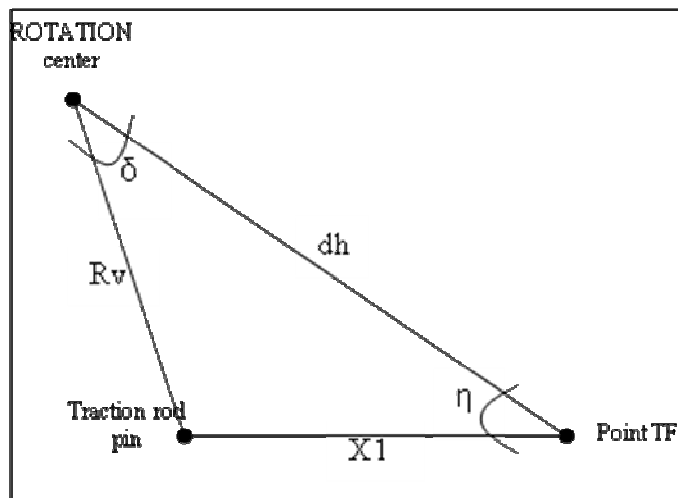


$$dh = \sqrt{TFx^2 + TFz^2}$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{TFz}{TFx}\right)$$

$$\alpha = 90 - \beta$$

El segundo triángulo construido es el siguiente. Las cotas que conocemos gracias a la geometría de la palanca es R_v y dh , que la hemos hallado el anterior triángulo. De esta manera podemos hallar δ , X_1 y η :

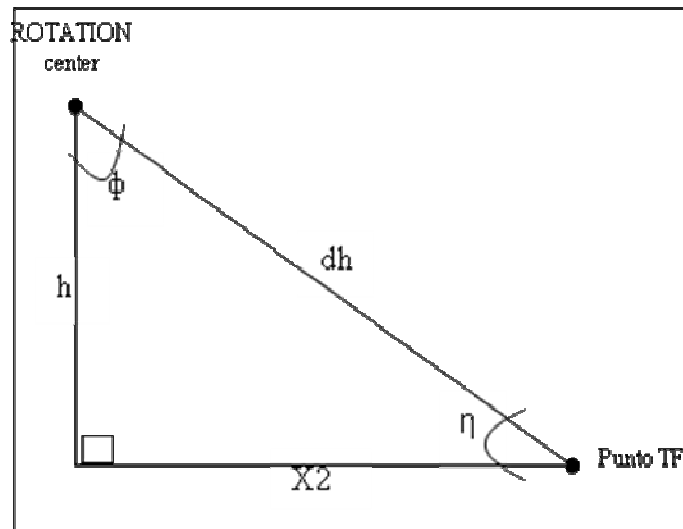


$$\delta = \alpha - A_v + C_a$$

$$X_1 = \sqrt{dh^2 + R_v^2 - 2dhR_v \cos \delta}$$

$$\eta = \arccos\left(\frac{R_v^2 - dh^2 - X_1^2}{-2dhX_1}\right)$$

El tercer triángulo construido es el siguiente. En base a este último podemos saber Φ , X_2 y h fácilmente:



$$\phi = 90 - \eta$$

$$X_2 = dh \cos \eta$$

$$h = X_2 \tan \eta$$

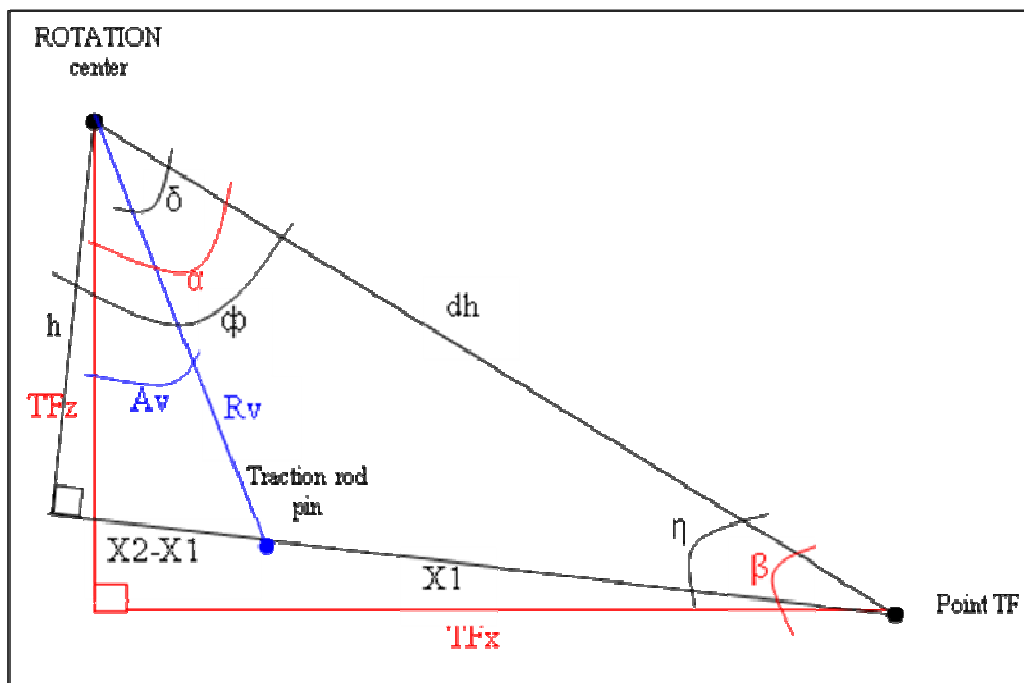
La cota **h** es el dato que necesitamos para poder calcular el ratio de carga **μ**.

Este se obtiene de la siguiente relación:

$$\mu = \frac{r}{h}$$

La cota **r** es la distancia desde el punto Q hasta el punto de giro de la palanca (ver dibujo de pág.11).

Triángulo resumen:



De esta manera, introduciendo los parámetros de las 2 primeras tablas, que vienen dados por la geometría de la palanca, obtenemos los resultados de ratios de la tabla final:

Ca	δ	X1	η	X2	h	Carrera (mm)	Ratio calculado μ
0	70,86	167,95	16,00	170,64	48,93	0,00	6,28
2,63	73,49	170,20	16,02	170,62	49,00	0,00	6,28
8	78,86	174,79	15,97	170,66	48,83	4,59	6,30
10	80,86	176,49	15,91	170,71	48,66	6,29	6,32
12	82,86	178,18	15,83	170,78	48,44	7,98	6,35
14	84,86	179,87	15,74	170,85	48,16	9,67	6,38
16	86,86	181,55	15,63	170,94	47,84	11,34	6,43
18	88,86	183,21	15,51	171,05	47,47	13,01	6,48
20	90,86	184,86	15,37	171,16	47,05	14,66	6,54
22	92,86	186,49	15,21	171,29	46,58	16,29	6,60
24	94,86	188,11	15,04	171,43	46,07	17,91	6,67
26	96,86	189,71	14,86	171,58	45,52	19,51	6,76
28	98,86	191,29	14,66	171,73	44,93	21,09	6,84
30	100,86	192,85	14,45	171,90	44,30	22,64	6,94
32	102,86	194,38	14,23	172,07	43,63	24,18	7,05
34	104,86	195,89	13,99	172,25	42,92	25,69	7,16
36	106,86	197,38	13,74	172,43	42,17	27,17	7,29
38	108,86	198,83	13,49	172,62	41,40	28,63	7,43
40	110,86	200,27	13,22	172,81	40,59	30,06	7,58

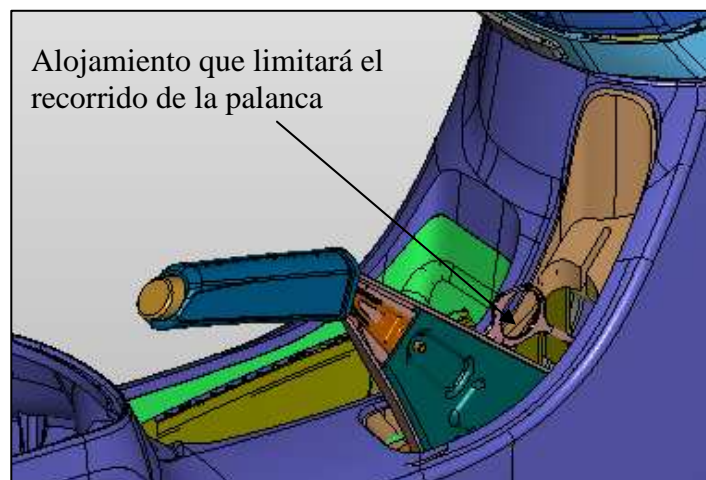
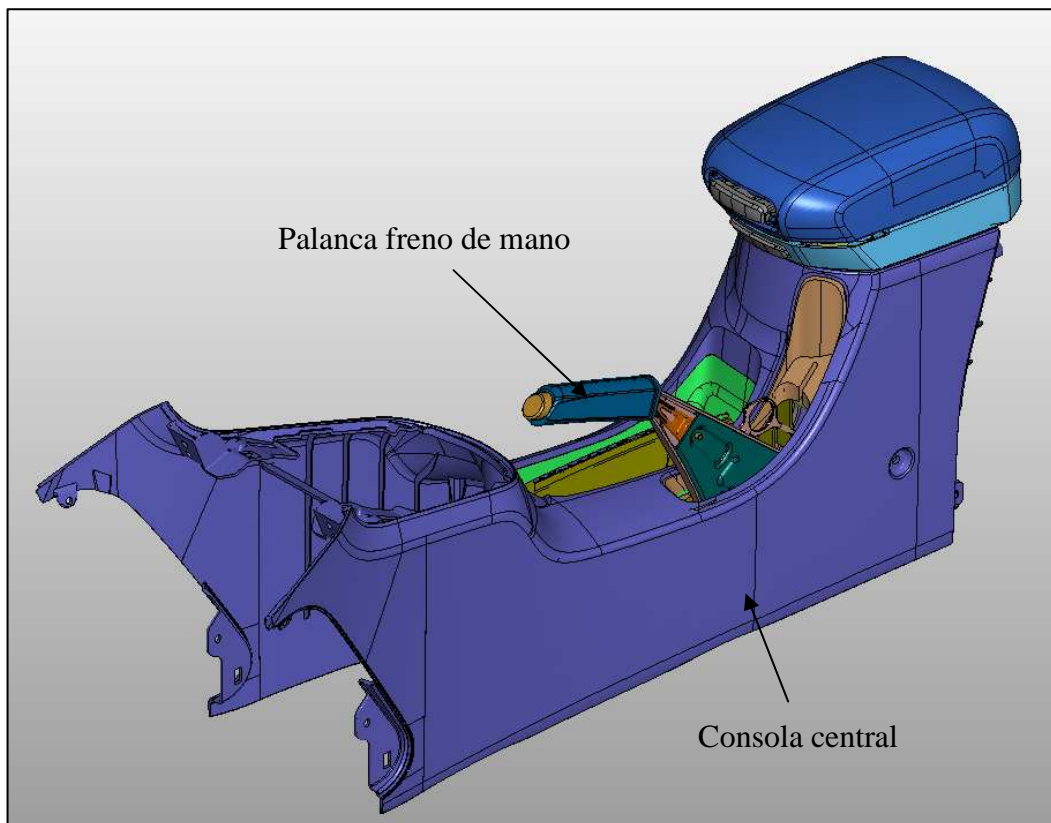
4.1.1.3. Verificaciones y conclusiones.

	Ratio calculado μ	Carga en punto Q (N)	Máx. Requerido (N)	Valoración
Condición 1	6,43	259,20	260	OK
Condición 2	6,94	360,23	360	NOK

En el caso de la condición 2 vemos que no cumplimos por 0,23 N pero este dato, con las cargas de las cuales estamos hablando, es irrelevante.

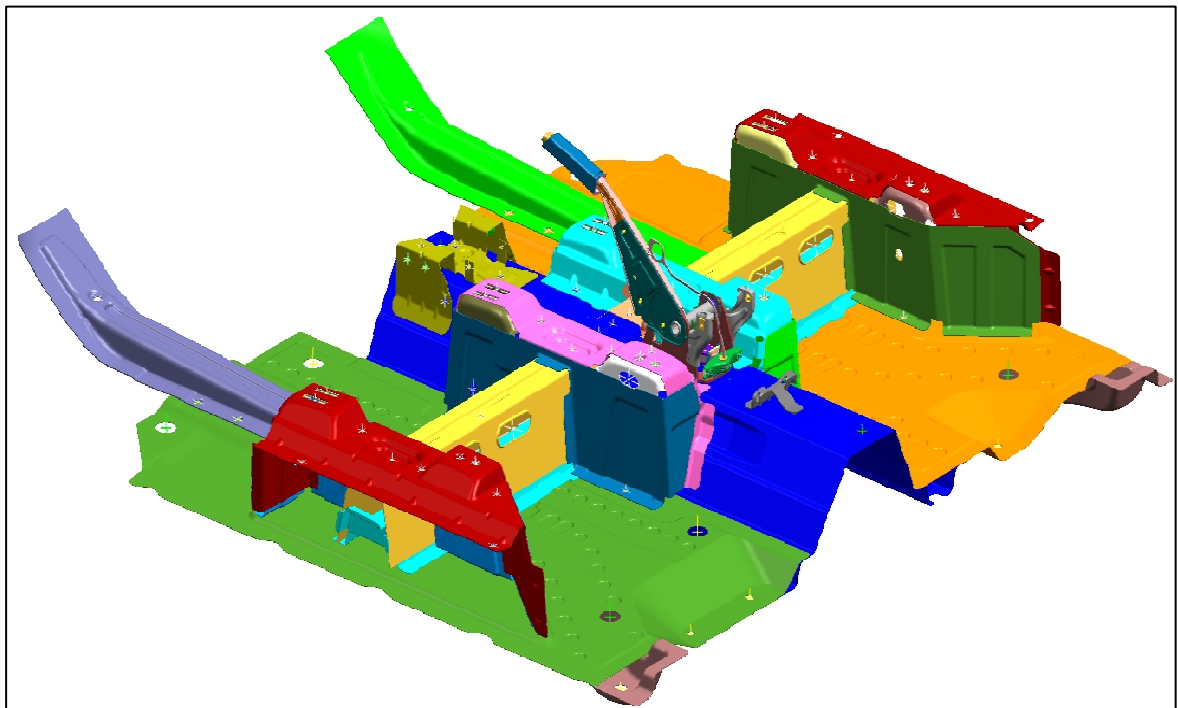
4.1.2. Layout.

El cliente nos define la distribución de la palanca dentro del habitáculo y de esta forma se podrá definir sus dimensiones, sus recorridos, así como su interacción con el resto de elementos cercanos del vehículo (consola, radio, sistema del airbag, etc.).

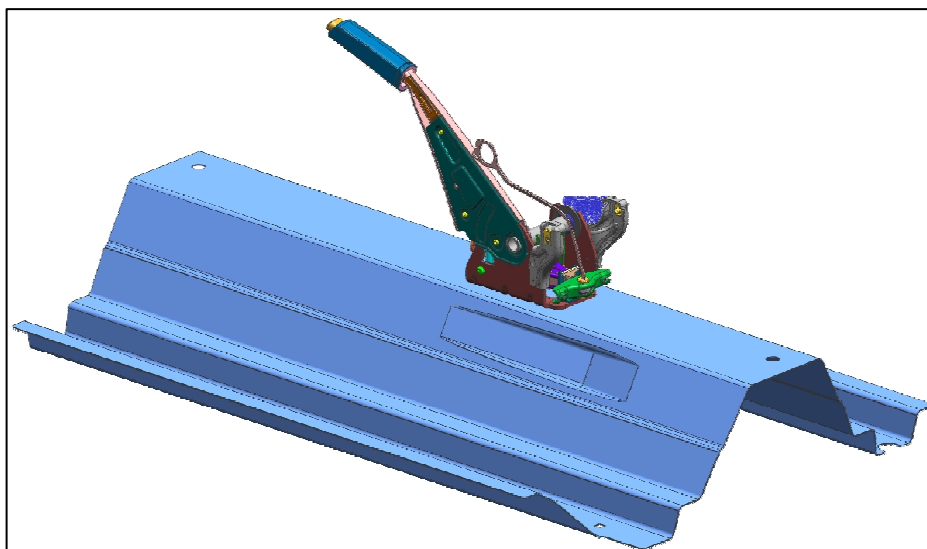


4.1.3. Fijación en el coche.

En nuestro proyecto, como ya se ha dicho anteriormente, viene definida la manera de fijar la palanca al vehículo. Esto se produce mediante cuatro puntos que serán fijados de manera automática mediante destornillador neumático dentro del vehículo.

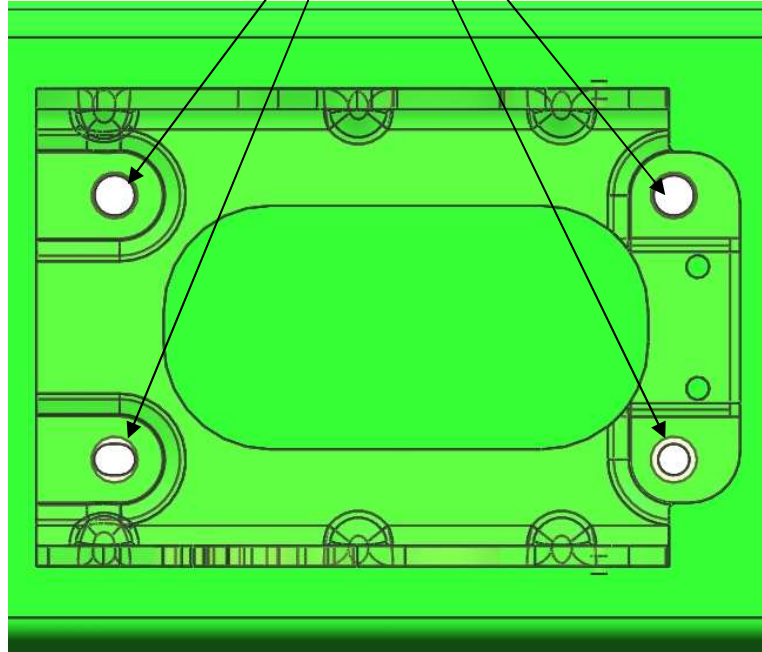


Vista general de la palanca en la estructura del vehículo



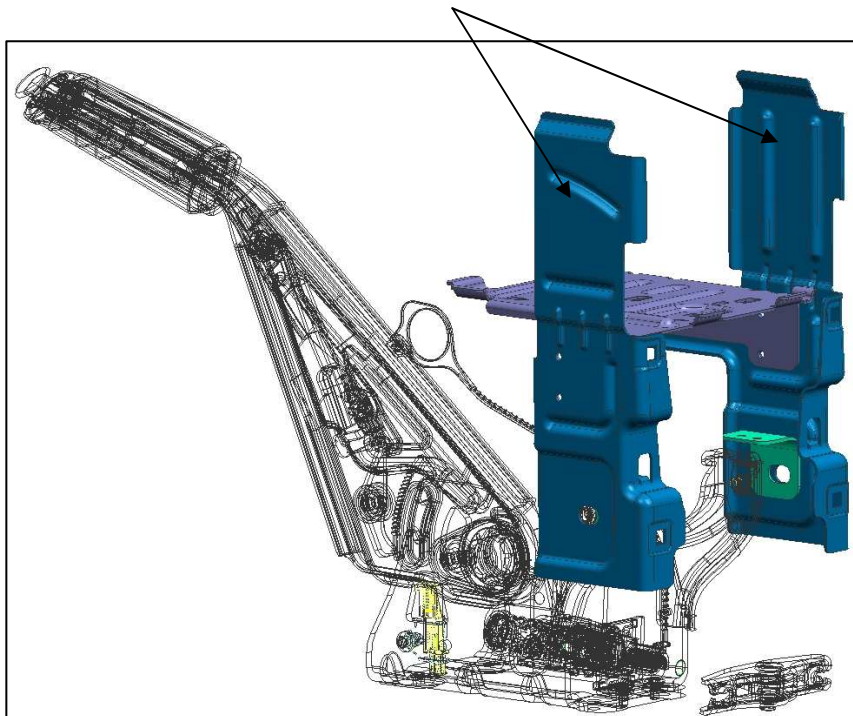
Vista en detalle de la palanca sobre el suelo de chapa del vehículo

Puntos de fijación mediante atornillador



Vista en planta de la placa base sobre el suelo del vehículo

Fijaciones de apoyo de la consola sobre la palanca



4.2. Especificaciones de calidad.

4.2.1. Temperature and humidity range test

Table 3.1.3.1-I. Temperature and Humidity Ranges	
Minimum Temperature	-40°C *
Maximum Sustained Temperature (> 10 minutes)	99°C
Maximum Excursion Temperature (TMAX) (< 10 minutes)	99°C
Relative Humidity Range	0% - 100%

**Reference to ATS 3705 3.2.1.5.4.2 – Thermal Performance in Cold Environment.*

En este ensayo, se trata de que la palanca pase un ciclado térmico con cambios de temperatura relativamente rápidos, y con una humedad relativa permitida en todo el rango (0%-100%).

El requerimiento para este ensayo es que no haya daños visuales en la palanca (grietas, decoloraciones,...) y que no presente pérdida de funcionalidad.

4.2.2. Component drop test

La palanca será lanzada al suelo desde una distancia de 1 metro y con una dirección cualquiera. Si la muestra no pasa este ensayo, el proveedor avisará al cliente y se revisarán las especificaciones técnicas sobre la manipulación y de los procedimientos de operación en planta.

El requerimiento es que la palanca no sufra roturas y sea completamente funcional después del ensayo.

4.2.3. Internal contaminants test

La palanca será expuesta a las siguientes sustancias: café, bebidas con gas, agua, arena, polvo, limpieza con vapor, limpiadores de tapicería, lubricantes de montaje.

El proveedor deberá proporcionar la plataforma con un informe que muestra la solidez de la palanca de freno de estacionamiento para los contaminantes sólidos. El informe se referirá a diferentes tamaños, formas y composición material de los contaminantes sólidos introducidos en la fabricación, uso y mantenimiento de la palanca.

El requerimiento es que la palanca sea completamente funcional después del ensayo.

4.2.4. Durability life cycle test

Las palancas y los cables tienen que cumplir los siguientes requisitos como cuando estén montados en vehículo. Las cargas ejercidas sobre la palanca serán transmitidas a los cables. Durante el ensayo no estarán permitidos fallos que afecten a la función del producto. No estarán permitidos las deformaciones plásticas o roturas visibles. Todos los ciclos se harán con 15° de inclinación respecto del eje Z hacia el lado del conductor.

El sistema de freno será ajustado para determinadas cargas en el punto Q (en las posiciones angulares de acuerdo con la figura A4).

Una durabilidad completa consta de 3 ciclados consecutivos con 4 niveles de carga. Un ciclado consta de 27775 ciclos distribuidos de la siguiente forma:

Durante el ensayo de durabilidad sin sistema automático de ajuste de los cables, el sistema será reajustado como en vehículo y en producción, entre 3000 y 7000 ciclos.

El ciclado total es $3 \times 27\,775 = 83\,325$. La duración de un ciclo será de 5 ± 2 s.

Las cargas de la siguiente tabla se aplicarán a 40 mm del botón en el grip (punto Q):

Tabla de descripción del ciclado

Rango de carga	Número de ciclos
No. 1	25 000
No. 2	2500
No. 3	250
No. 4	5
Σ	27 775

El ciclado se hará con las pinzas de freno correspondientes, y se instalará un sistema de simulación del freno de servicio, que actuará durante $2 \pm 0,5$ s cada 20 ciclos y suministrará una presión de ~ 3000 kPa.

Tabla de cargas

Rango de cargas	Cargas (N)
No. 1	350
No. 2	400
No. 3	450
No. 4	550

Si una de las cargas no puede ser conseguida durante las mediciones iniciales, el ensayo cumplirá las siguientes condiciones de carrera en porcentaje.

Rango de carga	Carrera de la palanca en %
No. 1	45% + 1 diente
No. 2	55% + 1 diente
No. 3	65% + 1 diente
No. 4	70% + 1 diente

Para el ensayo de durabilidad, la palanca actuará con el botón sin apretar hasta la carrera o carga requerida, y con el botón apretado cuando vuelva a la posición inicial. El botón podrá ser anulado si el ensayo se hace para validar otra parte de la palanca que no afecte a éste.

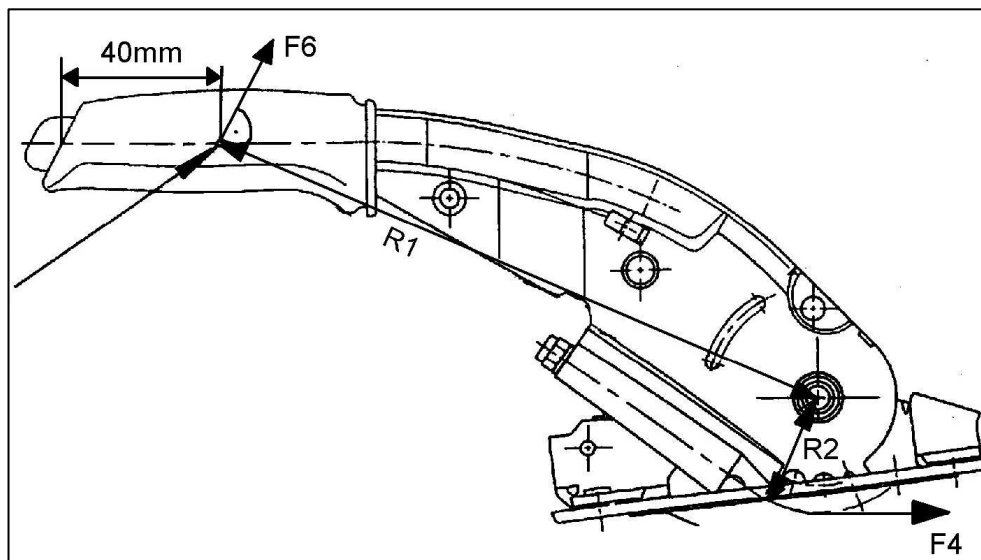


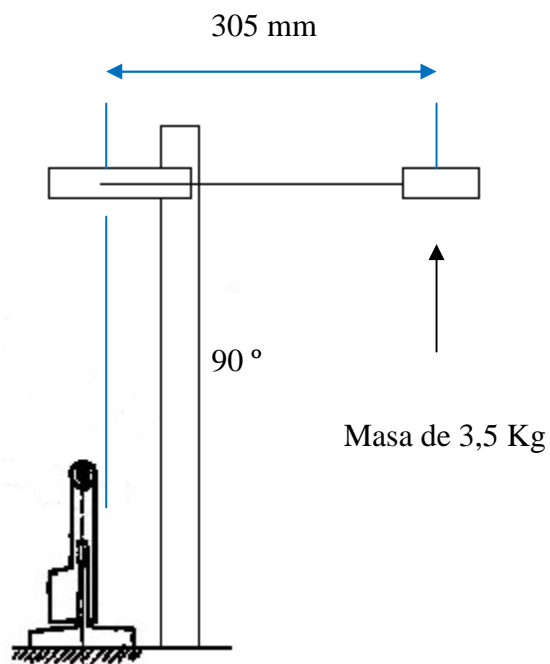
Figura A4.

El requerimiento para este ensayo es que la palanca sea completamente funcional durante y después del ensayo. La serreta y el trinquete deben estar cumplir la condición de engrane durante el ensayo.

4.2.5. Disengagement test

La palanca se debe situar con carga en el cable primario y en la posición del 30% y del 80% de la carrera total. Una masa de 3,5 Kg, desde un ángulo de 90° y con un brazo de golpeo de 305 mm, se dejará caer y golpeará a la palanca en el punto de aplicación (punto Q).

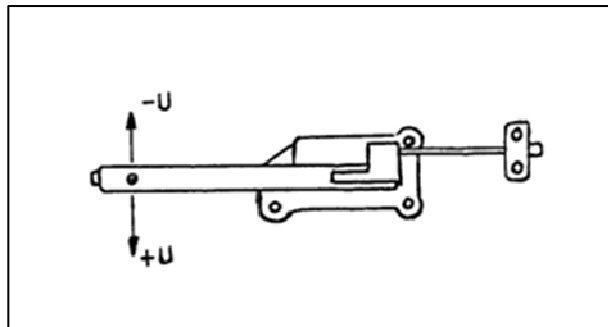
Esquema del ensayo:



El requerimiento es que bajo estas condiciones, la palanca no debe desengranar.

4.2.6. Lateral parking lever play test

Aplicar 4,5N a la palanca, en posición de reposo y sin carga en el cable primario o varilla (en nuestro caso el SACS).

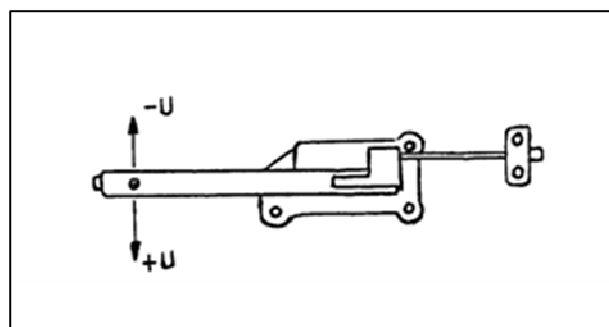


Esquema 1. Juego lateral

El requerimiento en este ensayo es muy permisivo, ya que permite una deformación elástica $< 5\text{mm}$ en cada sentido (-U/+U).

4.2.7. Lateral load 222 N test

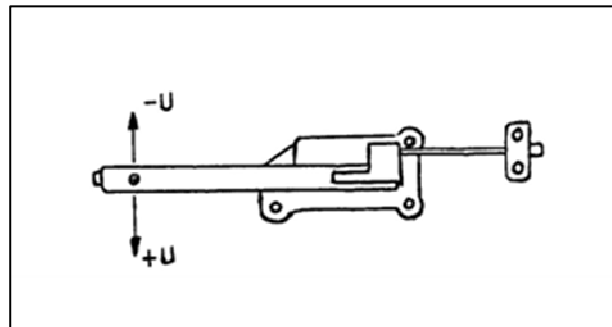
La palanca se situará en el 75% de su carrera angular total con la carga en el primario que le corresponda a esta posición. Se le aplicará una carga lateral en el punto Q de 222 N. El ensayo se realizará sin el grip. Esto es debido a posible deformación relativa entre el grip y el lever que nos lleve a resultados engañosos.



El requerimiento es que la deformación elástica sea $< 20\text{mm}$, en cada sentido (-U/+U). Para comprobar la deformación se hará a los 20 N de carga, tanto a la ida como a la vuelta de la gráfica. Esto se hace para no contar con el posible juego lateral que tenga la palanca.

4.2.8. Lateral load 250 N test

La palanca se situará en el 50% de su carrera angular total con la carga en el primario que le corresponda a esta posición.. Se le aplicará una carga lateral en el punto Q de 250 N. El ensayo se realizará sin el grip. Esto es debido a posible deformación relativa entre el grip y el lever que nos lleve a resultados engañosos.



El requerimiento es que la deformación sea en cada sentido como máximo:

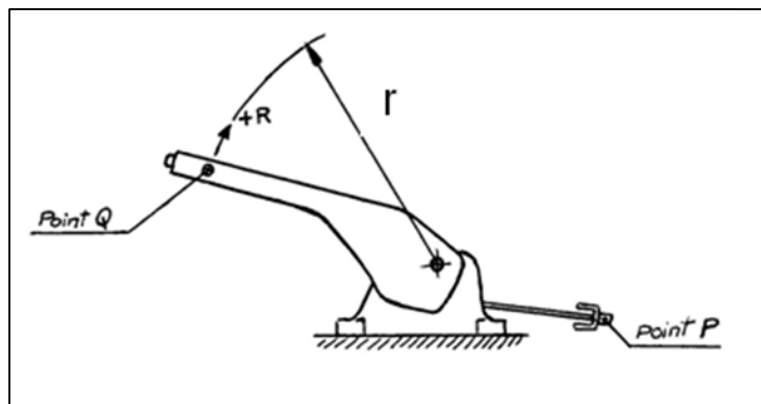
Deformación elástica: 27 mm

Deformación plástica: 4 mm

Se comprobará al paso por 20 N de carga por lo mismo que el anterior ensayo.

4.2.9. Tensile load test

Se le aplicará a la palanca una carga radial en el punto Q de 850N en dirección +R. El cable primario (en nuestro caso el SACS) estará fijo. El ensayo se realizará sin el grip. Esto es debido a posible deformación relativa entre el grip y el lever que nos lleve a resultados engañosos.



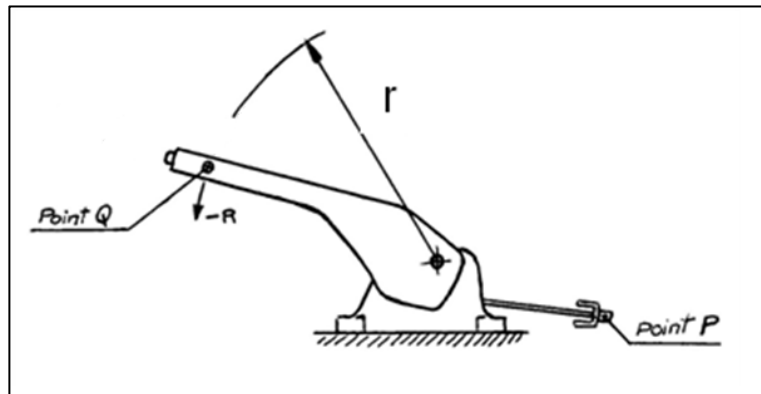
El requerimiento para este ensayo es:

Deformación elástica < 6 mm

Deformación plástica < 1 mm

4.2.10. Compressive load test

Se le aplicará a la palanca una carga radial en el punto Q de 550N en dirección -R. El cable primario (en nuestro caso el SACS) estará fijo. El ensayo se realizará sin el grip. Esto es debido a posible deformación relativa entre el grip y el lever que nos lleve a resultados engañosos.



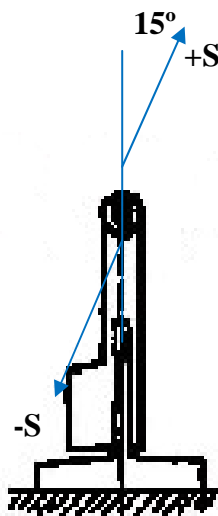
El requerimiento para este ensayo es:

Deformación elástica < 4 mm

Deformación plástica < 2 mm

4.2.11. Maximum functional input force test

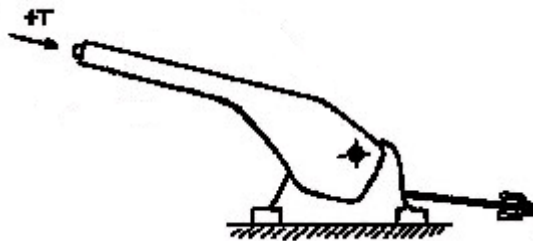
Se le aplicará una carga a la palanca de 660N en el punto Q. Esta carga se aplicará en una dirección combinada de radial y lateral. Se le aplicará en los 2 sentidos (+R/-R). Tendrá una dirección lateral de 15° con el eje Z hacia el lado del conductor. El ensayo se realizará sin el grip. Esto es debido a posible deformación relativa entre el grip y el lever que nos lleve a resultados engañosos.



El requerimiento para este ensayo será el de no producir en la palanca una deformación tal que deje de ser funcional.

4.2.12. Release button force / Park brake not applied test

Para una palanca sin carga en el primario, la fuerza necesaria para apretar el botón debe ser menor a 17 N.



4.2.13. Release button force / Park brake applied test

Este ensayo es igual al 4.2.12, pero con la palanca con carga en el primario, es decir se deberá aplicar una fuerza radial (dirección +R) en el punto Q para liberar el trinquete y verificar la fuerza necesaria para apretar el botón y que la palanca vuelva a su posición inicial.

La fuerza necesaria para desengranar la palanca debe ser menor de 17 N en todas las posiciones de la serreta.

4.2.14. Lever ratchet increment test

El primer diente debe engranar antes del 20% de la carrera angular total. Máximo ángulo entre dientes debe ser 2°.

Para este ensayo se usará un encoder (medidor angular).

4.2.15. Switch activation test

El switch es el dispositivo por el cual verificamos que el freno de mano está activado, gracias al piloto luminoso en el panel de mando del vehículo.

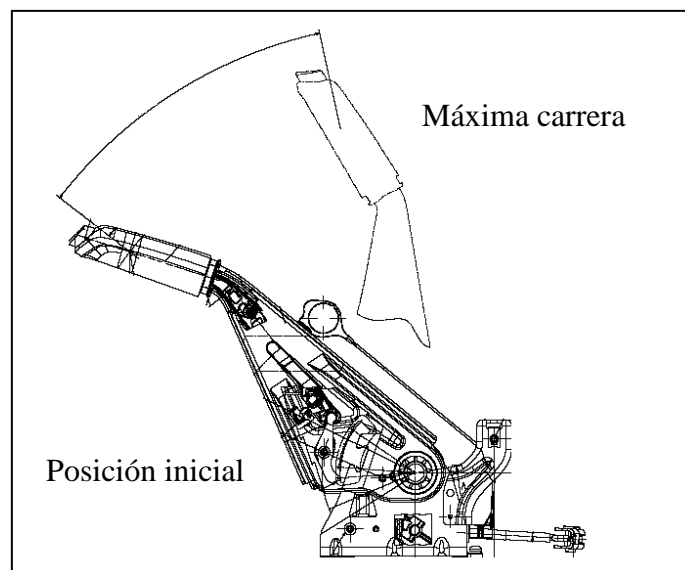
El switch se activará antes de que la palanca llegue al primer diente.

La diferencia de voltaje medida antes, durante y después del ensayo de durabilidad, y con el amperaje correspondiente, no excederá de 250 mV. Diferencia de voltaje no requerida, el switch es una pieza standard de cliente.

4.2.16. Full travel range test

Este ensayo es para verificar la carrera angular total de la palanca.

Requerimiento: carrera angular debe ser $40^{\circ} +2^{\circ}/-2,5^{\circ}$.



4.2.17. Travel ratio test

La palanca será ensayada a $+23 \pm 5^{\circ}\text{C}$ usando los parámetros de la figura A4.

Velocidad de actuación: $v = (20 \pm 5) \text{ mm/s}$

$F_4 = 500 \text{ N}$

Ensayo hasta máxima carrera

Antes de hacer el ensayo se debe activar la palanca 10 veces hasta máxima carrera. La fuerza F_6 será medida en todas las posiciones angulares requeridas para comprobar los valores reales de la carrera lineal del primario con los valores teóricos calculados anteriormente.

Requerimiento: $> 90\%$ en todas las posiciones.

4.2.18. Force efficiency test

La palanca será ensayada a $+23 \pm 5^{\circ}\text{C}$ usando los parámetros de la figura A4.

Velocidad de actuación: $v = (20 \pm 5) \text{ mm/s}$

$F_4 = 500 \text{ N}$

Ensayo hasta máxima carrera

Antes de hacer el ensayo se debe activar la palanca 10 veces hasta máxima carrera. La fuerza F_6 será medida en todas las posiciones angulares requeridas para comprobar los valores reales de la carga con los valores teóricos calculados anteriormente.

Requerimiento: $> 90\%$ en todas las posiciones

4.2.19. Push-button travel test

Este ensayo es para verificar la carrera total del botón.

Se le aplicará una carga en el sentido +T al botón hasta que haga tope, y se registrará la carrera que ha sido necesaria.

Requerimiento: 6 ± 1 mm

4.2.20. Grip pull out resistance test

Se le aplicará una carga al grip en el sentido -T para verificar la fuerza de extracción del mismo.

El requerimiento será:

Mínimo 300N a temperatura ambiente

Mínimo 250N a 60°C

Los 60°C han sido establecidos de acuerdo con varias normas de otros clientes en los casos en los que el coche está bajo la acción de la radiación solar y en climas cálidos.

4.2.21. Twist resistance test

Se le aplicará un esfuerzo de torsión al grip de 6Nm a temperatura ambiente. Este esfuerzo de torsión se aplicará en los 2 sentidos (-W/+W).



El requerimiento es que no sufra deformaciones permanentes visibles.

4.2.22. Button pull out resistance test

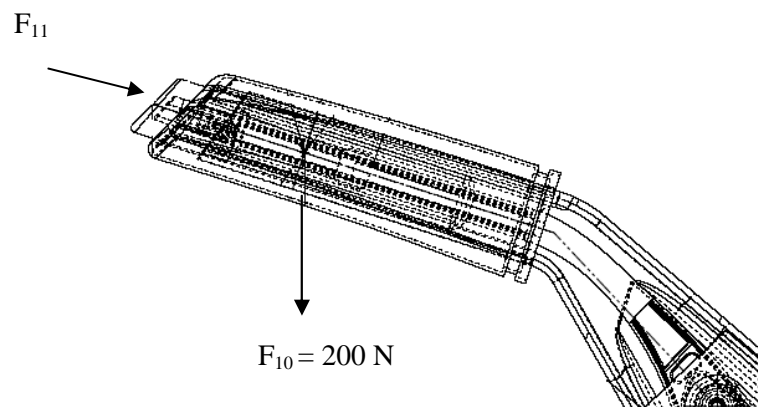
Se aplicará una carga entre el botón y la varilla de desbloqueo. El objetivo es verificar la carga de extracción del botón.

La carga será en el sentido $-T$

Requerimiento: Mínimo de 90 N a temperatura ambiente

4.2.23. Safety test

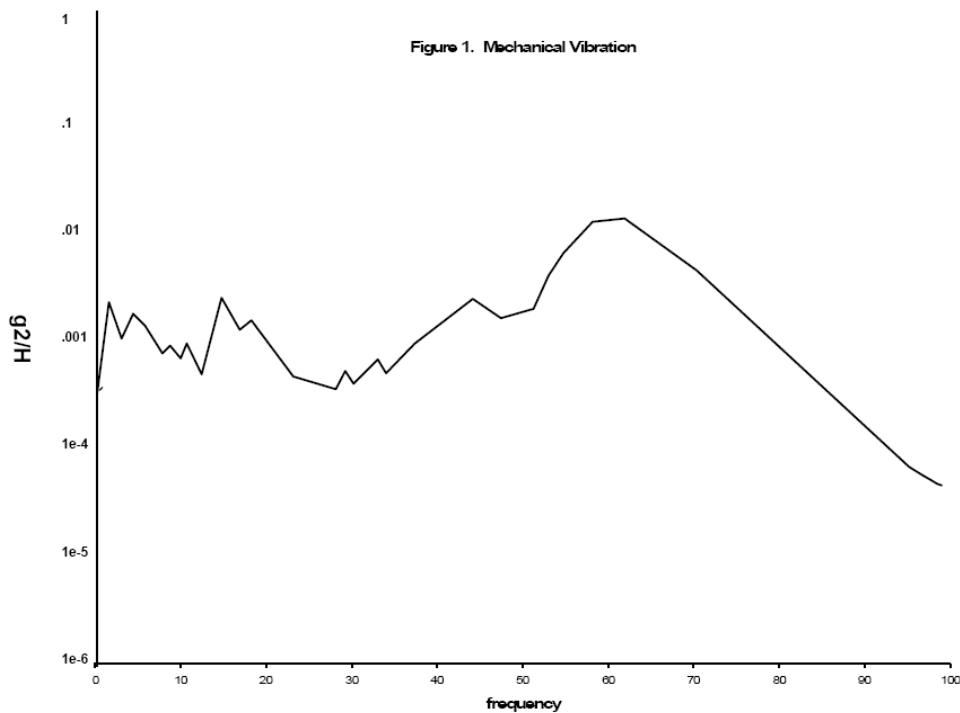
La palanca deberá estar sin carga en el primario. Se situará en una posición angular relativamente baja (2° o $3r$ diente). Se le aplicará una carga hacia abajo en el punto Q de 200 N. Bajo estas condiciones se le aplicará una fuerza al botón en el sentido $+T$.



Requerimiento: Cuando F_{11} sea menor de 250 N, la palanca permanecerá engranada.

4.2.24. Mechanical vibrations test

La palanca deberá soportar 400 horas de vibraciones mecánicas en cada eje (x,y,z), usando el espectro de la siguiente gráfica.



Requerimiento: Funcional.

4.2.25. Mechanical shock test

La palanca será expuesta a 40 choques de onda media en las direcciones superior, inferior y en las 2 laterales, basado en la siguiente tabla.

Component location	Maximum G Level (Zero-to-Peak)		Total duration (ms)
	Upward. Rearward	Left. Right	
Passenger compartment	18	9	10

Requerimiento: Funcional.

4.2.26. Shipment test

La palanca será sometida a una temperatura de -76°C y a una presión de 10.0 kPa.

El ensayo tiene como objetivo simular las posibles condiciones que se pueden dar en un transporte aéreo de los vehículos.

Requerimientos: La palanca no debe presentar daños y debe ser funcional.

4.2.27. Functional corrosion test

Partes interiores:

El sistema no mostrará una pérdida de función o un ataque de oxidación significativo después de haber simulado 10 años de exposición a un ambiente corrosivo.

Los componentes eléctricos deberán ser completamente funcionales.

Al final del ensayo, se requiere una interpretación cuidadosa, de cómo los diferentes mecanismos de corrosión acelerada afectan a las partes. Cuando el ensayo finaliza, ingeniería debe consultar si se observa pérdida de metal en cualquier área del ensamblaje de la palanca (exterior o interior de las superficies).

Requerimiento: El sistema se debe mostrar sin pérdida de función o significativo ataque metal de base.

4.2.28. Noise test

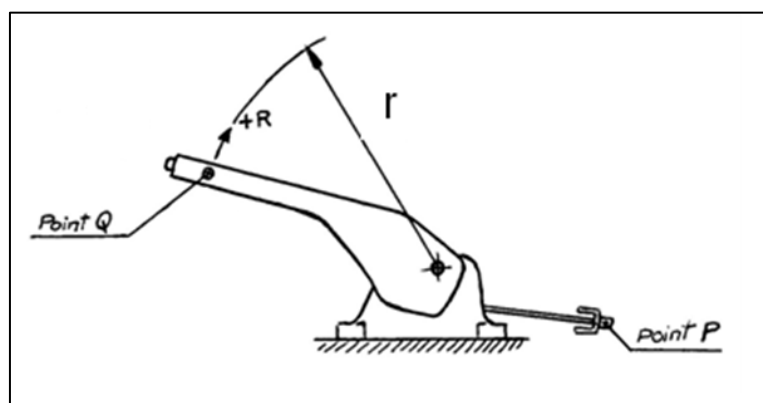
La palanca será expuesta a una vibración desde 10 to 75 Hz at ± 2 g en los 3 ejes en un entorno de 50 dB(A).

Este ensayo es para comprobar si con el coche parado y con el motor en marcha, se podrían producir ruidos entre los componentes de la palanca, debido a las vibraciones provocadas por el motor.

4.2.29. Sliding load test

La palanca se fijará en el banco de ensayo sin carga en el cable primario. Se le anulará el botón, y se le aplicará una carga radial en el sentido +R para comprobar el esfuerzo máximo de deslizamiento.

Requerimiento: 10 N máximo



4.2.30. Mass test

Este ensayo consiste en comprobar el peso de la palanca con todos sus componentes (SACS incluido).

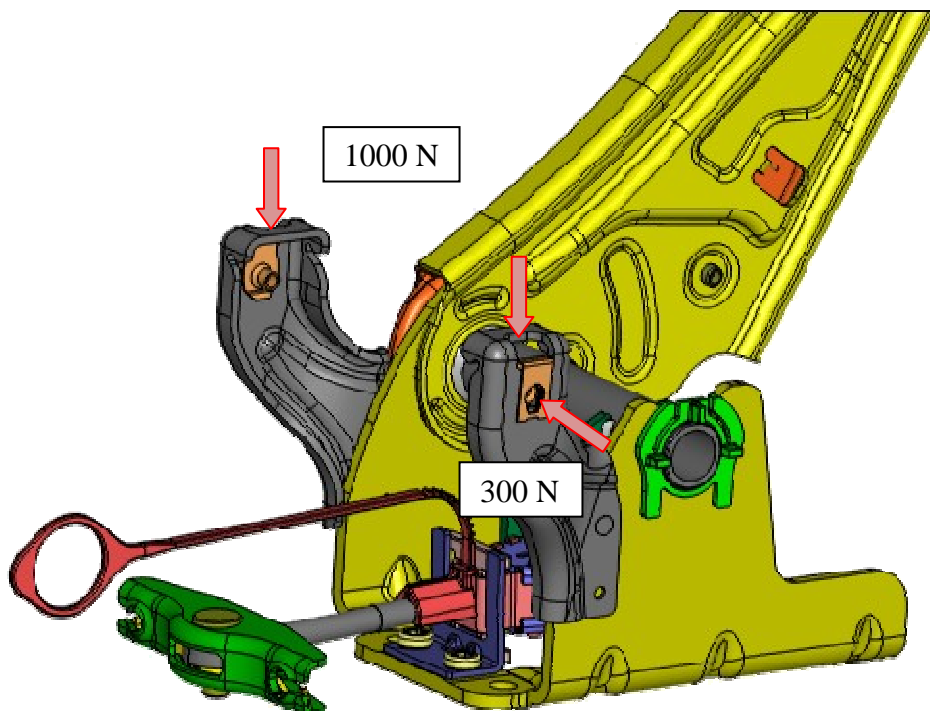
Requerimiento: La masa de la palanca será menor a 3 Kg.

4.2.31. Reliability test

La palanca tendrá que mostrar una fiabilidad de $\geq 99\%$, con una confianza del 50%, bajo un uso estricto del cliente.

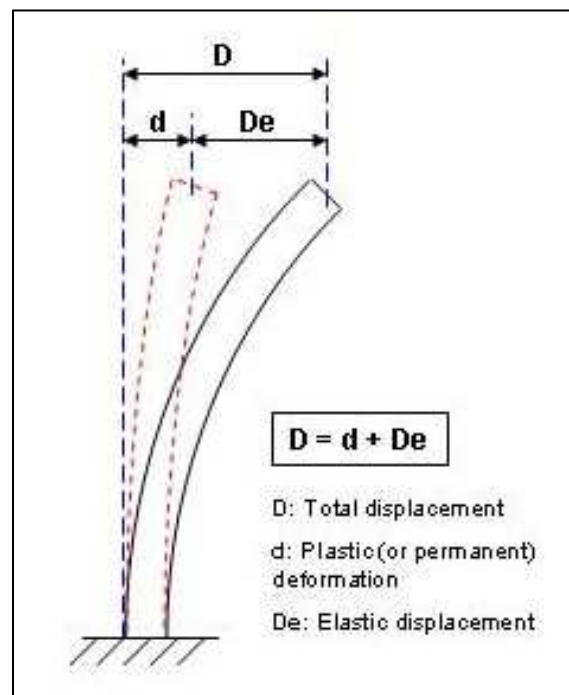
4.2.32. Load on console brackets test

Este ensayo consiste en aplicar una carga vertical de 1000 N, y después otra carga horizontal de 300 N sobre los brackets de unión con la consola. Este ensayo pretende reproducir el hecho de que un usuario pueda sentarse encima de la consola directamente y las consecuencias que pueda tener en la palanca.



El requerimiento es que los brackets deben aguantar sin deformación permanente.

Nota: Comentar que para ensayos de deformación tanto lateral como radial, en los que haya que medir deformaciones elásticas y/o plásticas, nos basamos en el siguiente esquema:



4.3. Datos de producción.

Cuando el cliente nos realiza la demanda del proyecto, otras de las cosas que nos envía es el volumen, el tiempo en el cual lo necesita y para qué mercado se necesitará.

Adjunto en Tabla 1 los datos de producción para este proyecto.

Esta producción se realizará en las plantas de Polonia y de China, dependiendo del mercado para el que se quiera distribuir el vehículo.

Modelo	Volumen / día	Volumen / año	Comienzo de la producción	Planta de producción
1352706	829	194.815	2009	Polonia
1352707	363	85385	2009	Polonia
1352706	828	194.580	2009	China

La palanca con referencia 1352706 es para conducción del usuario a la izquierda de la palanca.

La palanca con referencia 1352707 es para conducción del usuario a la derecha de la palanca para países como Inglaterra entre otros. Por esto tiene menos volumen anual de fabricación.

El volumen por año está calculado en base a 235 días operativos al año.

5. PRESENTACIÓN DEL DISEÑO INICIAL

El diseño se basa en los siguientes puntos:

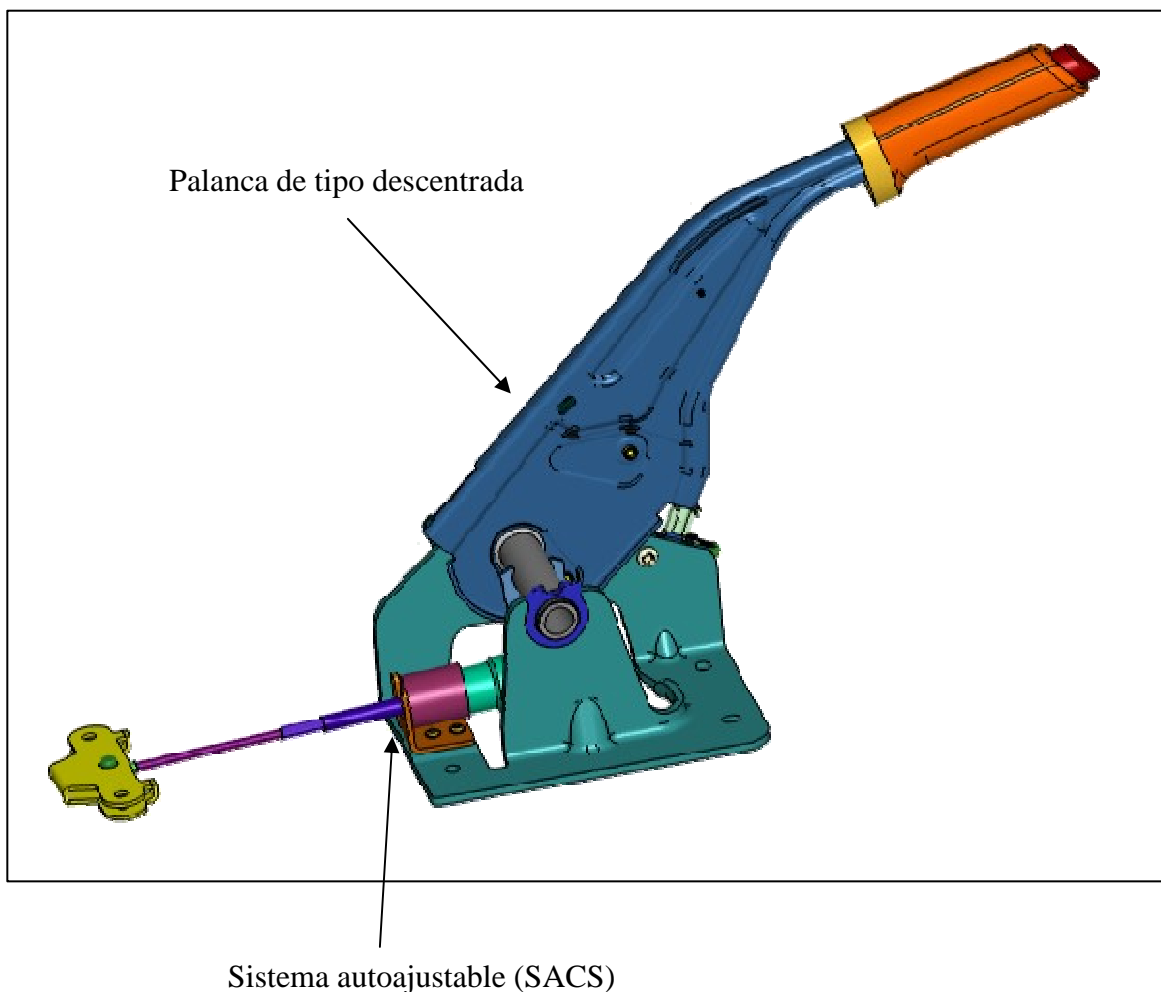
Dibujo proporcionado por GM-Opel: envases, puntos geométricos claves, puntos funcionales clave.

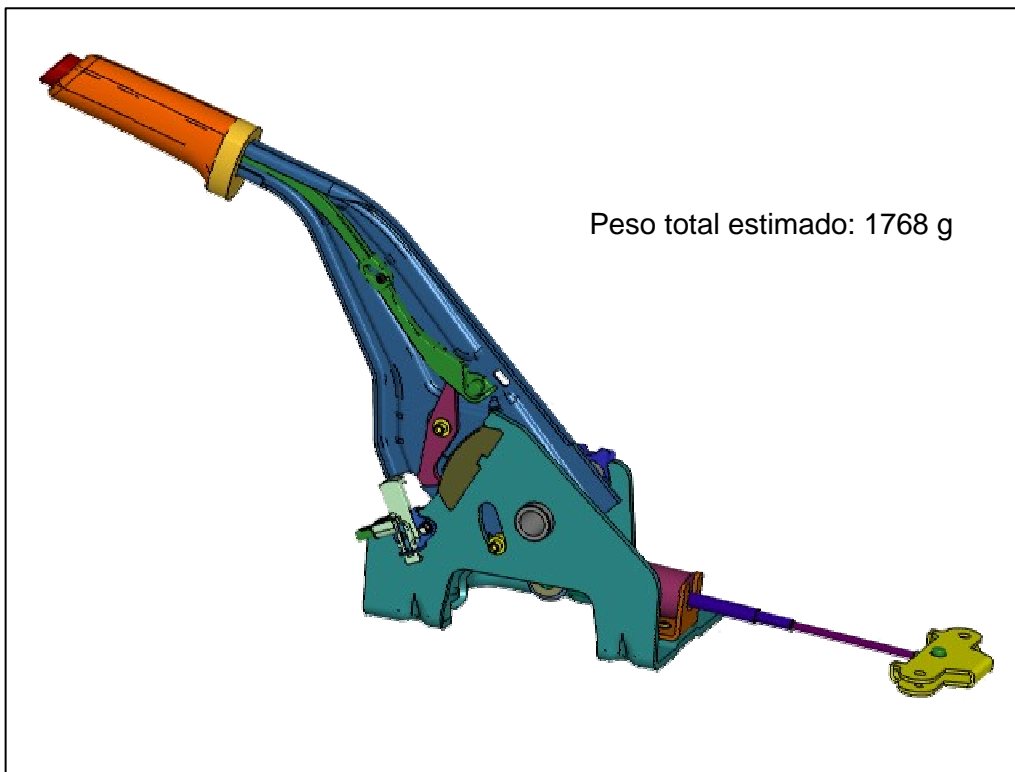
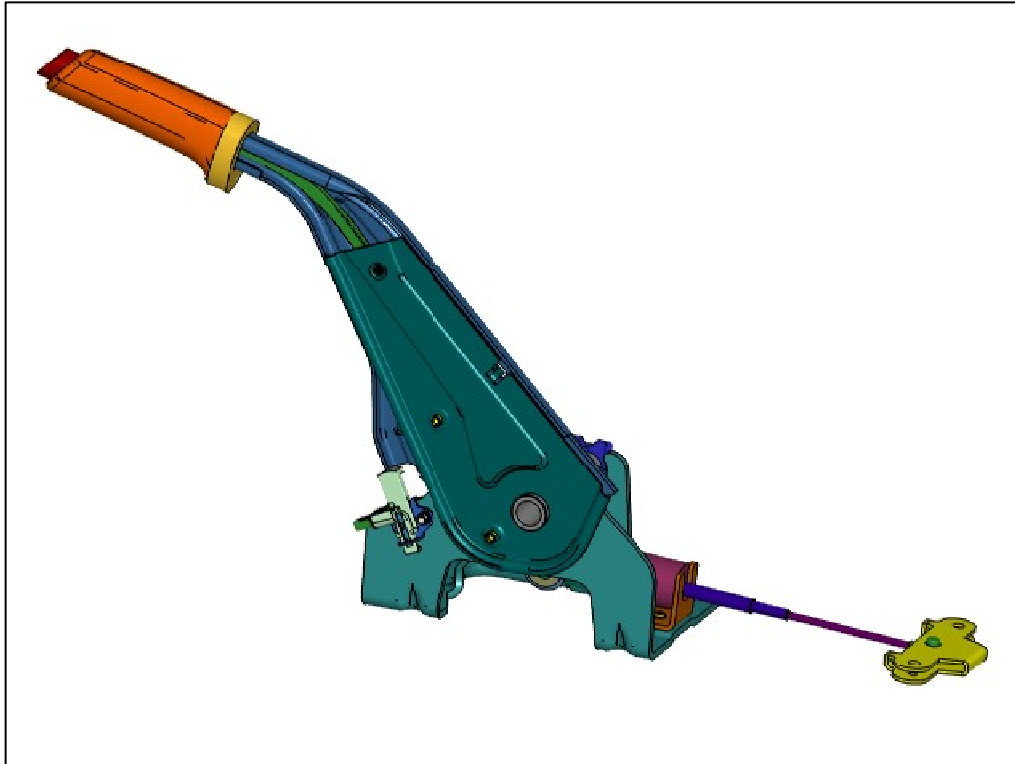
Los datos cinéticos: el ratio y la carrera

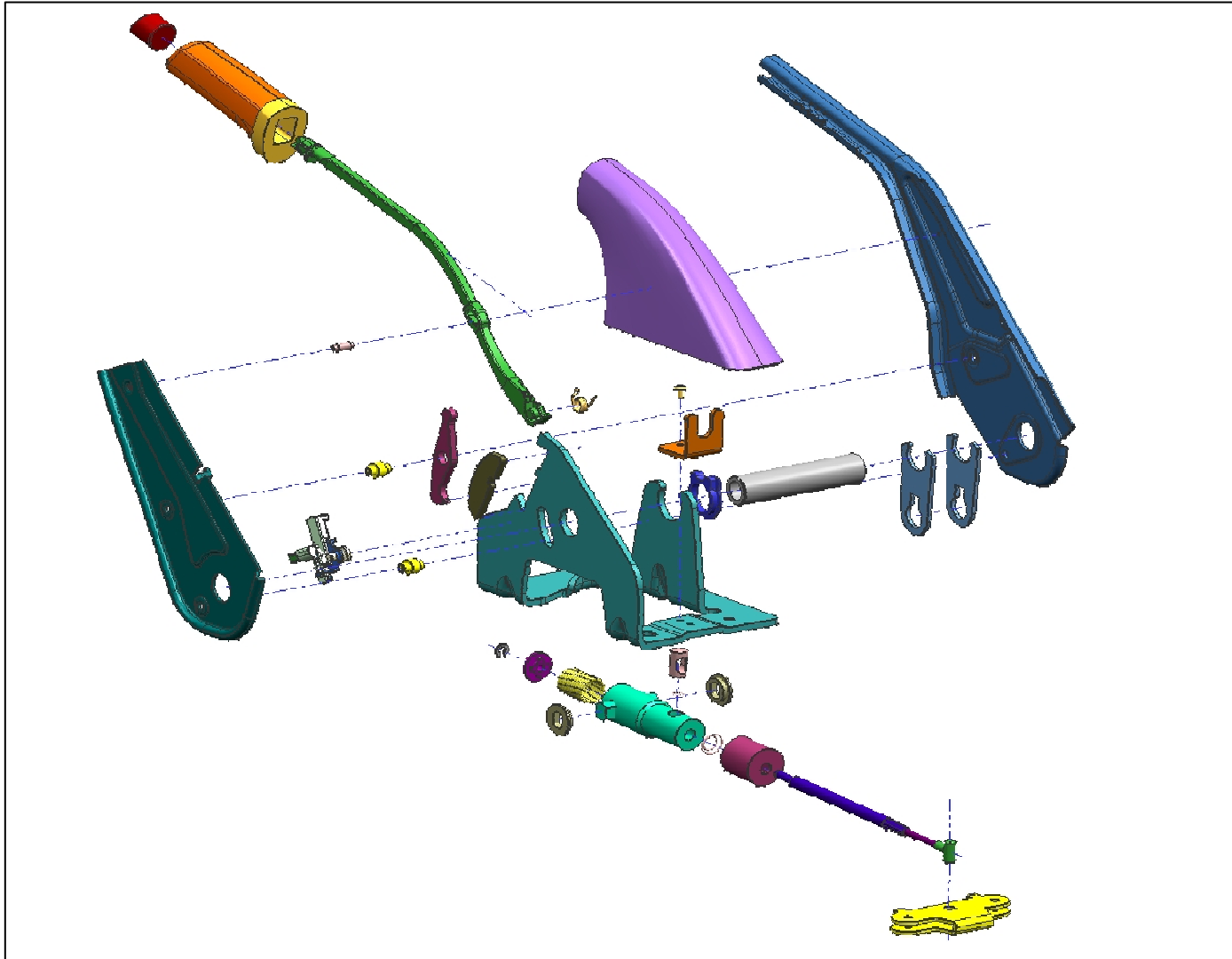
Los requisitos de rigidez

La optimización del peso

La experiencia de FICOSA para los sistemas de PKB: se ha aplicado la mejor tecnología y productos más competitivos en el coste.







5.1. Placa base.

Material: S275 JR

Grosor: 4.0mm

Peso: 760 g

Serreta

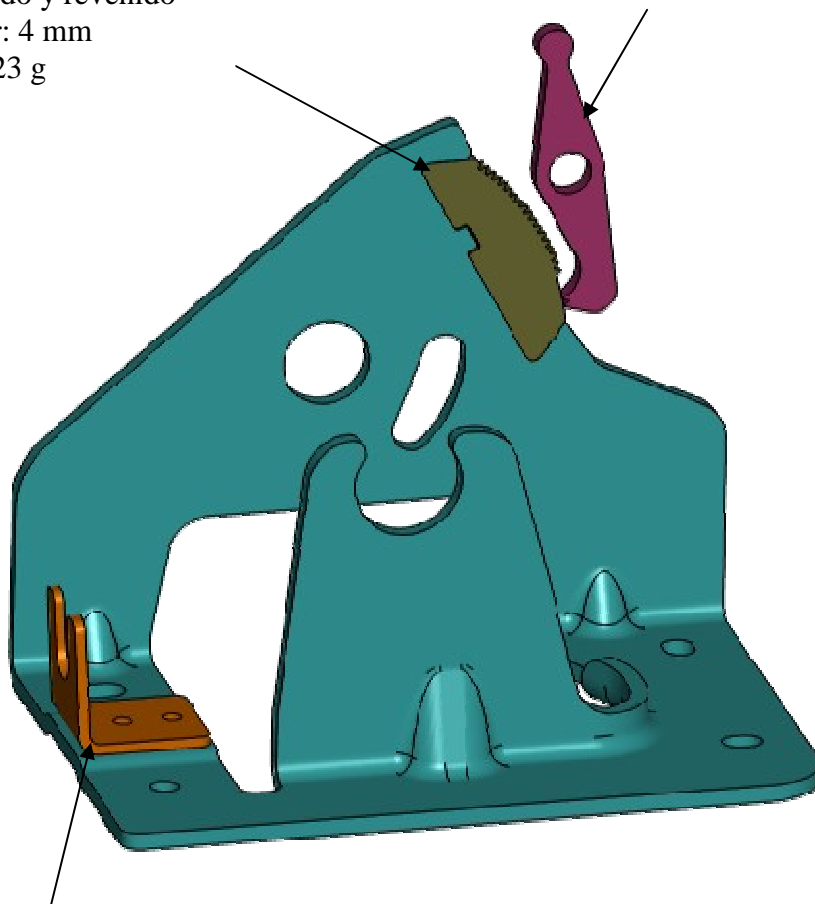
Material: C22 + carbonitrurado,
templado y revenido

Grosor: 4 mm

Peso: 23 g

Trinquete

Material: C22 +
carbonitrurado, templado y
revenido

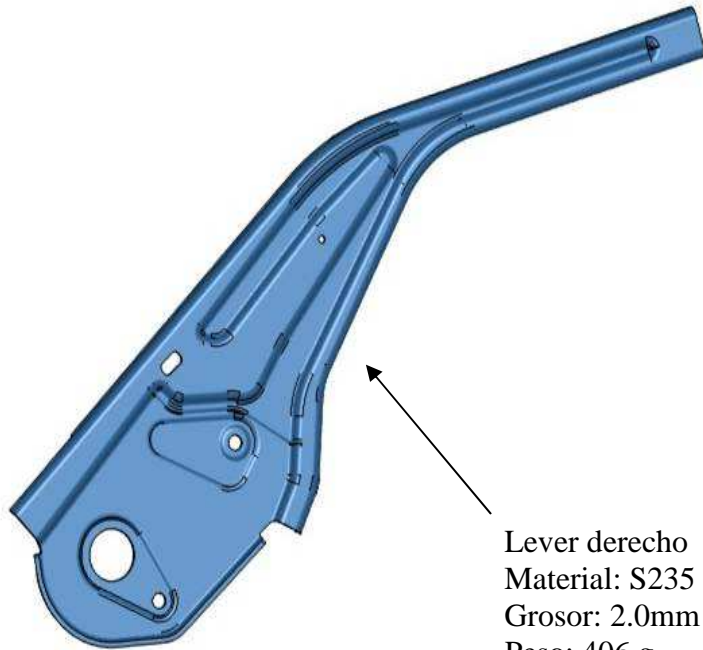


Placa de activación del SACS

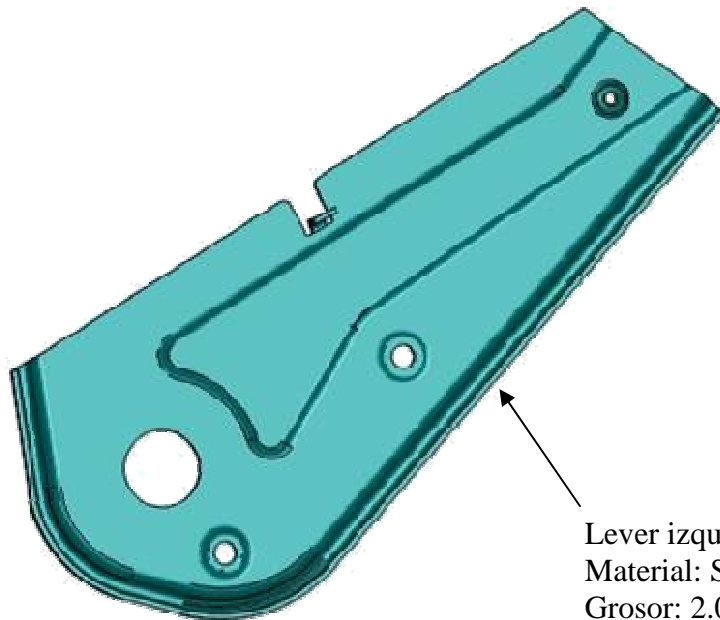
Material: S235 JR

Grosor: 2 mm

5.2. Lever .

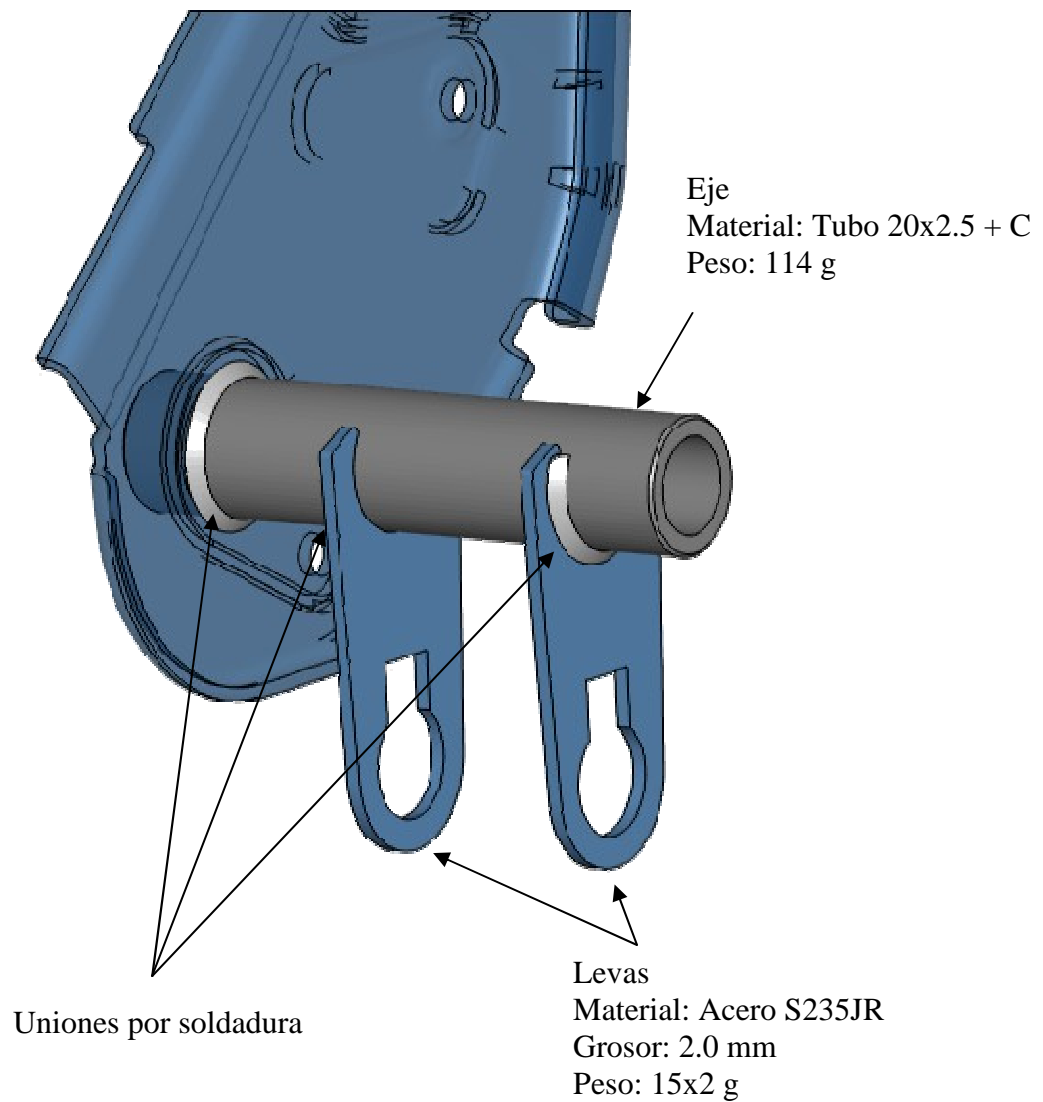


Lever derecho
Material: S235 JR
Grosor: 2.0mm
Peso: 406 g



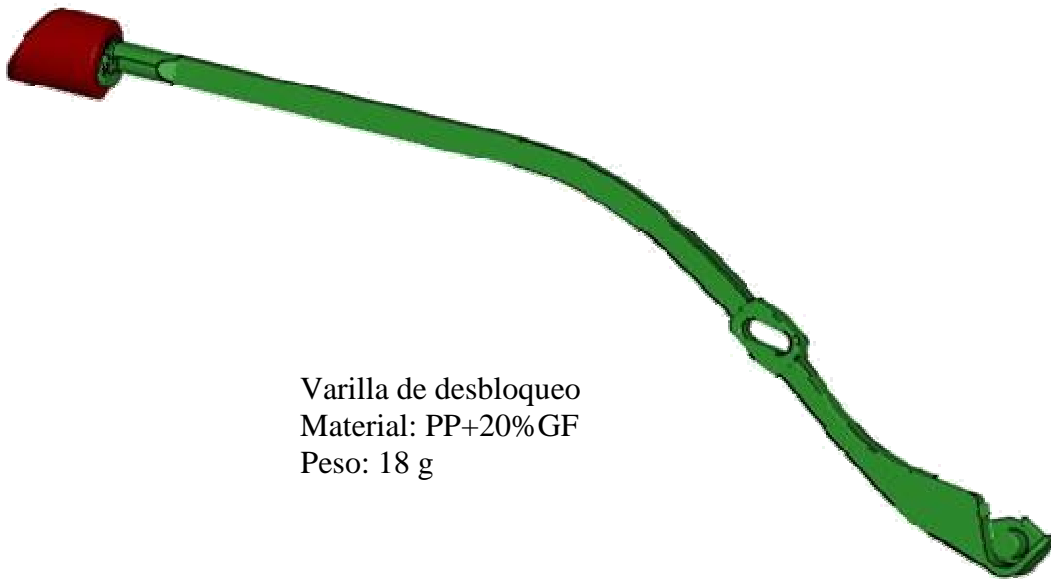
Lever izquierdo
Material: S235 JR
Grosor: 2.0mm
Peso: 179 g

5.3. Eje y levas.

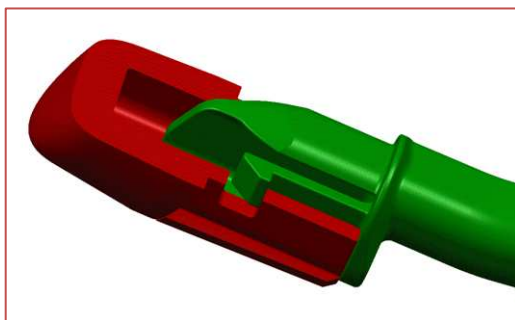


5.4. Botón y varilla.

Botón
Material: ABS
Peso: 3 g

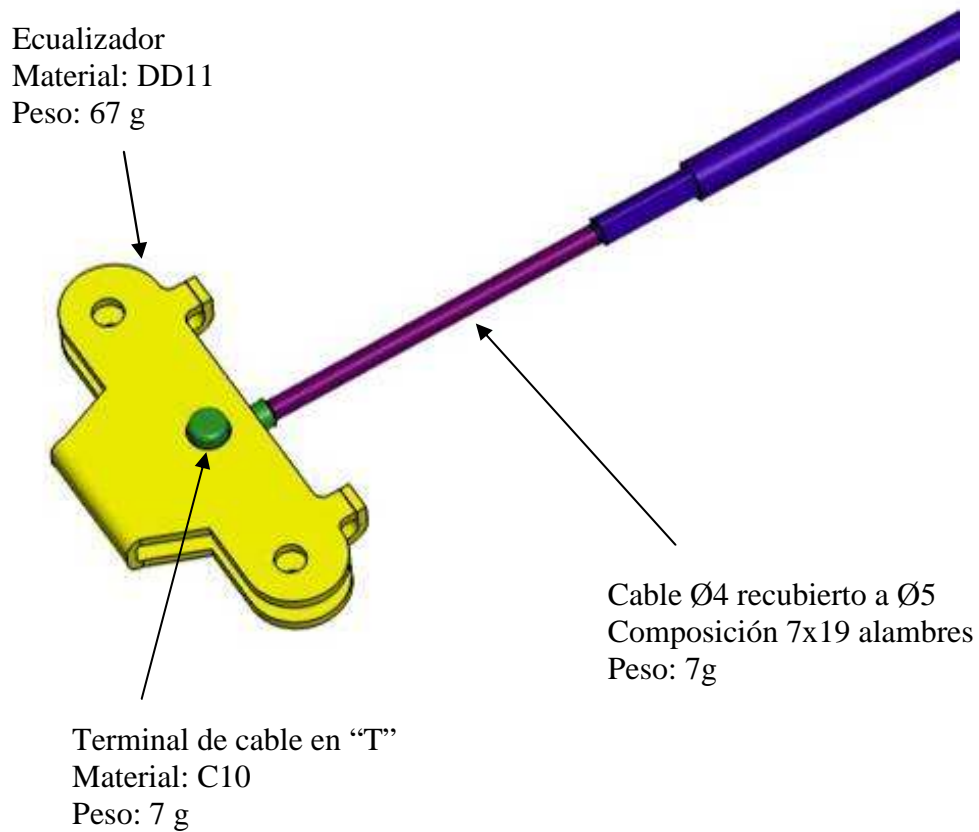


Varilla de desbloqueo
Material: PP+20%GF
Peso: 18 g

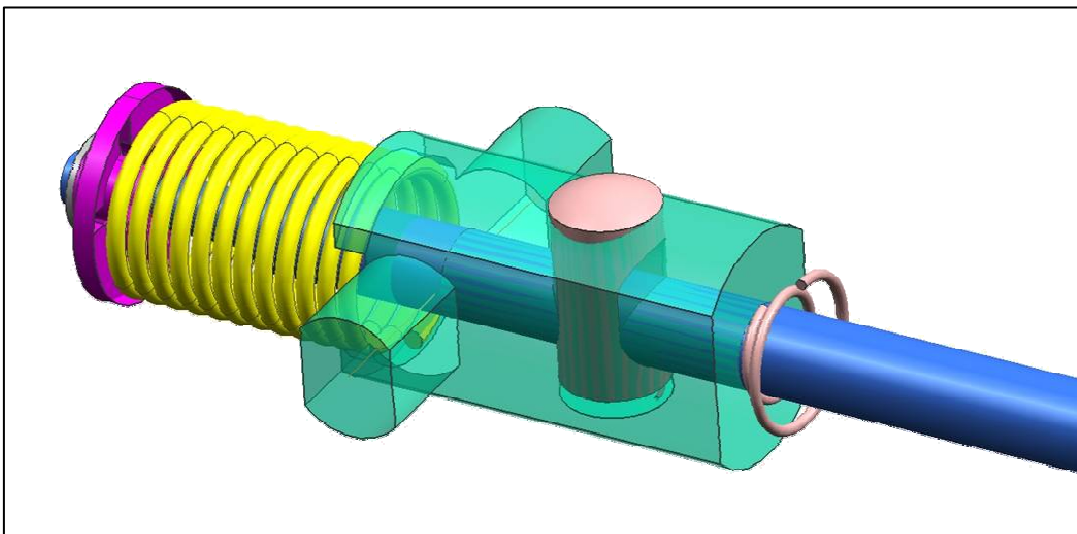
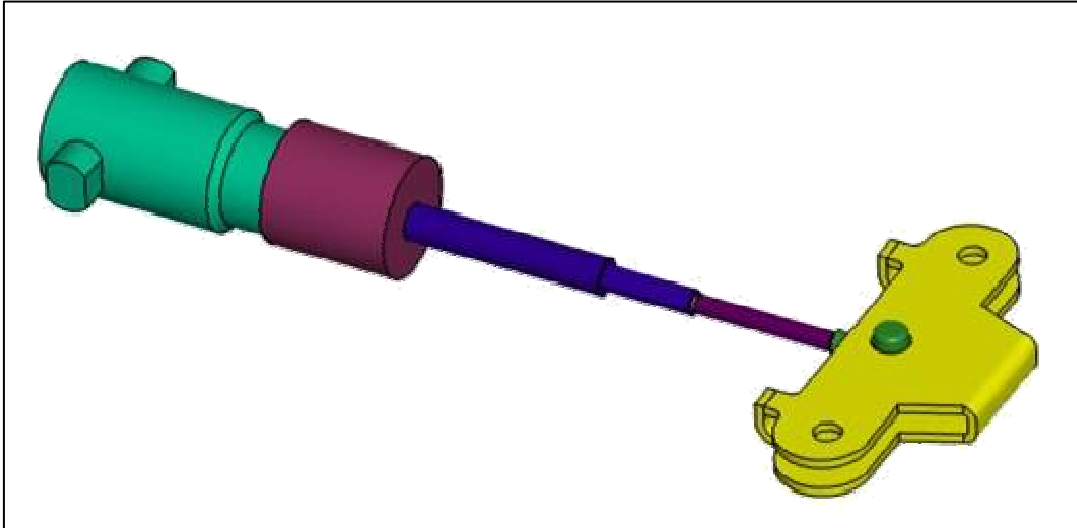


Fijación por clipado

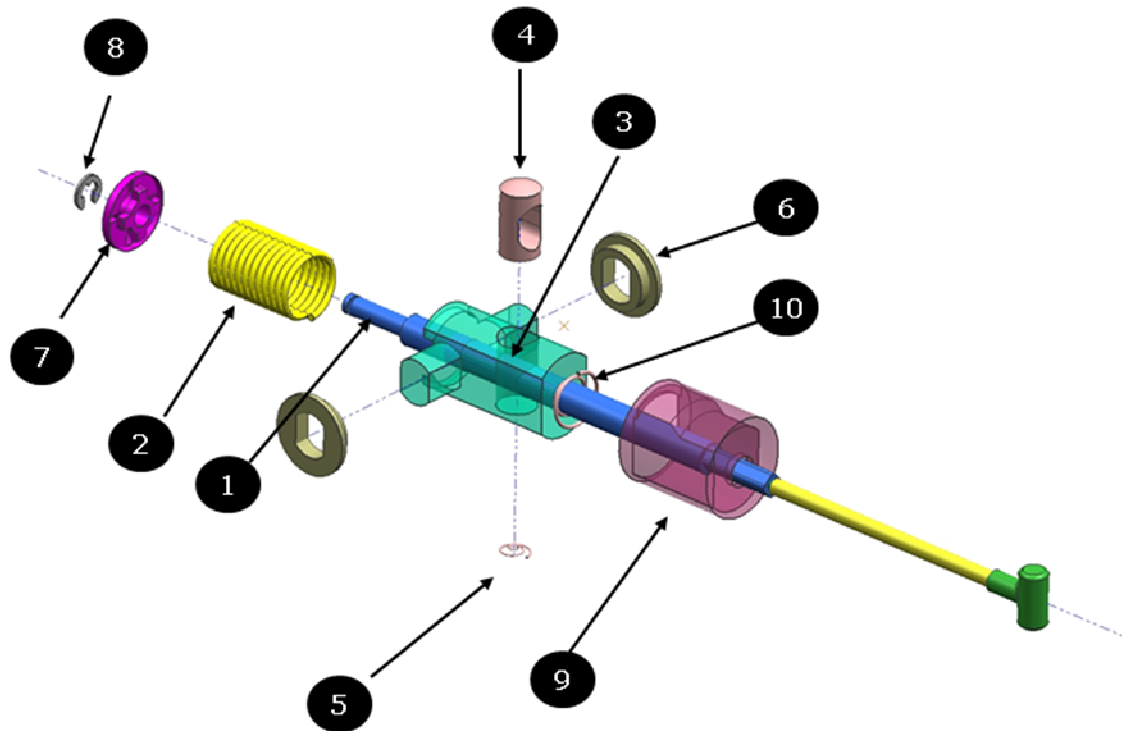
5.5. Cable primario y ecualizador



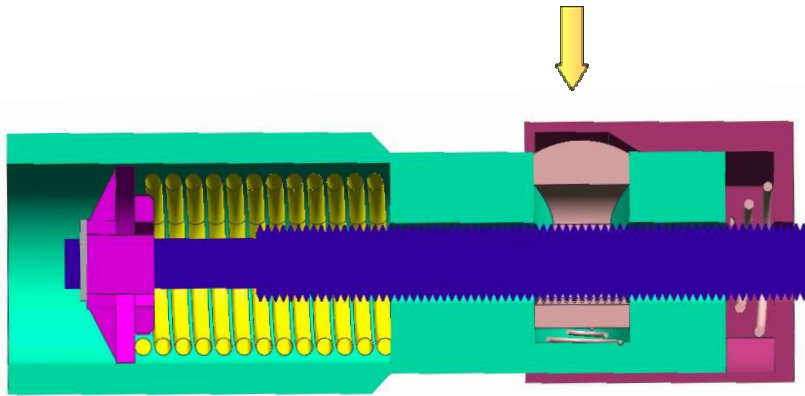
5.6. Sistema de autoajuste (SACS).



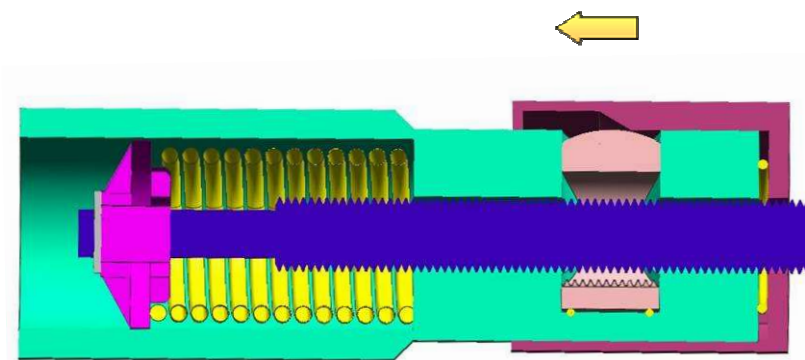
- Basado en el sistema de engrane tuerca-rosca
- Discreta
- Reducción de espacio
- Carrera muerta de 1,5 mm



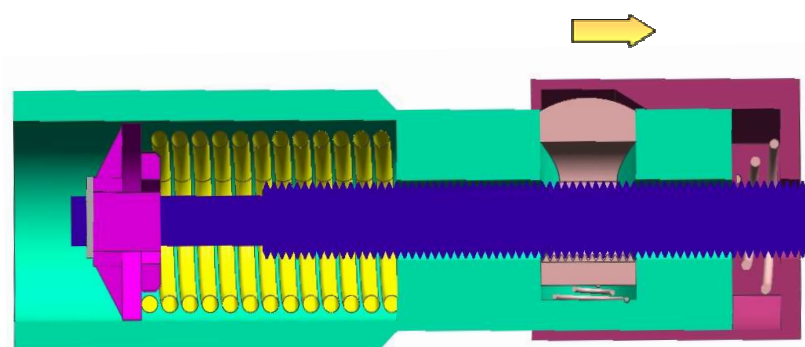
1. Varilla roscada
2. Muelle de ajuste
3. Carcasa
4. Botón roscadp
5. Muelle del botón
6. Casquillo
7. Tope plástico
8. Arandela
9. Actuador
10. Muelle del actuador



El botón está alojado en el rebaje de la carcasa empujado por el muelle inferior. Con lo cual, está engranado con la varilla, y ésta bloqueada.



La carcasa se desplaza hacia la izquierda, y el botón roscado se desplaza hacia abajo desengranando con la varilla, que queda libre.

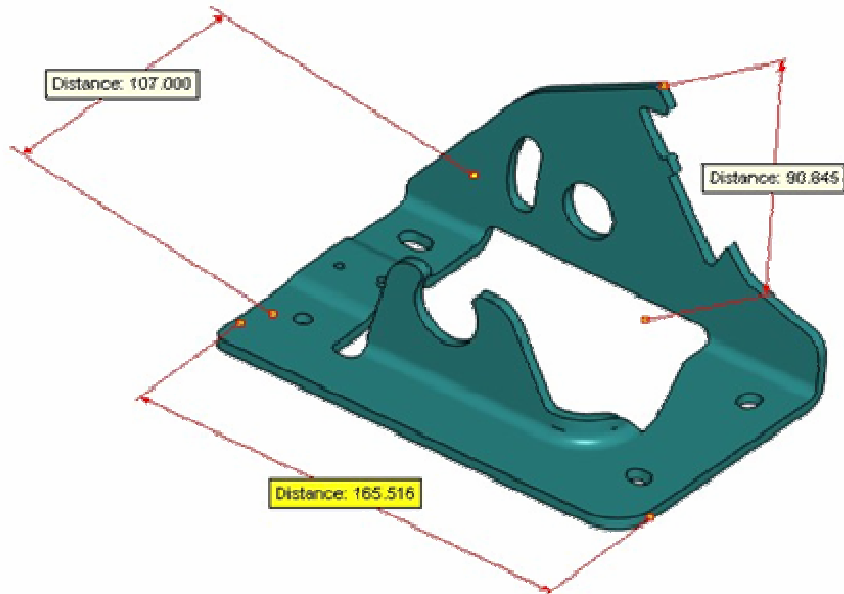


La carcasa vuelve hacia la derecha, el botón engrana con la varilla, y ésta queda bloqueada de nuevo.

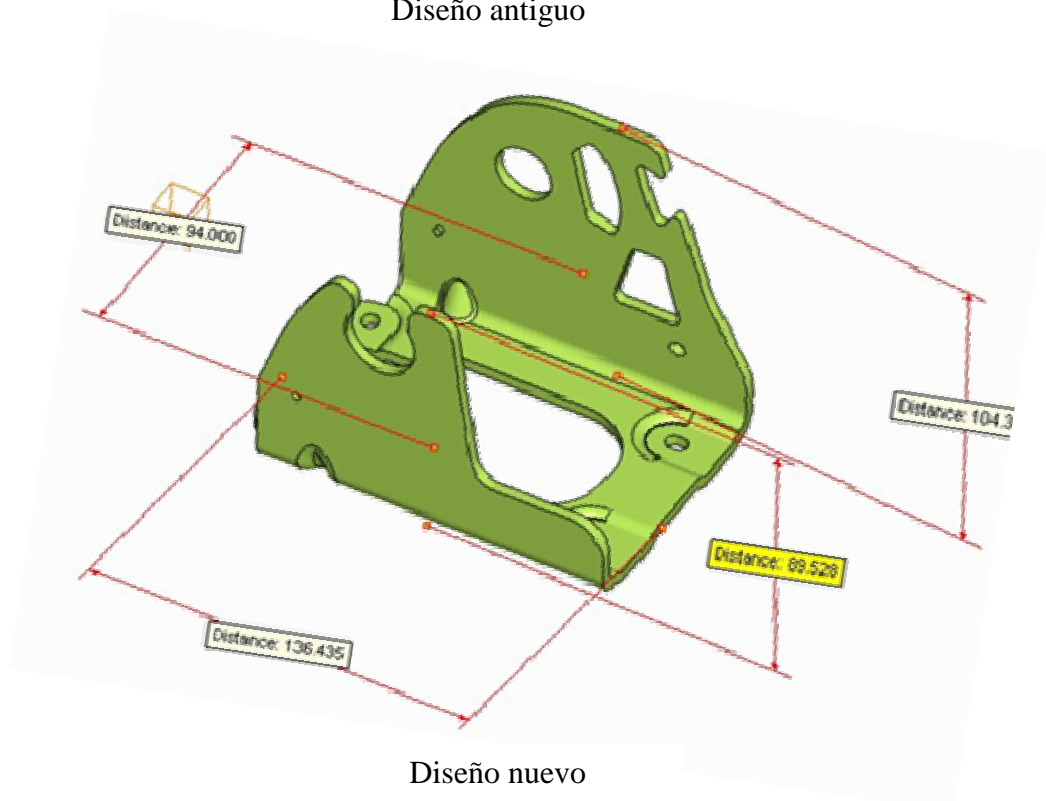
6. MODIFICACIONES Y DISEÑO FINAL

6.1. Placa base

La placa base la modificamos para conseguir más altura por temas geométricos con la consola y sus fijaciones.



Diseño antiguo

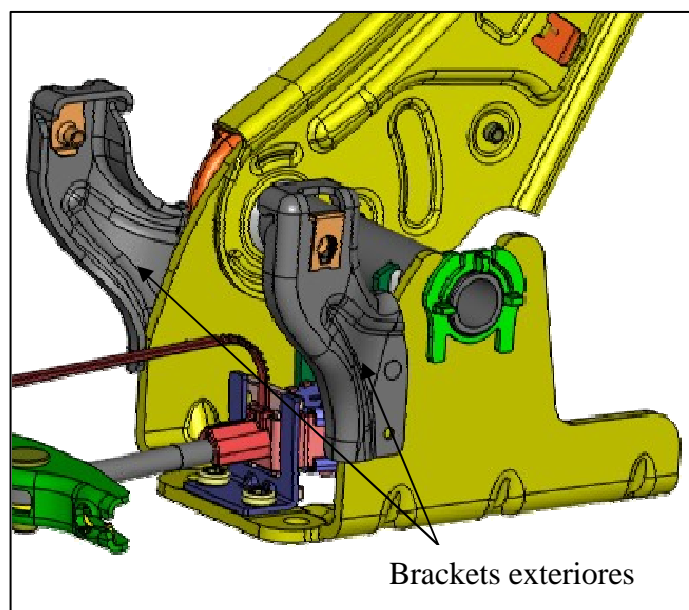
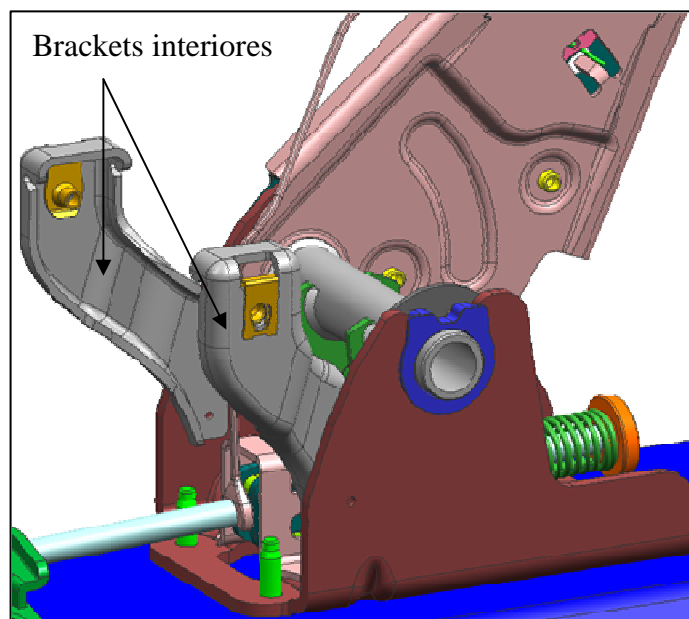


Diseño nuevo

6.1.1. Brackets

Se añaden 2 brackets en los laterales de la placa base para poder adaptar 2 fijaciones de la consola a petición del cliente.

Primero los brackets se diseñan para ser fijados por dentro de la placa base, pero en comunicación con el responsable de procesos en línea, nos recomienda que lo más idóneo sería fijarlos por la parte exterior.

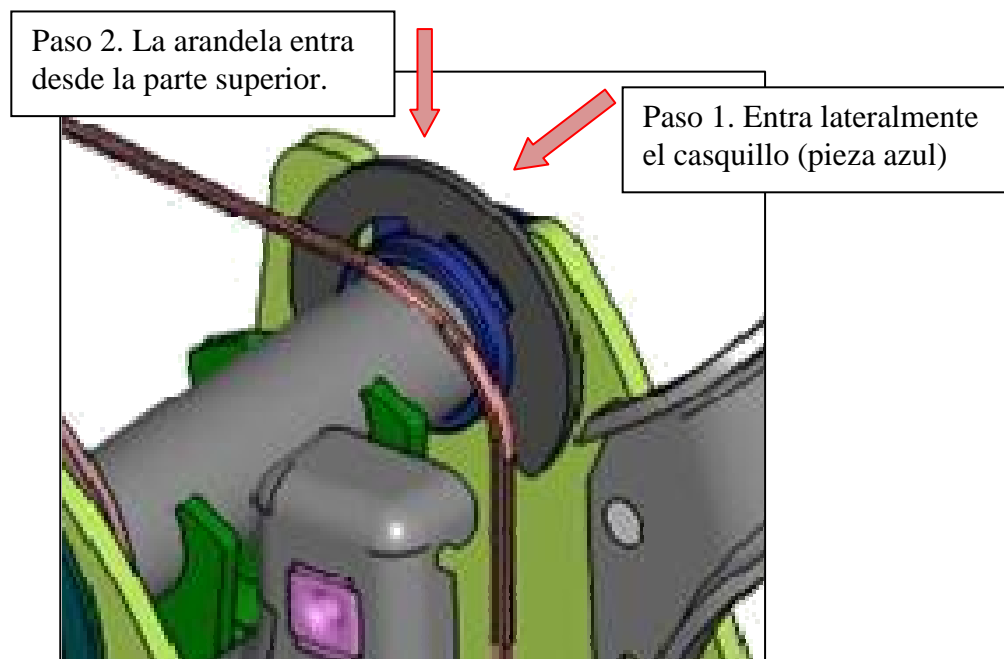


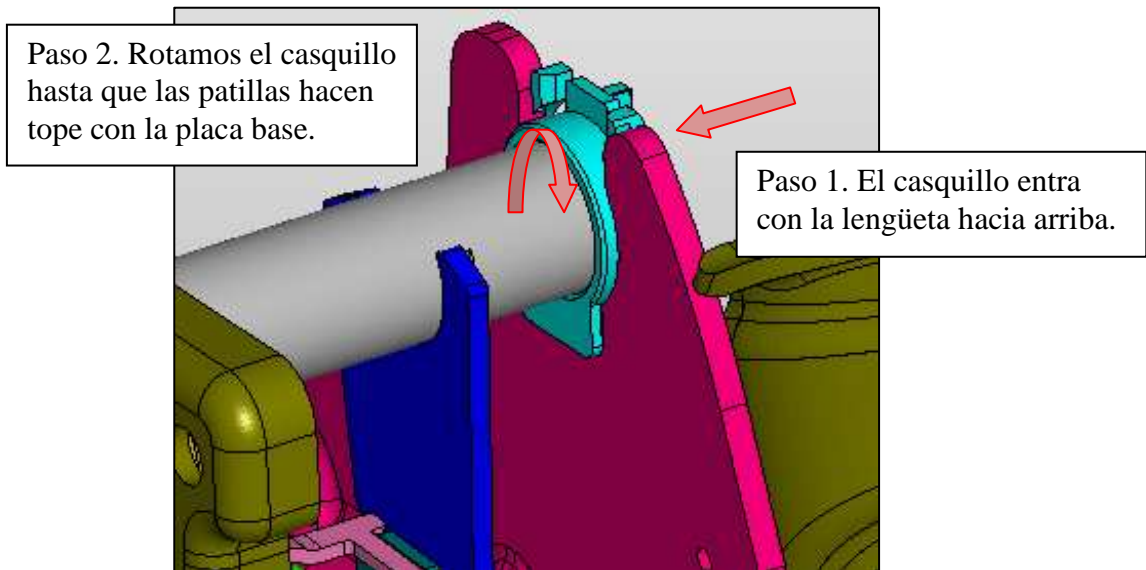
6.1.2. Casquillo de fricción eje-placa base

El casquillo de fricción se diseña inicialmente como el propio casquillo que entra lateralmente en el eje y posteriormente una arandela de presión que entra desde arriba, evita que tenga movimiento longitudinal a lo largo del eje. Con este diseño tenemos 2 procesos en línea y 2 piezas (casquillo + arandela).

Posteriormente se re-diseña el casquillo, consiguiendo un casquillo que entra con una lengüeta por el lado abierto de la placa base, y con un movimiento giratorio lo posicionamos con los clips, evitando así tanto el movimiento longitudinal, como el de rotación.

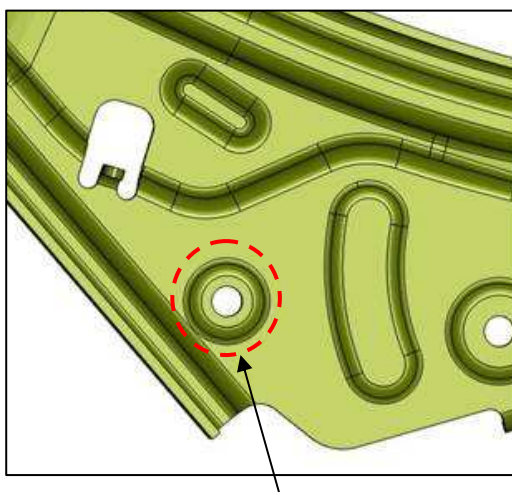
Conseguimos 1 sola pieza y 1 solo proceso.



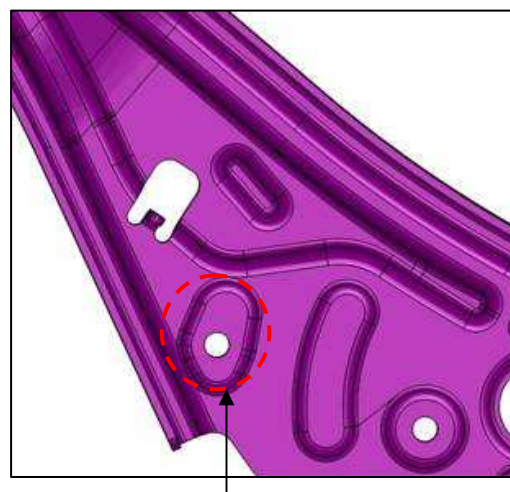


6.2. Lever.

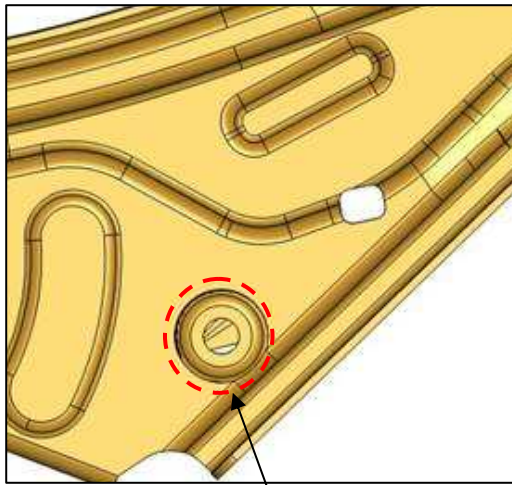
Se ha de ampliar la zona de estampación con el objetivo de reducir el juego del trinquete. Esta es una de las medidas que se ha tomado para evitar que el trinquete se salga de la varilla. La otra medida se encuentra en la siguiente página (en el apartado de la varilla).



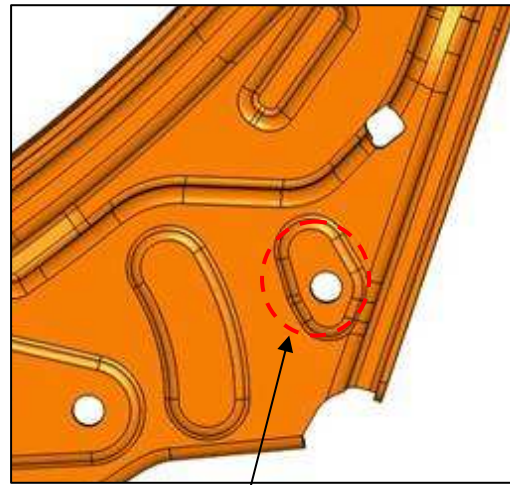
Área de estampación antigua



Área de estampación nueva



Área de estampación antigua

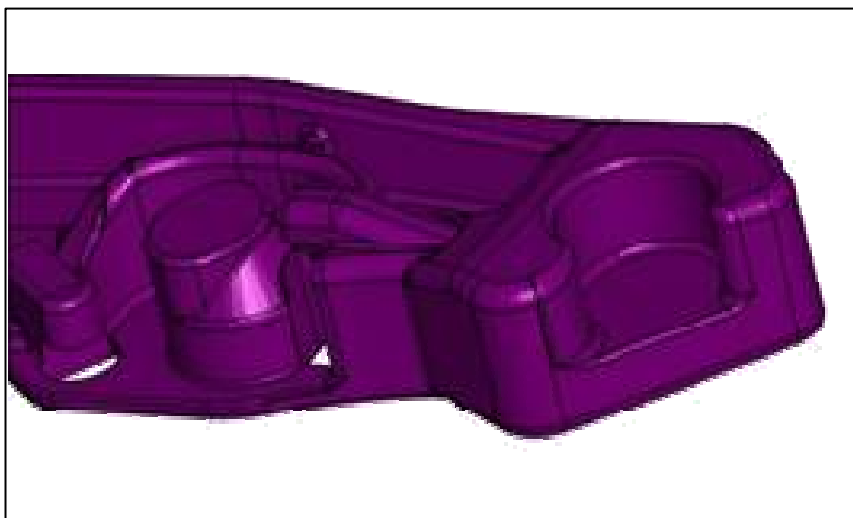


Área de estampación nueva

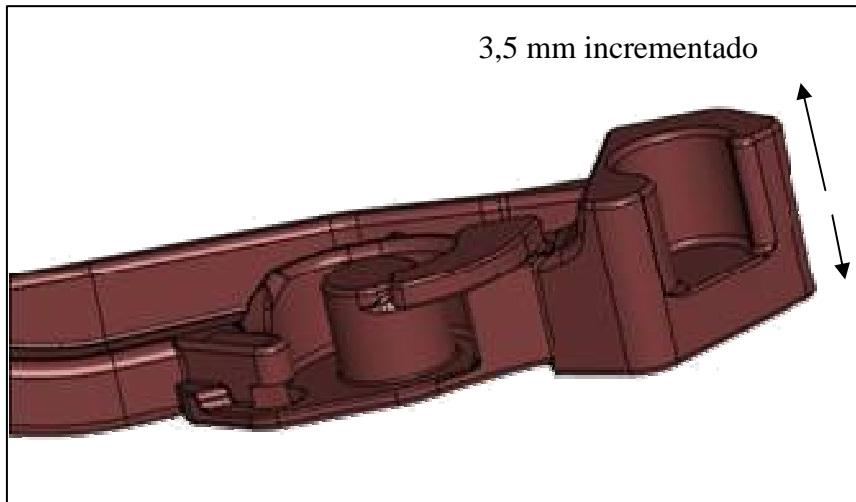
6.3. Varilla

6.3.1. Varilla-trinquete

La siguiente medida se ha tomado junto con la de la anterior página para evitar que el trinquete se salga de la varilla.



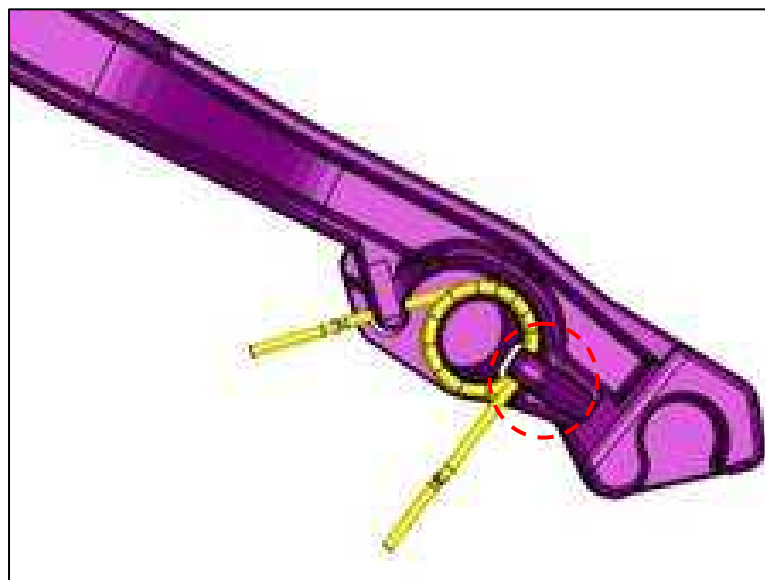
Diseño antiguo



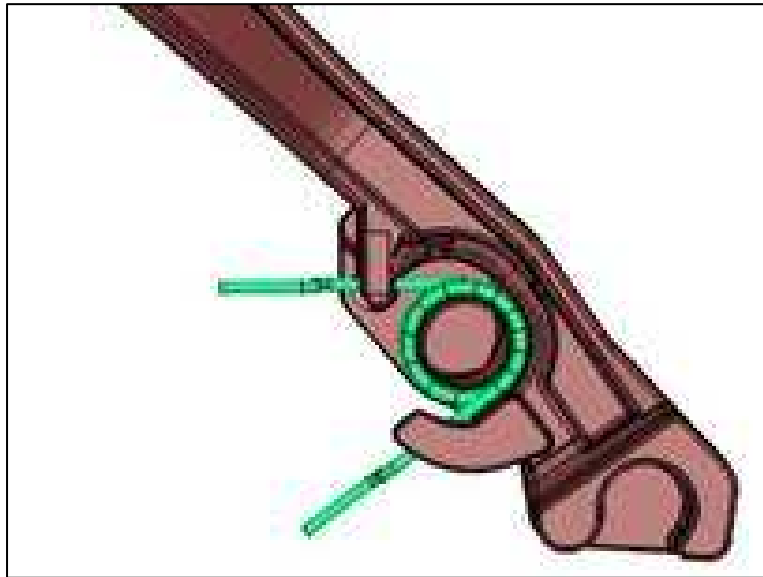
Diseño nuevo

6.3.2. Varilla-muelle de torsión.

Esta acción se ha llevado a cabo por el riesgo que existía de que el muelle de torsión se desplazara fuera de la varilla. Se ha modificado una de las patillas, dándole más superficie.



Diseño antiguo



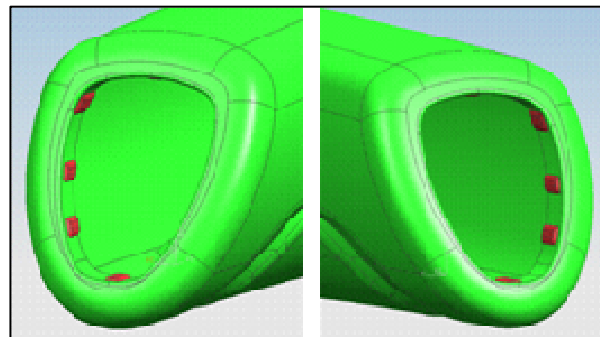
Diseño nuevo

6.4. Grip y botón

Como resultado de los ensayos de vibración, se ha decidido reducir el gap (holgura) que hay entre el botón y el grip, ya que esto es lo que produce la vibración, y por tanto, el ruido.



Diseño antiguo del grip



Diseño nuevo del grip. Añadidos nervios para reducir el gap existente.

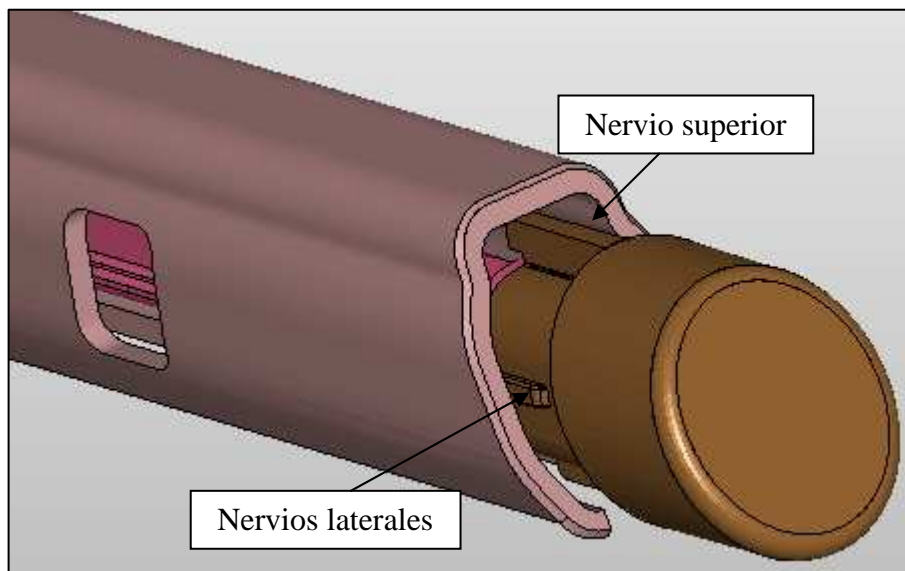
La siguiente modificación se ha hecho porque si el botón lo desplazamos lateralmente o hacia arriba, se corre el riesgo de que haga tope con el lever, debido a su geometría. Se le añaden 2 nervios laterales y 1 en la zona superior para solucionar el problema.



Desplazamiento hacia arriba



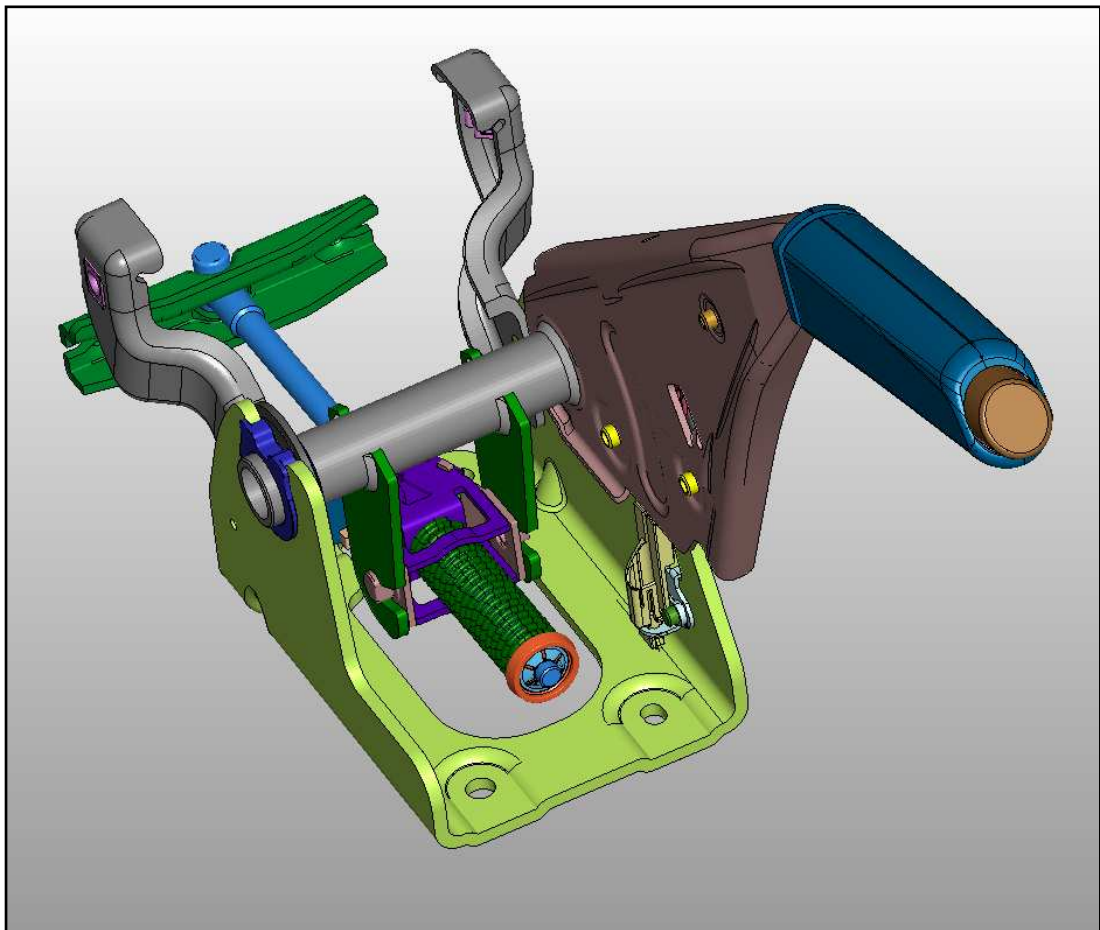
Desplazamiento lateral



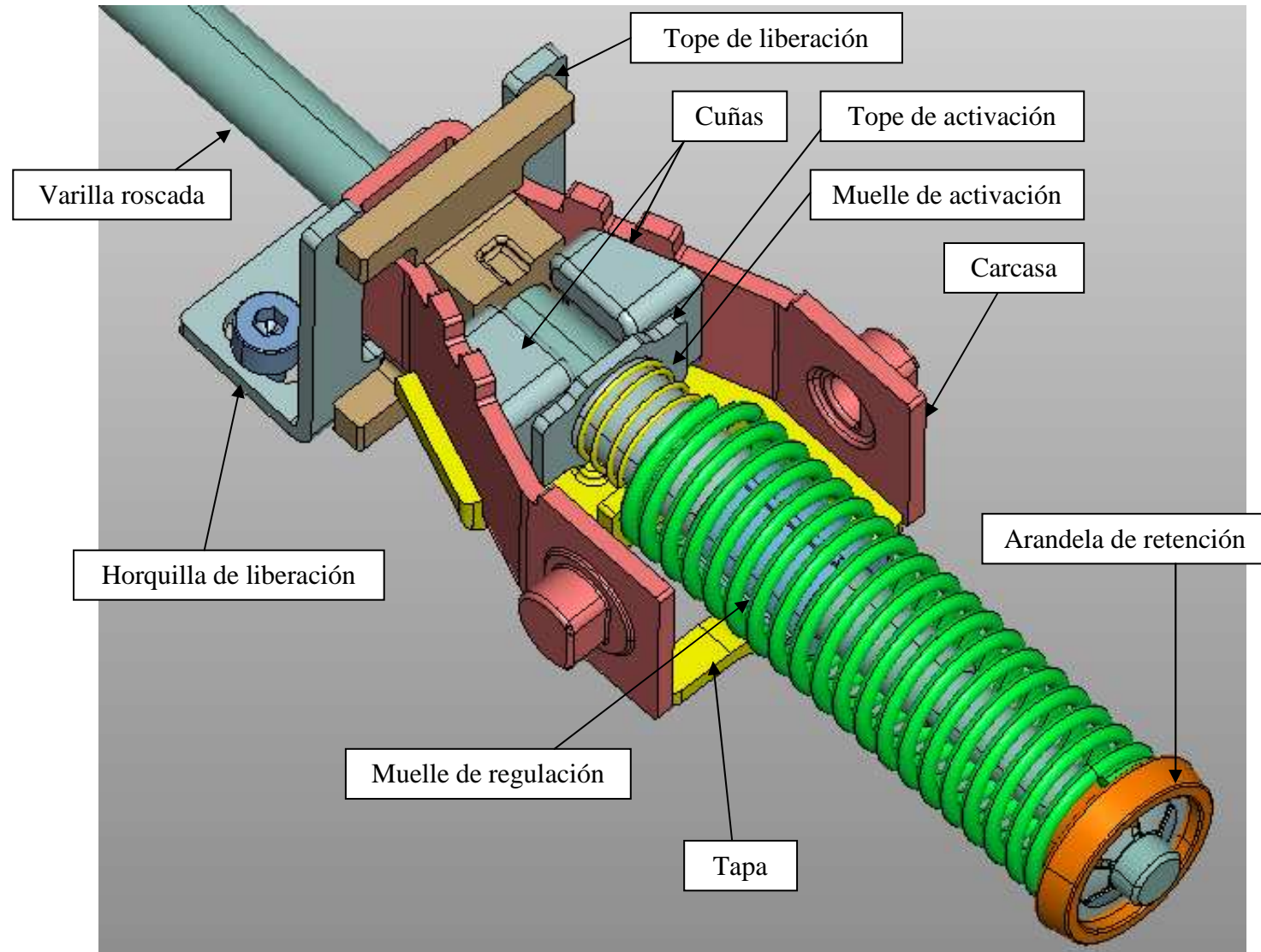
Diseño del botón nuevo (con el nerviado superior y lateral)

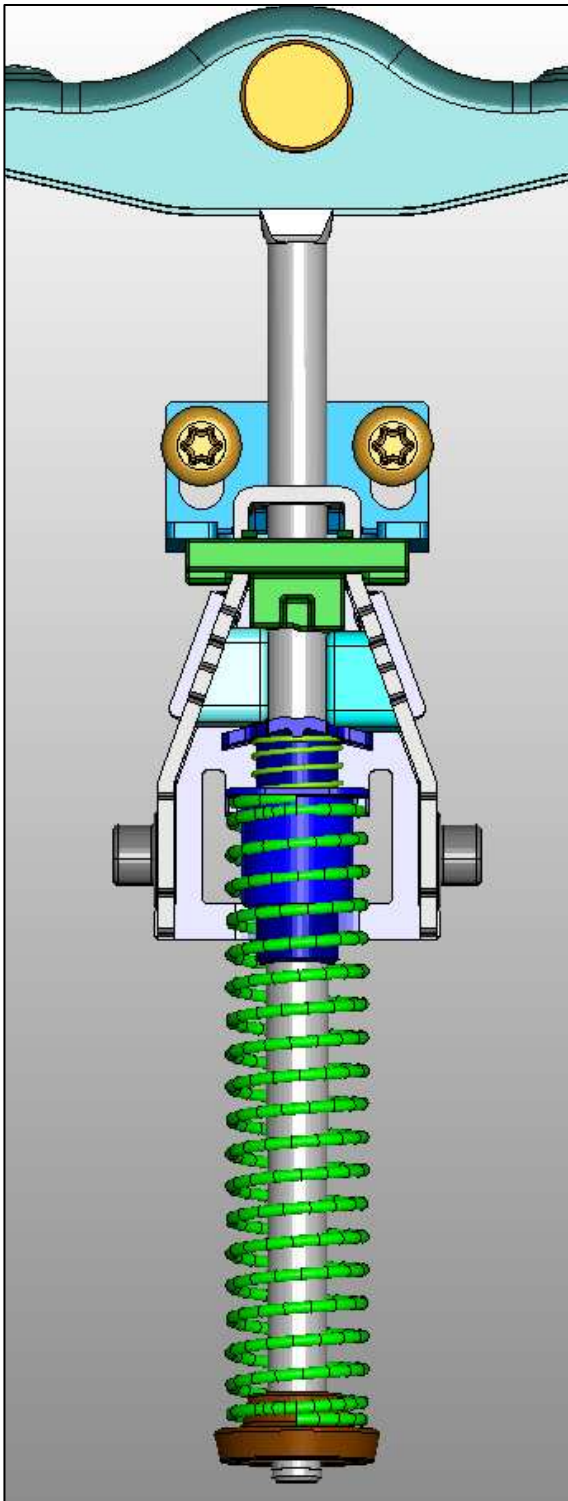
6.5. SACS

El sistema autoajustable se ha decidido cambiar, ya que después de consultar los FEAS, con cargas altas en el cable primario, no era lo suficientemente fiable. Se ha sustituido por el sistema detallado a continuación:

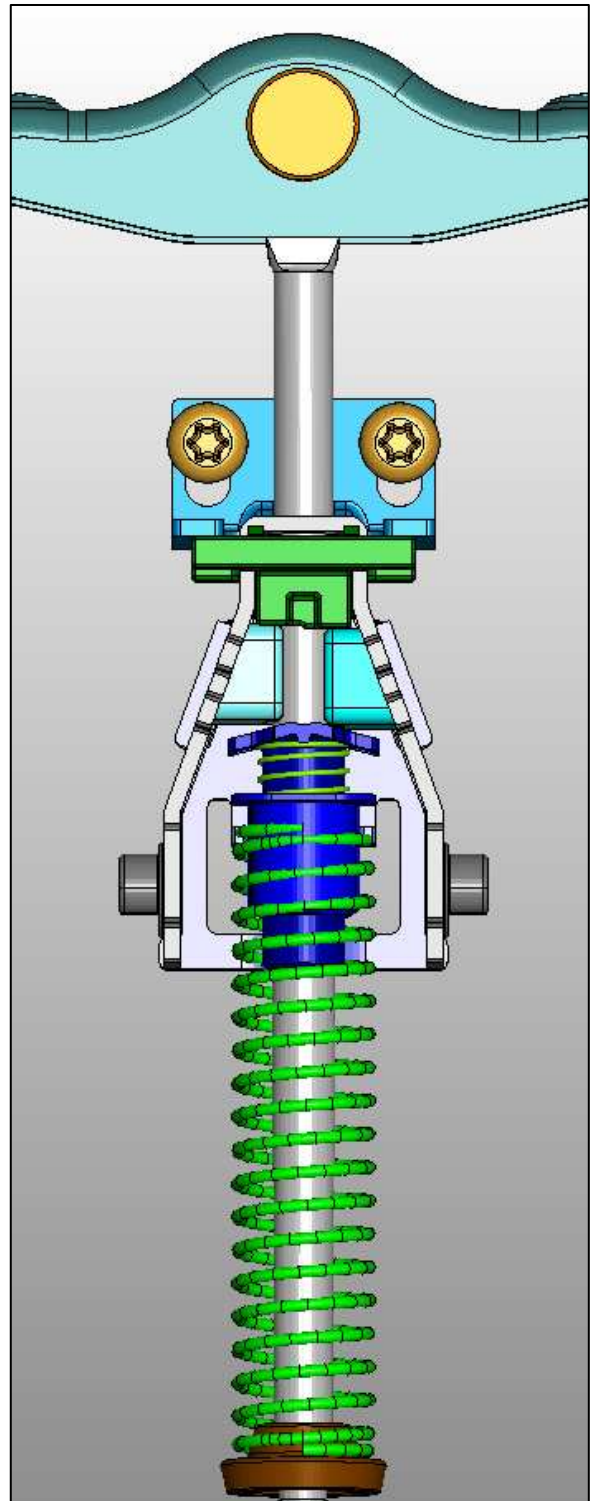


Conjunto de palanca + Nuevo SACS

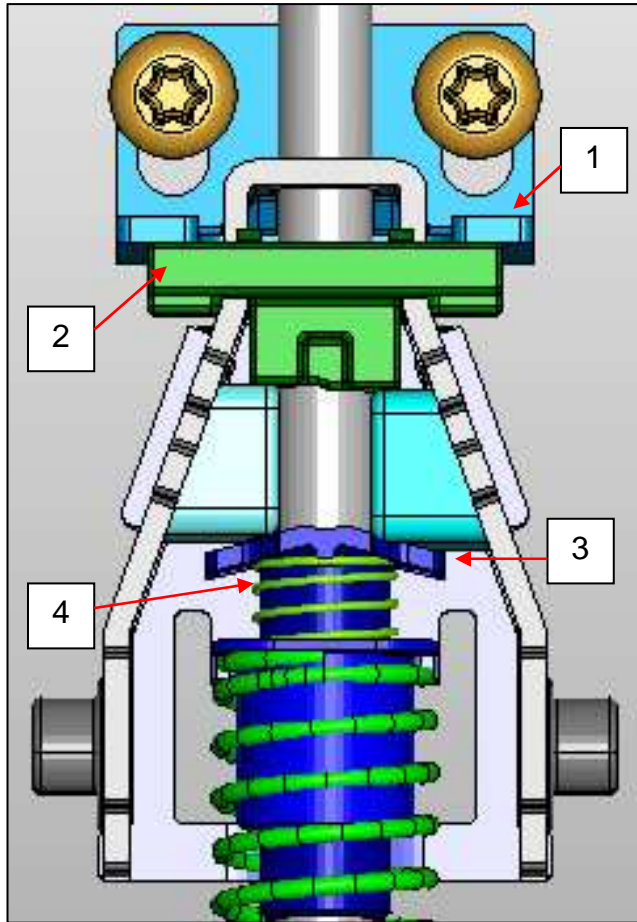




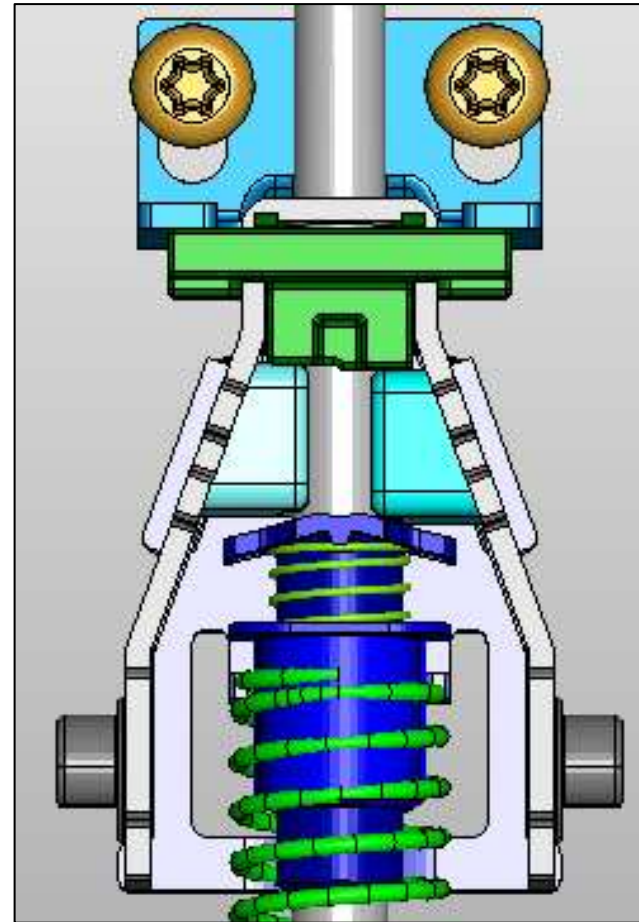
SACS desactivado. Palanca en posición reposo.



SACS activado. Palanca en posición de frenado.



Posición reposo. El tope 1 empuja al tope 2, que a su vez empuja las cuñas haciendo que se abran por la rampa de la carcasa. Éstas empujan el tope 3, comprimiendo el muelle 4.



Posición activado. El tope 1 deja de empujar al tope 2, actúa el muelle 4, empujando el tope 3, y éste a las cuñas, que engranan con la varilla por la rampa de la carcasa.

7. FEA

El FEA (Finit Elements Analysis) consiste en estudiar el caso teórico de tensiones sobre la palanca, cuando le aplicamos unas cargas determinadas en puntos concretos y en posiciones marcadas por las especificaciones de cliente y especificaciones de calidad. En este estudio, se podrá comprobar teóricamente si cumplimos con los requerimientos de cliente, o cuán alejados estamos de ellos. Lógicamente, después se compararán con los resultados prácticos obtenidos de los ensayos.

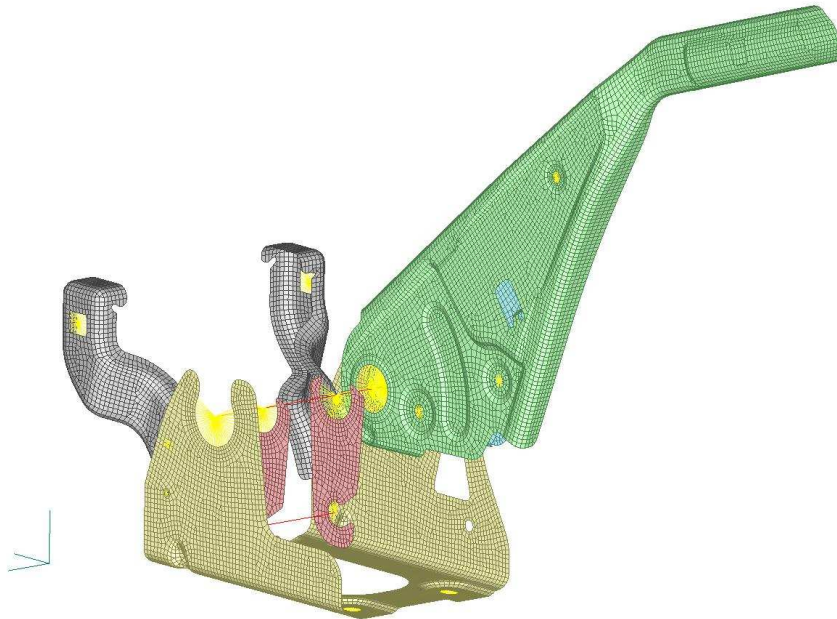
El programa con el que se ejecuta este estudio es el Catia, que utiliza el teorema de “Von Mises” para encontrar los puntos críticos.

7.1. Tipo de cálculo.

Los tipos de cálculo son los análisis no lineal estático. No lineales de materiales, elementos de contacto y grandes deformaciones en cuenta. FEA software utilizado es MSC.Nastran de la versión de Windows 2005.

7.2. Malla.

El ensamblaje de la malla, se hace utilizando elementos placa de NASTRAN, con cuadriláteros lineales. Consta de cuatro nodos y seis grados de libertad (DOF). Los pines y el eje se modelan con elementos de tipo barra. Cuenta con dos nodos y seis DOF. Las uniones entre los pines con las placas están modeladas con elementos de tipo rígido. Los contactos se han modelado con elementos de tipo GAP. Vista de la malla:



El tamaño por defecto para todos los elementos es de 2 mm.

El número total de nodos en el modelo FEA es 19900, y el número total de elementos de 19300. El ensamblaje hace referencia al sistema de coordenadas del vehículo. Sistemas de coordenadas locales para aplicar los límites y condiciones de carga.

7.3. Enlaces

Cuatro puntos en la placa base fijan el ensamblaje. Todos los nodos se sujetan en cada límite.

7.4. Límite y condiciones de carga

El análisis incluye 5 casos de carga y el de durabilidad con las siguientes condiciones:

Rigidez lateral

Se aplica una carga de 250N en el punto Q en la dirección "+Y". Antes se aplica en la dirección "-Y". La palanca estará posicionada al 50% de su carrera total (22°). En el cable, según las condiciones de vehículo, tendrá una carga de 1600 N.

Maximum Functional Input Force (tracción)

Se aplica una carga de 660N en el punto Q en la dirección "+Z", la carga estará inclinada 15 grados en la dirección del conductor. El cable estará fijo. La palanca estará posicionada al 50% de su carrera total (22°).

Maximum Functional Input Force (compresión)

Se aplica una carga de 660N en el punto Q en la dirección "+Z", la carga estará inclinada 15 grados en la dirección del conductor. El cable estará fijo. La palanca estará posicionada al 50% de su carrera total (22°).

Maximum Tensile Load

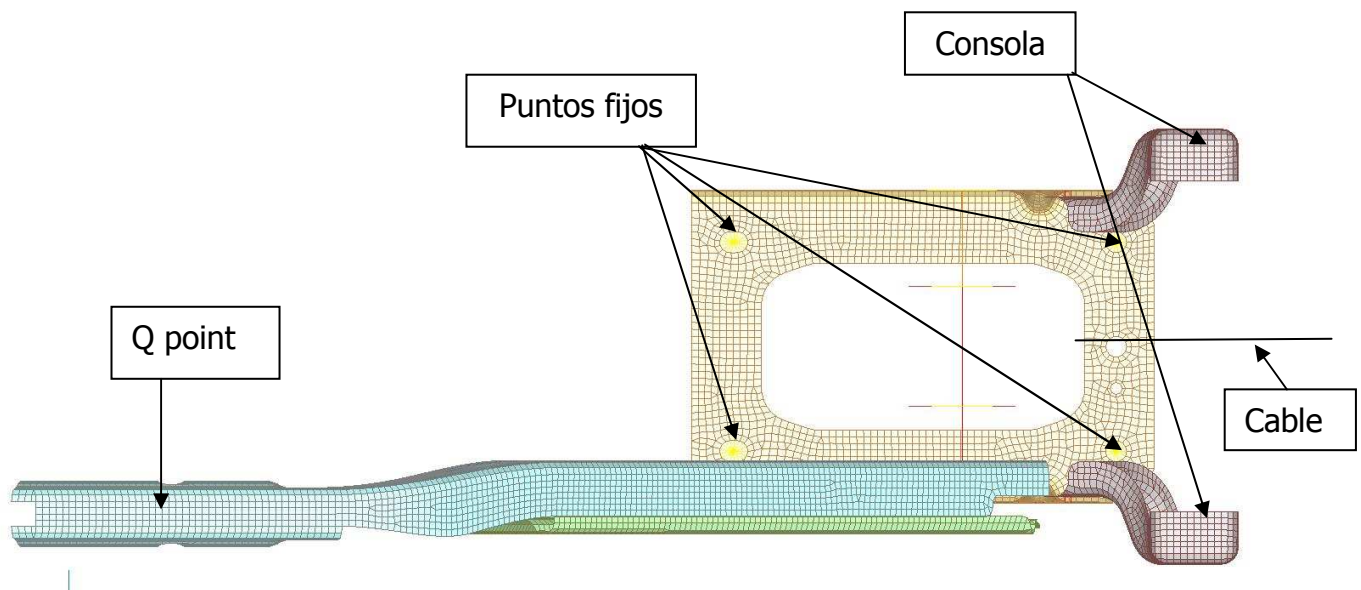
Se le aplica una carga de 850N en el punto Q en la dirección "+Z". La palanca estará posicionada al 100% de la carrera total (44°).

Maximum Compression Load

Se le aplica una carga de 500N en el punto Q en la dirección "-Z". La palanca estará en posición de reposo.

Durability test

Se le aplica una carga de 350N en el punto Q en la dirección “+Z”, la carga estará inclinada 15° en la dirección del conductor. El cable estará fijo. La palanca estará posicionada al 50% de su carrera total (22°).



Vista de las condiciones de límite y carga

7.5. Características del material

Placa base, lever, cover y brackets:

Material:	S275JR
Módulo de Young:	210000 MPa
Coefficiente de Poisson:	0.30
Densidad:	7.85 g/cm ³
Límite elástico:	275 MPa
Límite de rotura:	430 MPa
Elongación de rotura:	>22%

Serreta y trinquete:

Material:	Acero C22 EN 10083-2
Módulo de Young:	210000 MPa
Coefficiente de Poisson:	0.30
Densidad:	7.85 g/cm ³
Límite elástico:	340 MPa
Límite de rotura (tratamiento térmico):	1955 MPa

Pines y eje:

Material:	Acero CQ15 DIN 1654
Módulo de Young:	210000 MPa
Coefficiente de Poisson:	0.30
Densidad:	7.85 g/cm ³
Límite elástico:	440 MPa

7.6. Nomenclaturas

Parte	Material	Peso	Modelado	Características físicas	Tamaño elemento
Lever	Acero S275JR	393 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 2mm	2 mm
Cover	Acero S275JR	158 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 1.5mm	2 mm
Bracket	Acero S275JR	2x 82 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 2.5mm	2 mm
Placa base	Acero S275JR	696 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 4mm	2 mm
Leva	Acero S275JR	2x 35 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 3mm	2 mm
Serreta	Acero C22	22 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 4mm	2 mm
Trinquete	Acero C22	18 g	Cuadrilátero lineal	Grosor = 4mm	2 mm
Eje	Acero CQ15	102 g	Barra	Diámetro = 20 mm Grosor = 2.5mm	--
Pines	Acero CQ15	10 g	Barra	Diámetro = 10 mm	--

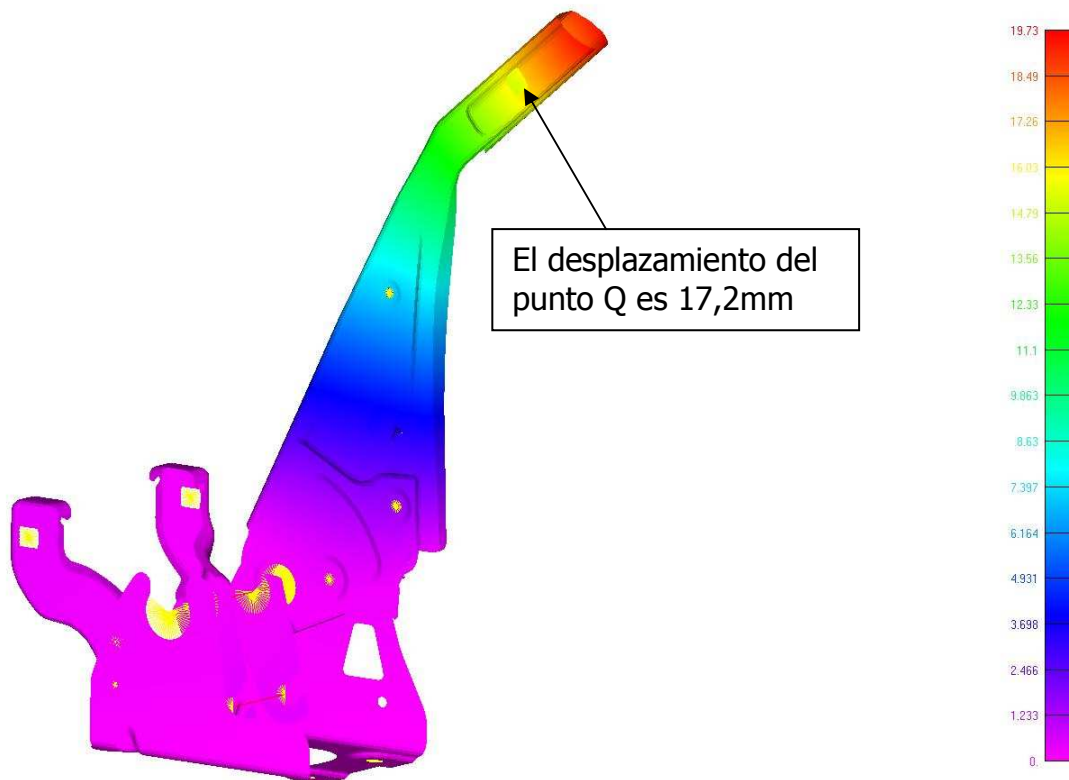
7.7. Resultados y análisis

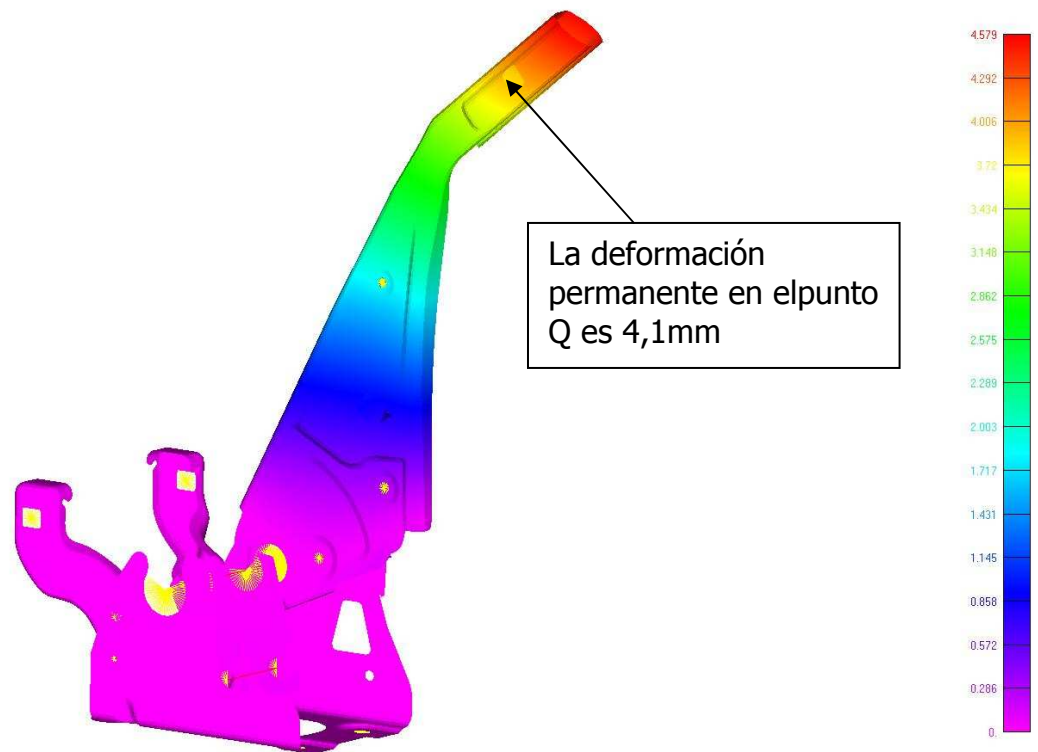
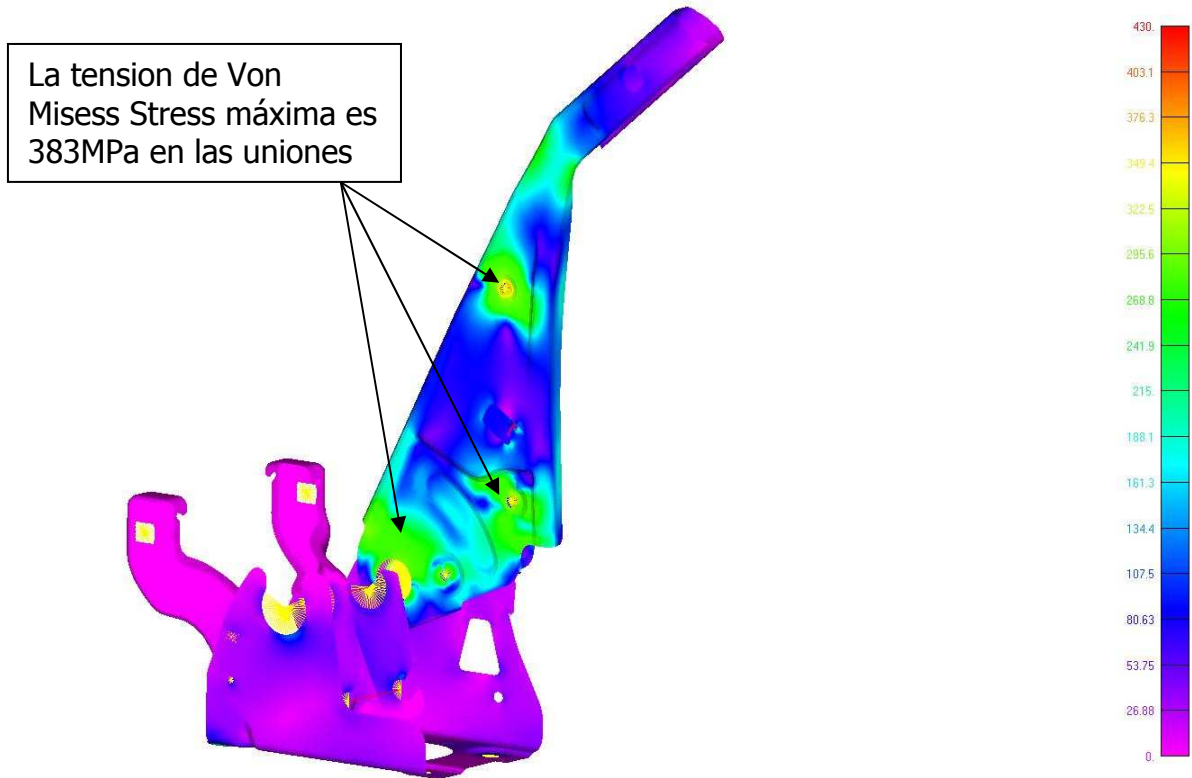
7.7.1. Caso 1: Lateral Rigidity

Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

Carga	Dirección	Requerido	Desplazamiento total	Deformación permanente
250 N	Izquierda	< 20 mm	17.2 mm	4.1 mm
	Derecha	< 20 mm	15.0 mm	3.0 mm

En este caso, se estudia el sistema cuando se aplica la carga lateral. La palanca está en el 50% del total de la carrera. El desplazamiento máximo es 13.8mm. Las tensiones obtenidas están por debajo de la tensión de la fractura.



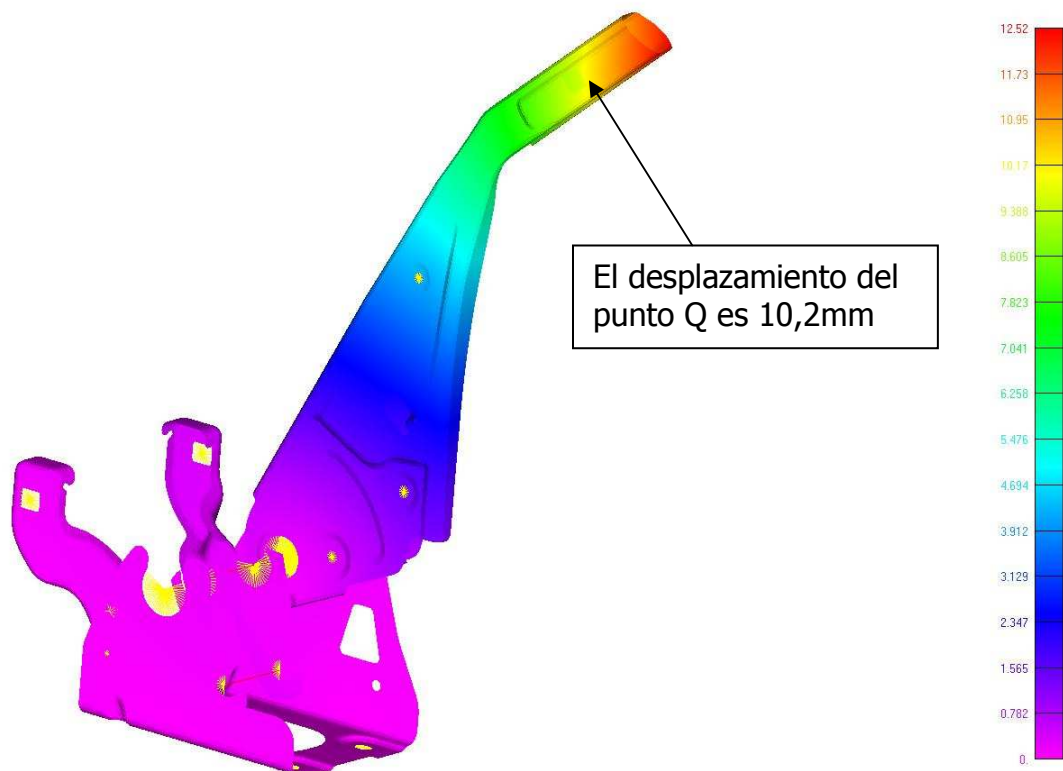


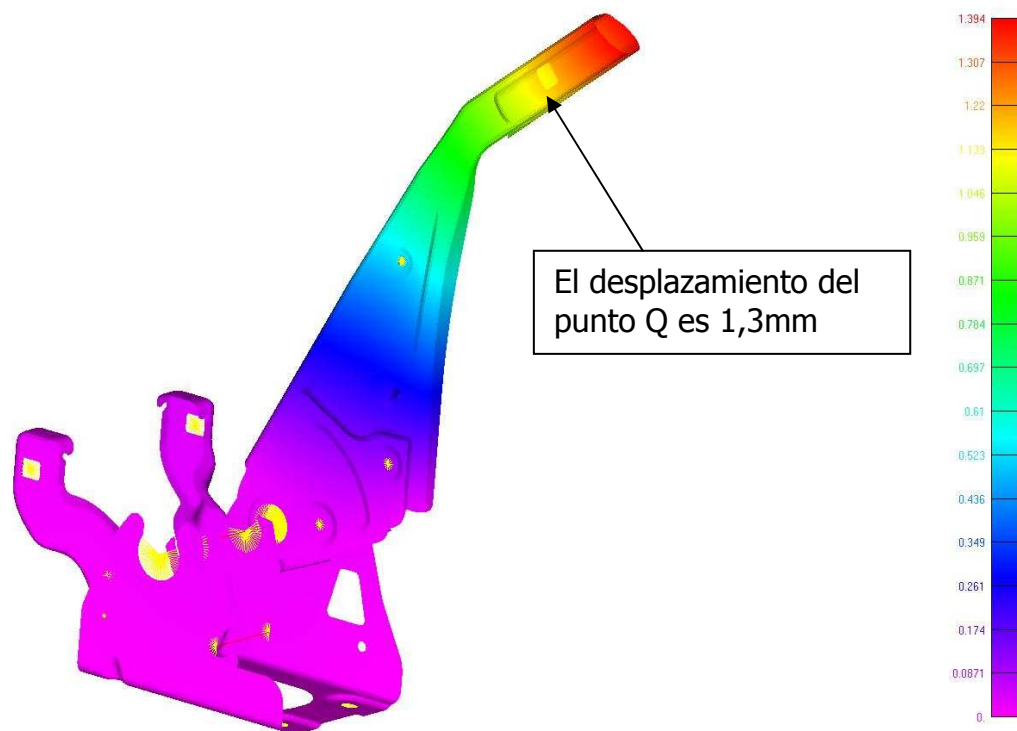
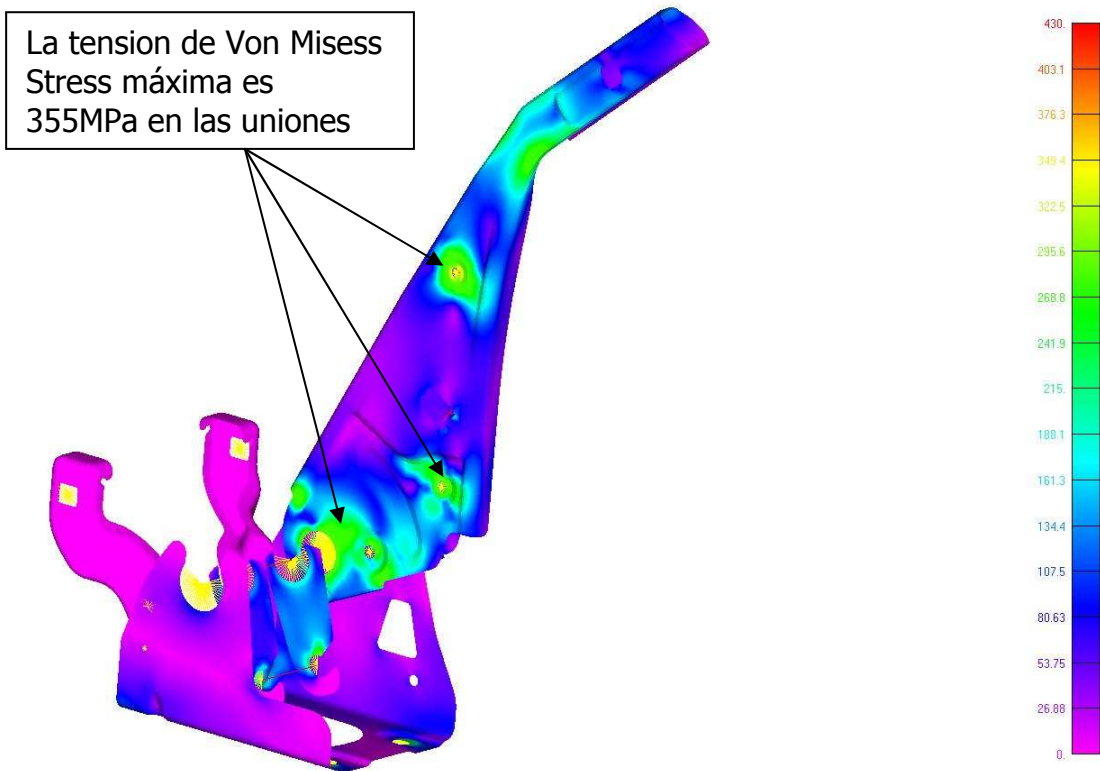
7.7.2. Caso 2: Maximum Functional Input Force (tracción)

Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

Carga	Requerimiento	Desplazamiento total	Deformación permanente
660 N	Funcional	10.2 mm	1.3 mm

En este caso, se estudia el sistema cuando se aplica la carga hacia arriba, con la palanca en posición intermedia. El desplazamiento total es 10,2 mm. El sistema es completamente funcional. En la imagen, la tensión de Von Mises está representada. Las tensiones obtenidas están por debajo de la tensión de la fractura.



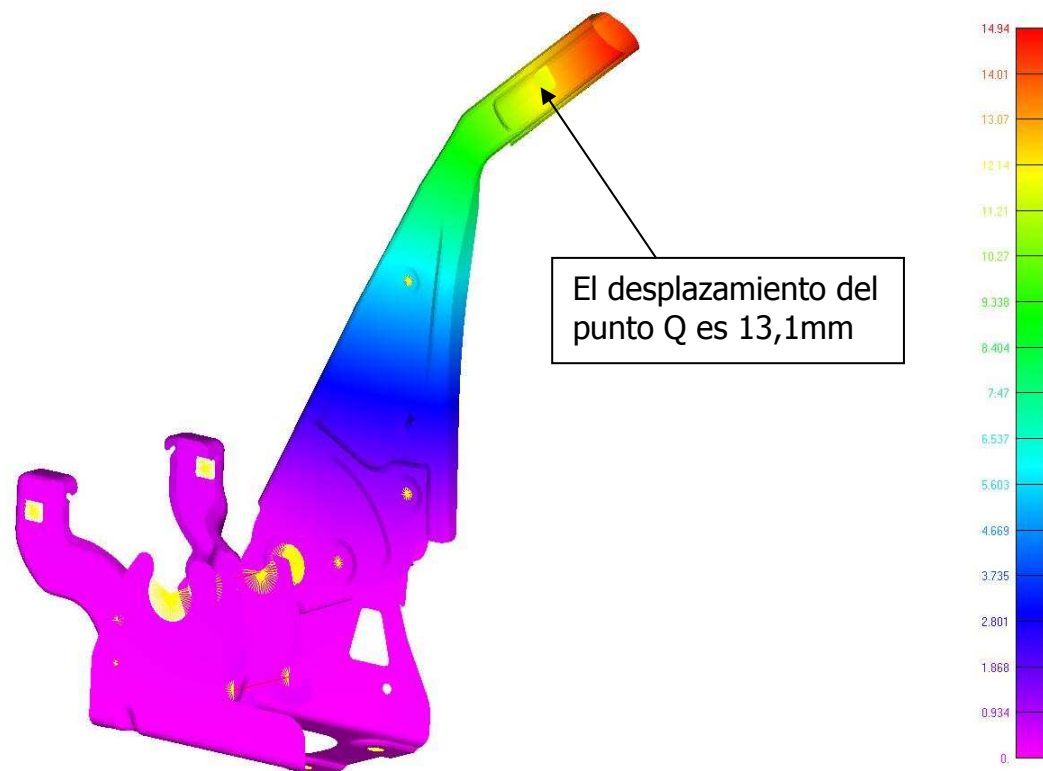


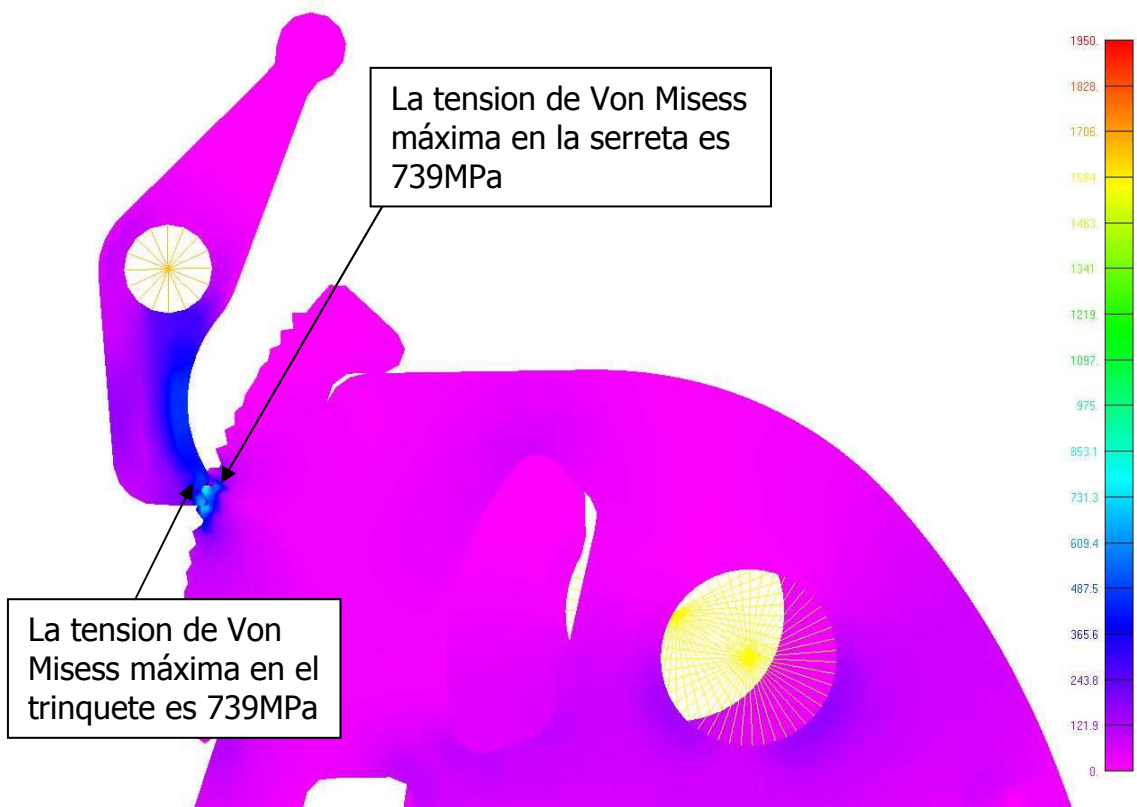
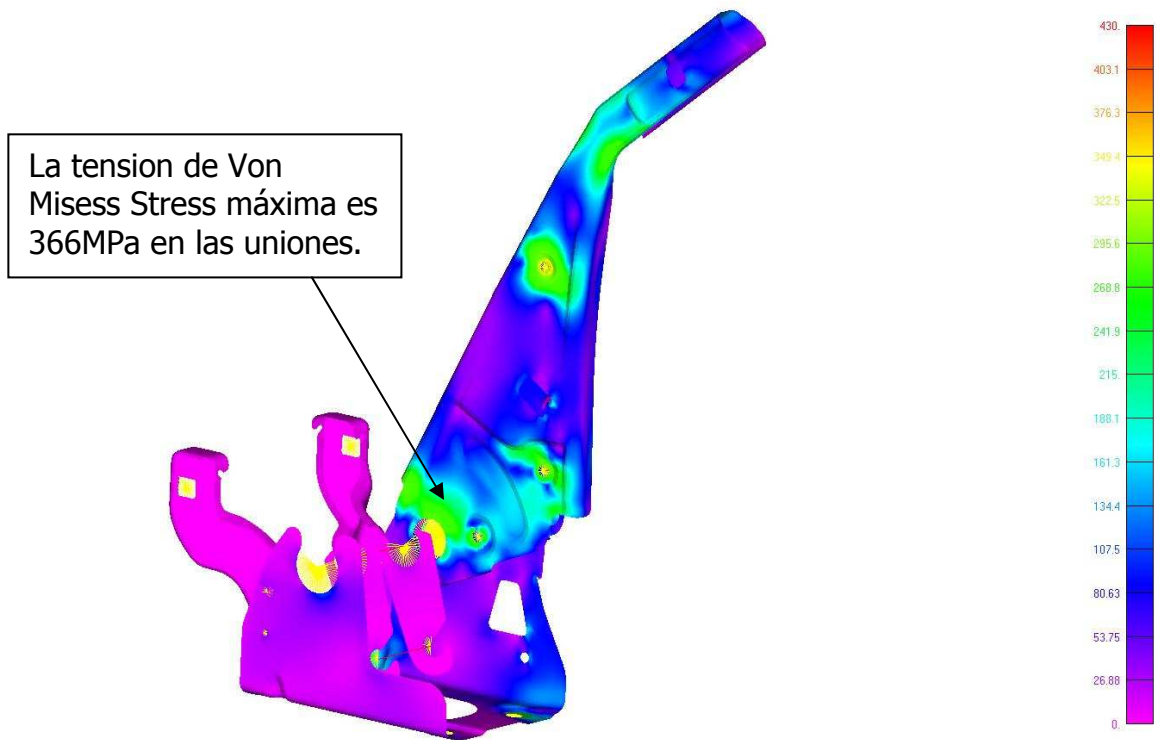
7.7.3. Caso 3: Maximum Functional Input Force (compresión)

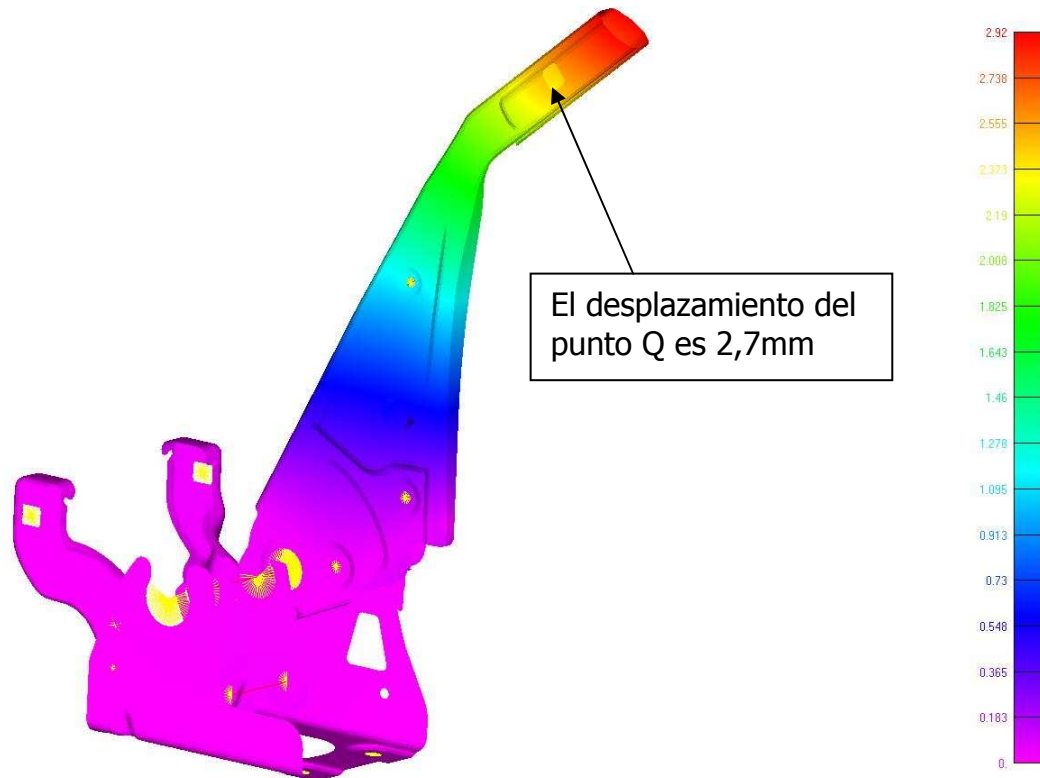
Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

Carga	Requerimiento	Desplazamiento total	Deformación permanente
660 N	Funcional	13.1 mm	2.7 mm

En este caso, se estudió el sistema cuando se aplica la carga a compresión. Las deformaciones total y permanente son 2.7mm. El sistema es completamente funcional. Las tensiones obtenidas están por debajo de la tensión de la fractura.





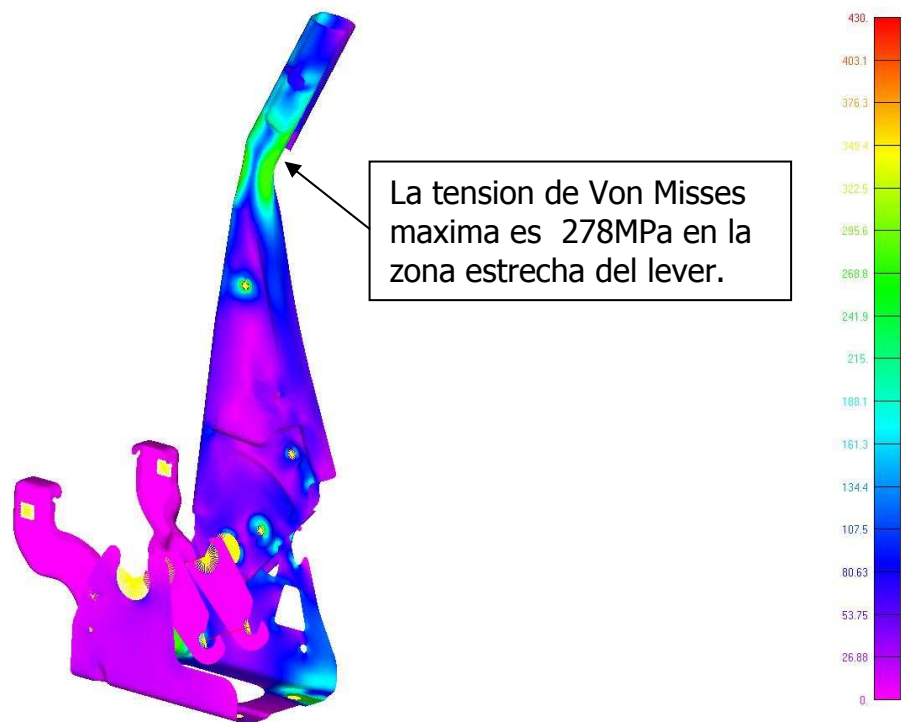
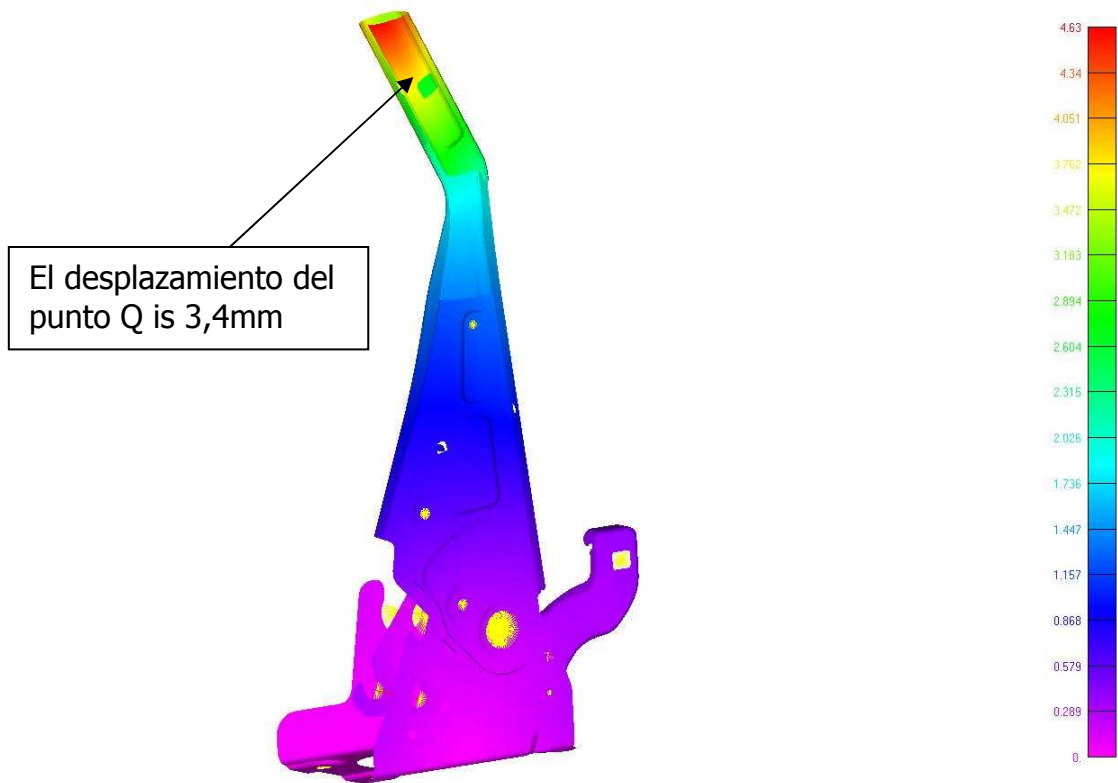


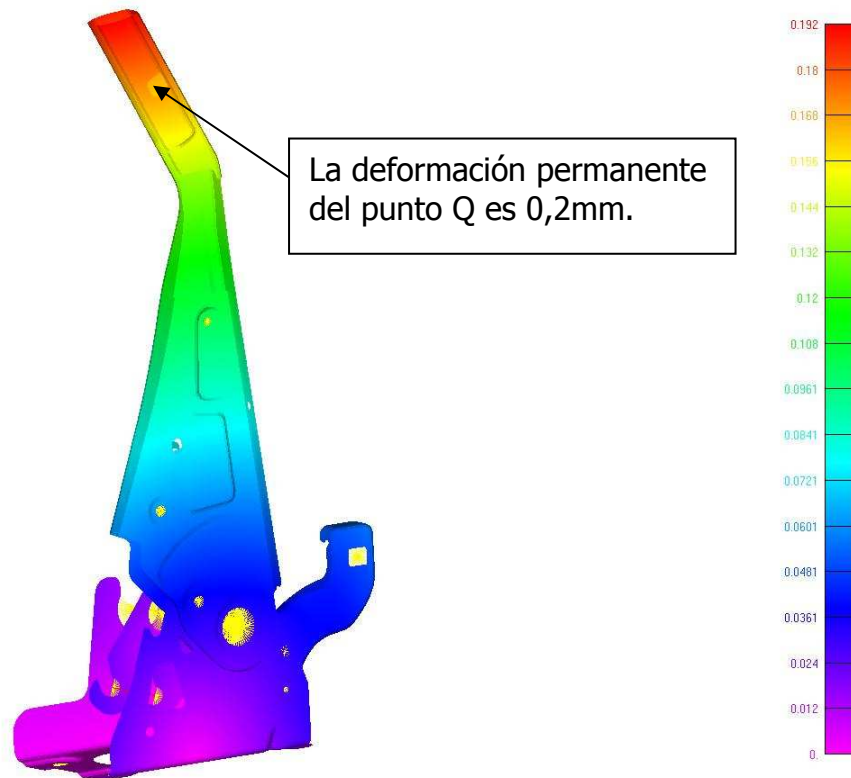
7.7.4. Caso 4: Maximum Tensile Load

Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

Carga	Requerimiento	Desplazamiento total	Deformación permanente
850 N	Funcional	3.4 mm	0.2 mm

En este caso, se estudió el sistema cuando se aplica la carga a tracción. Las deformaciones total y permanente son 0,2 mm. El sistema es completamente funcional. En la imagen, la tensión de Von Mises está representada. Las tensiones obtenidas están por debajo de la tensión de la fractura.



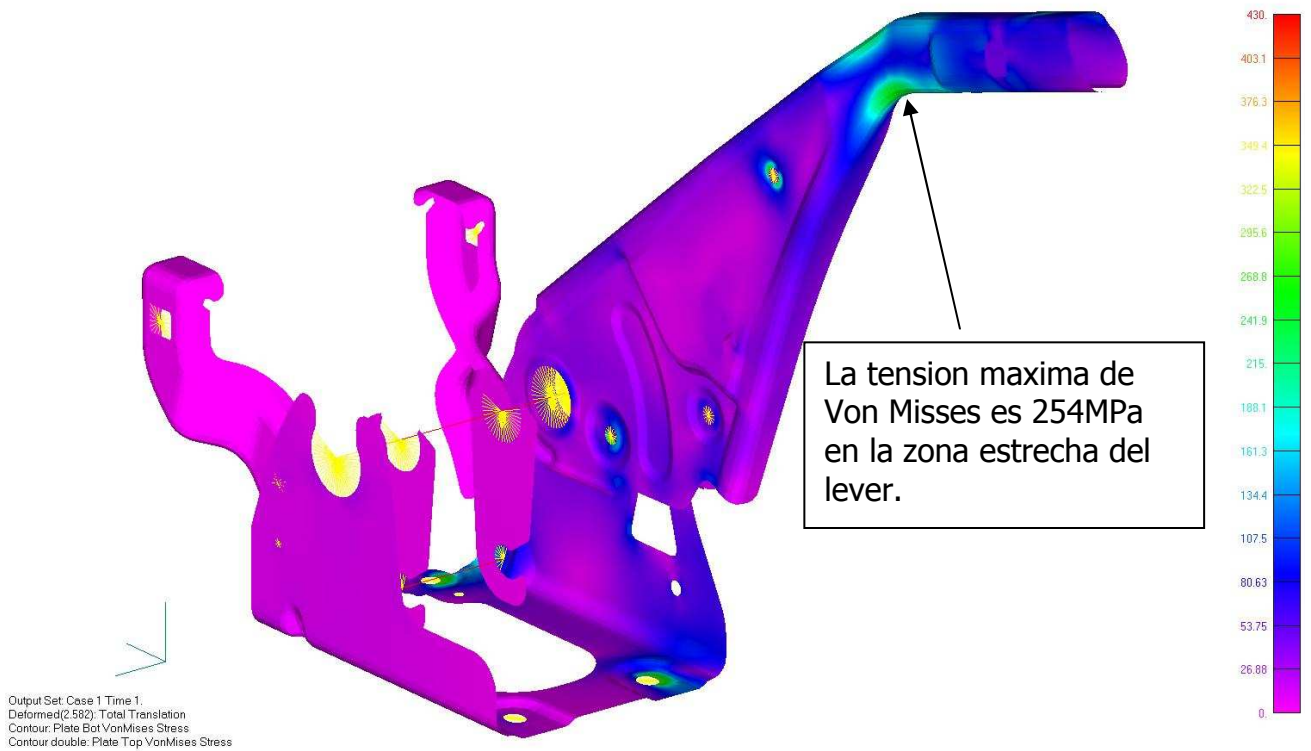
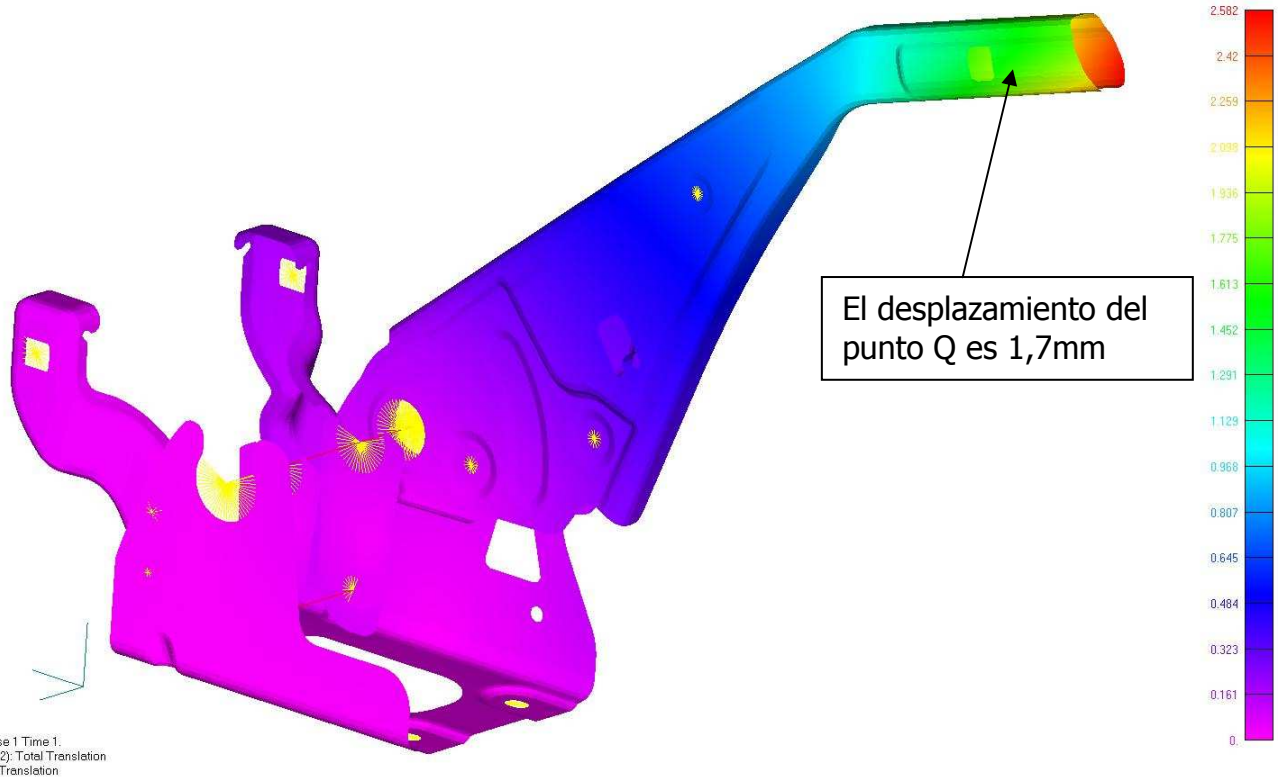


7.7.5. Caso 5: Maximum Compression Load

Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

Carga	Requerimiento de deformación	Desplazamiento total	Deformación permanente
500 N	< 4 mm	1.7 mm	0 mm

En este caso, se estudió el sistema cuando se aplica la carga a compresión. No hay deformaciones permanentes. El sistema es completamente funcional. En la imagen, la tensión de Von Mises está representada. Las tensiones obtenidas están por debajo de la tensión de la fractura.

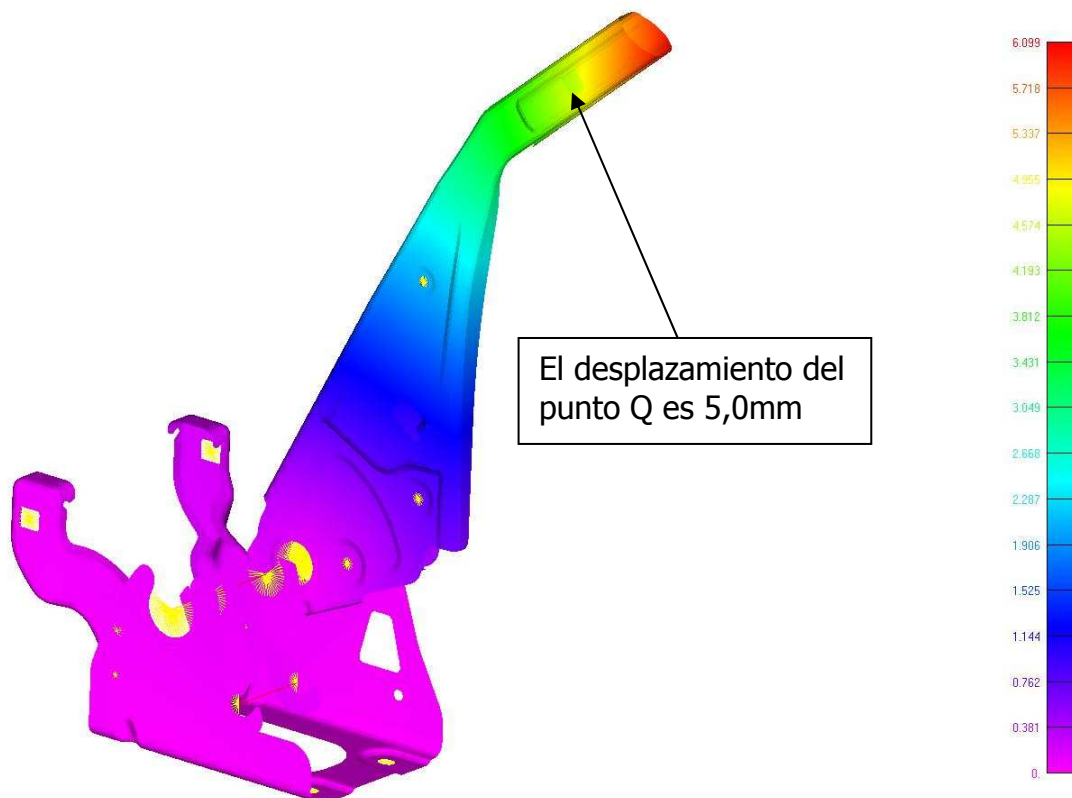


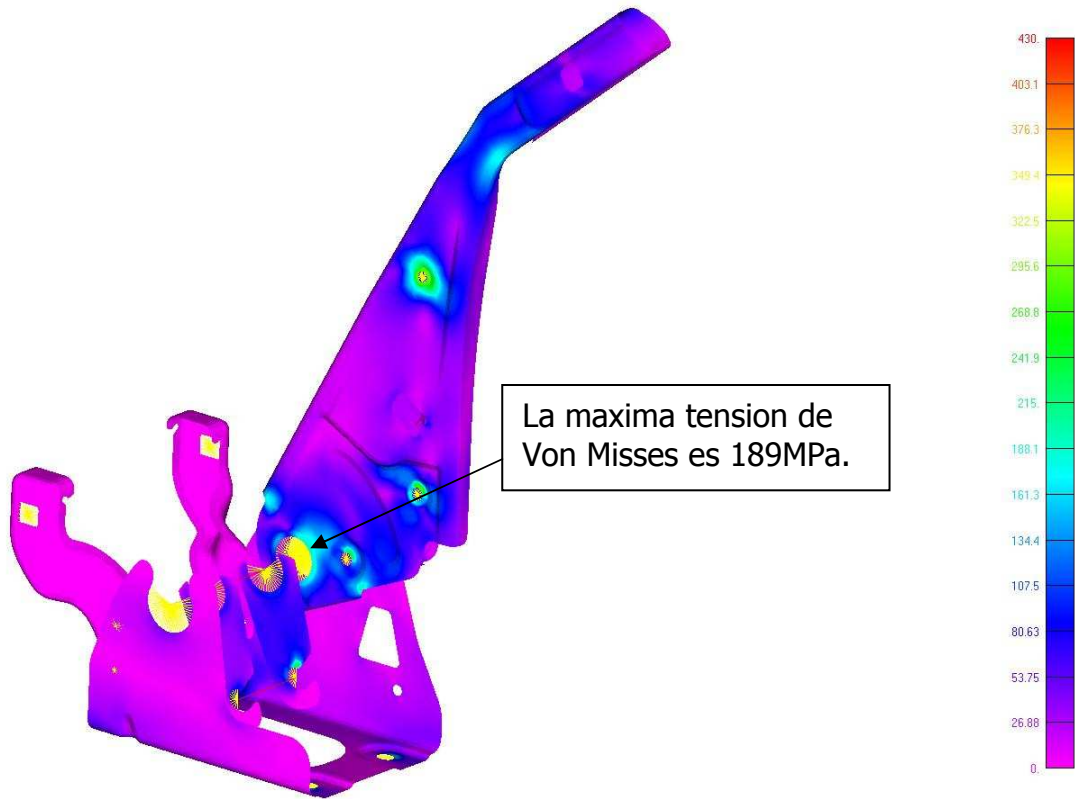
7.7.6. Caso 6: Durability test

Resumen de resultados del test lateral. Los resultados muestran el desplazamiento del punto Q.

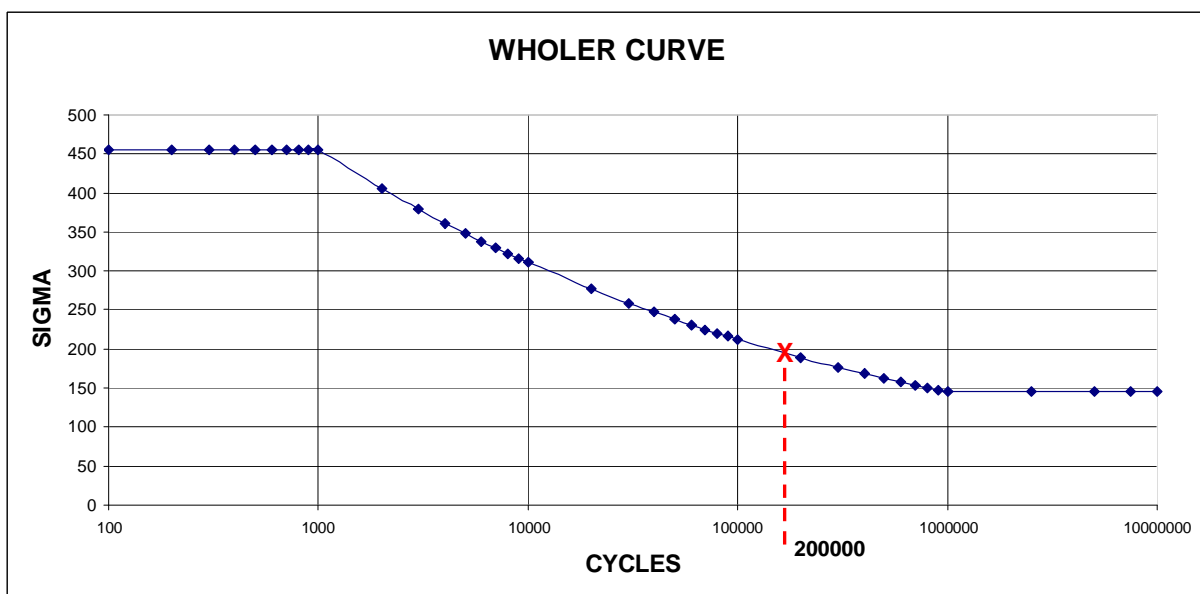
Carga	Desplazamiento total	Deformación permanente	Requerimiento
350 N	5.0 mm	0.0 mm	100000 cycles

En este caso, vamos a estudiar el comportamiento del sistema de palanca es la fatiga. Se ha introducido una carga de 350N en el punto Q, esto produjo una reacción en el cable de 2157N. Más tarde, se ha calculado la curva de Wholer para cada uno de los materiales usados. Estas curvas se refieren a los esfuerzos según el número de ciclos. Para obtener estas curvas se ha utilizado los parámetros estándar de ficocables. Hemos obtenido la máxima tensión de Von Mises en la palanca de 189MPa.





Aquí tenemos la curva Wholer para el material S275JR y la geometría en concreto:

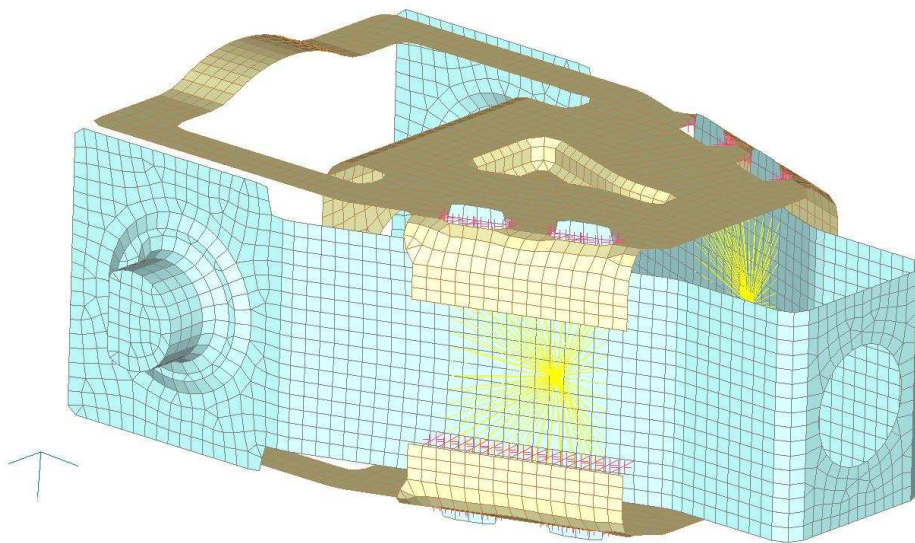


La máxima tensión de Von Mises en la palanca es de 189MPa. Con esta tensión, el sistema rompería antes de los 200.000 ciclos.

7.8. Conclusión

La conclusión es que las deformaciones, resultado de las tensiones aplicadas, según las especificaciones del cliente, están de acuerdo con los requerimientos.

7.9. FEA del SACS



Vista del mallado

El tamaño por defecto para todos los elementos es de 1 mm.

El número total de nodos en el modelo FEA es 5300, y el número total de elementos de 5200. El ensamblaje hace referencia al sistema de coordenadas del vehículo. Los sistemas de coordenadas locales se usan para aplicar los límites y condiciones de carga.

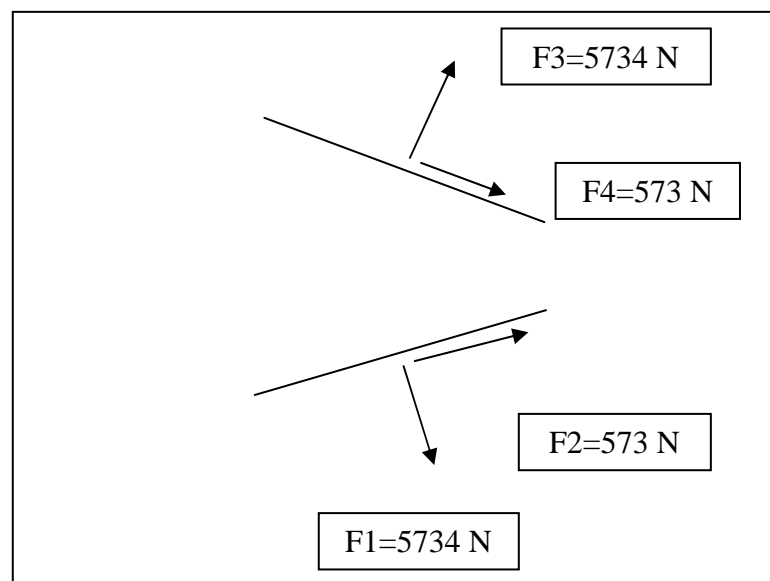
7.9.1. Límites y condiciones de carga

El análisis incluye 2 casos de carga con las siguientes condiciones:

Caso 1: Carga máxima en el cuerpo del SACS

Se ha aplicado una fuerza de 5000N a la pieza. El cuerpo ha sido fijado por el eje lateral (las rotaciones Z son libres). Las fuerzas se han aplicado de acuerdo a la descomposición siguiente.

Vista de los límites y condiciones de carga



Caso 2: Durabilidad en el cuerpo del SACS

Se ha aplicado una fuerza de 2500N a la pieza. El cuerpo ha sido fijado por el eje lateral (las rotaciones Z son libres). Las fuerzas se han aplicado de acuerdo a la descomposición anterior, pero dividido entre 2.

7.9.2. Características de los materiales

Material considerado:

Cuerpo y tapas de cuerpo:

Material: S420MC
Módulo de Young: 210000 MPa
Coeficiente de Poisson: 0,30
Densidad: 7,85 g/cm³
Límite de elasticidad: 420 MPa
Límite de rotura: 480 MPa
Elongación a la rotura: > 19%

7.9.3. Nomenclaturas

Parte	Material	Peso	Modelado	Características físicas	Tamaño elemento
Cuerpo	Acero 420MC	37 g	Cuadrilátero lineal	Grosor =2 mm	1 mm
Tapa del cuerpo	Acero 420MC	19 g	Cuadrilátero lineal	Grosor =2 mm	1 mm

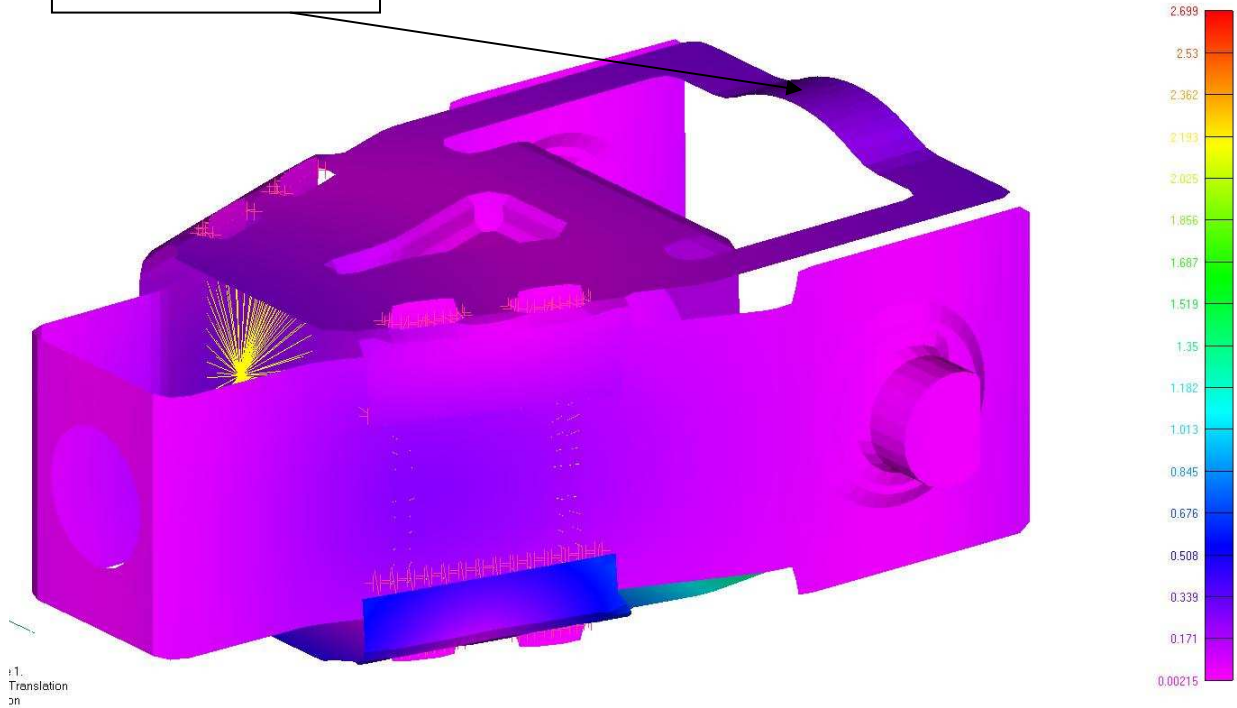
7.9.4. Resultados y análisis

7.9.4.1. Carga maxima en la carcasa.

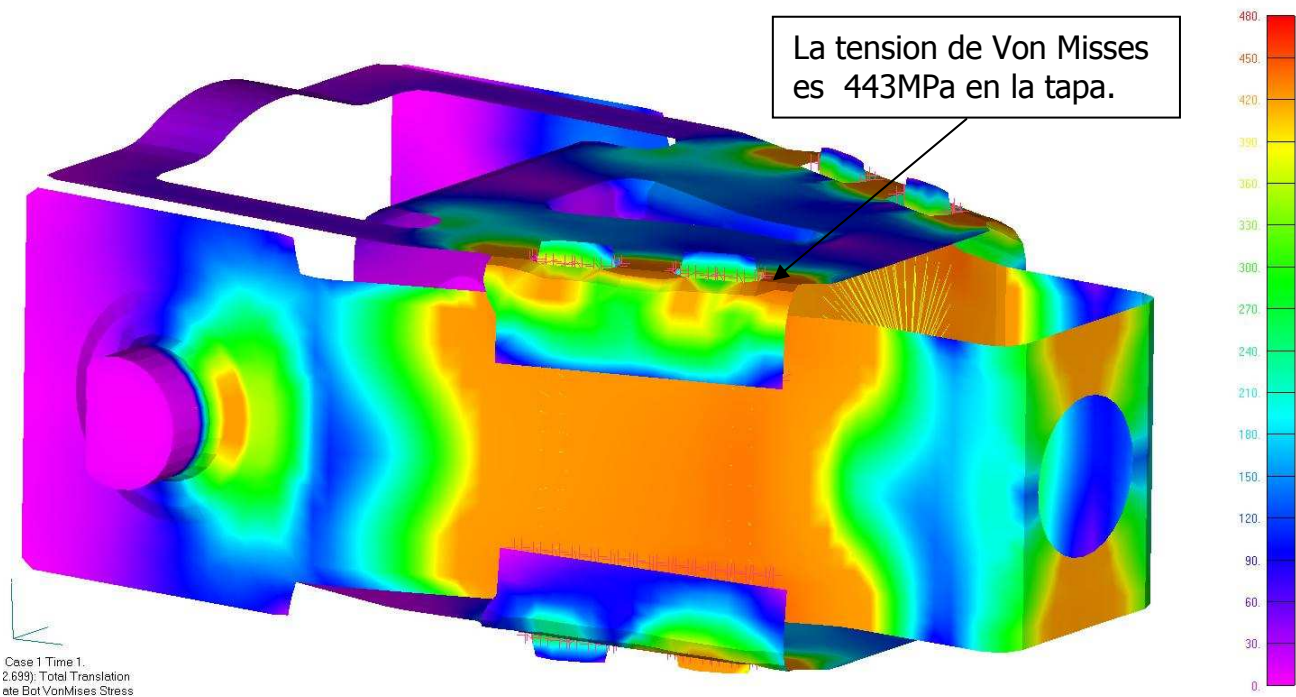
Resumen de resultados:

Carga	Requerimiento	Desplazamiento total	Deformación permanente
5000 N	Funcional	0.25 mm	0.10 mm

El desplazamiento máximo es 0,25mm



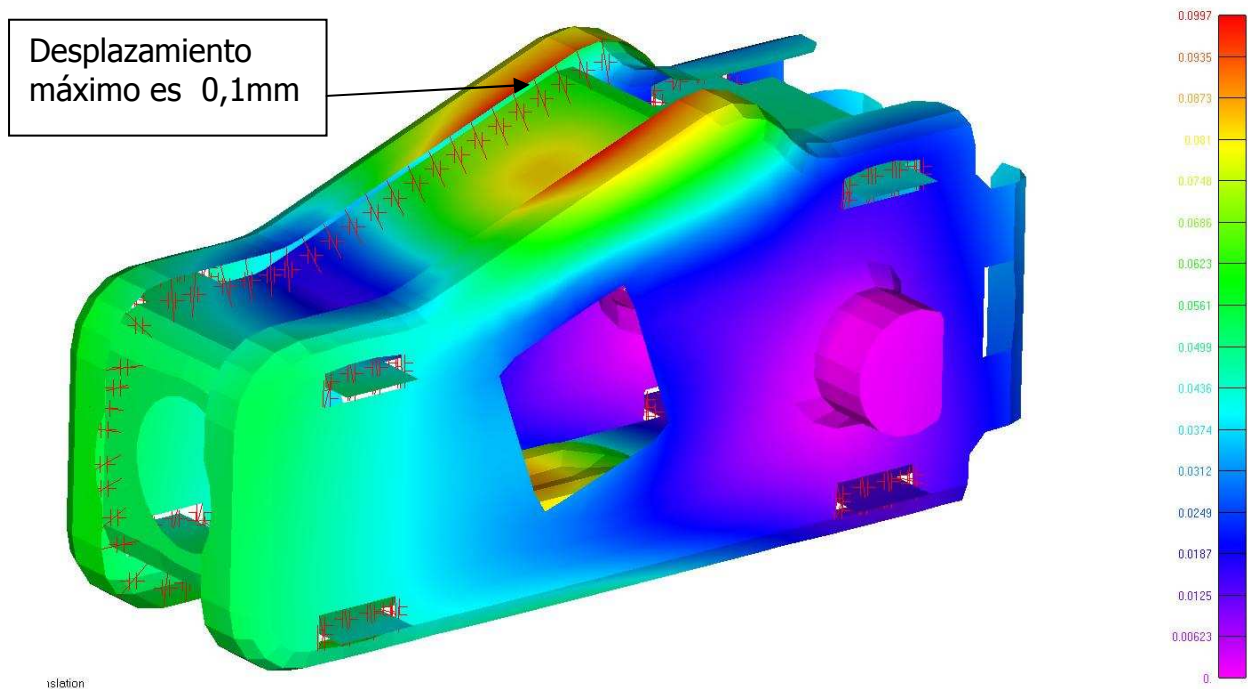
La tension de Von Mises es 443MPa en la tapa.

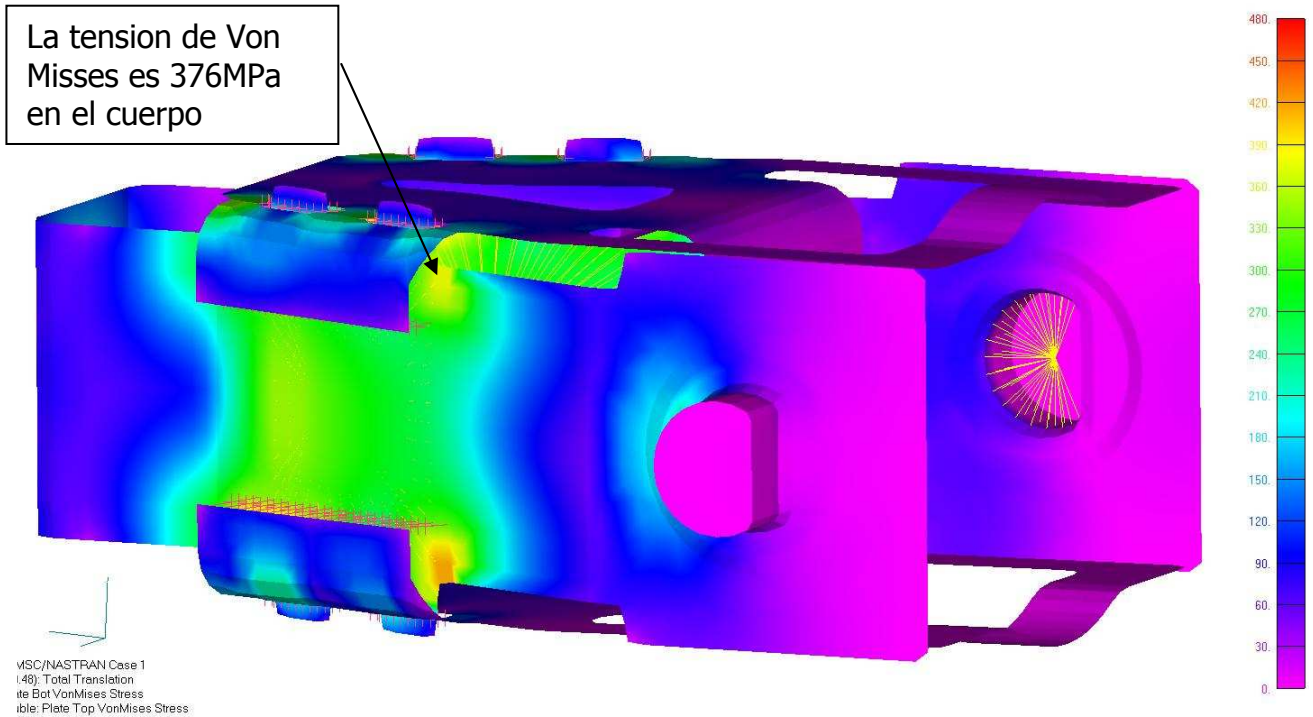


7.9.4.2. Durabilidad

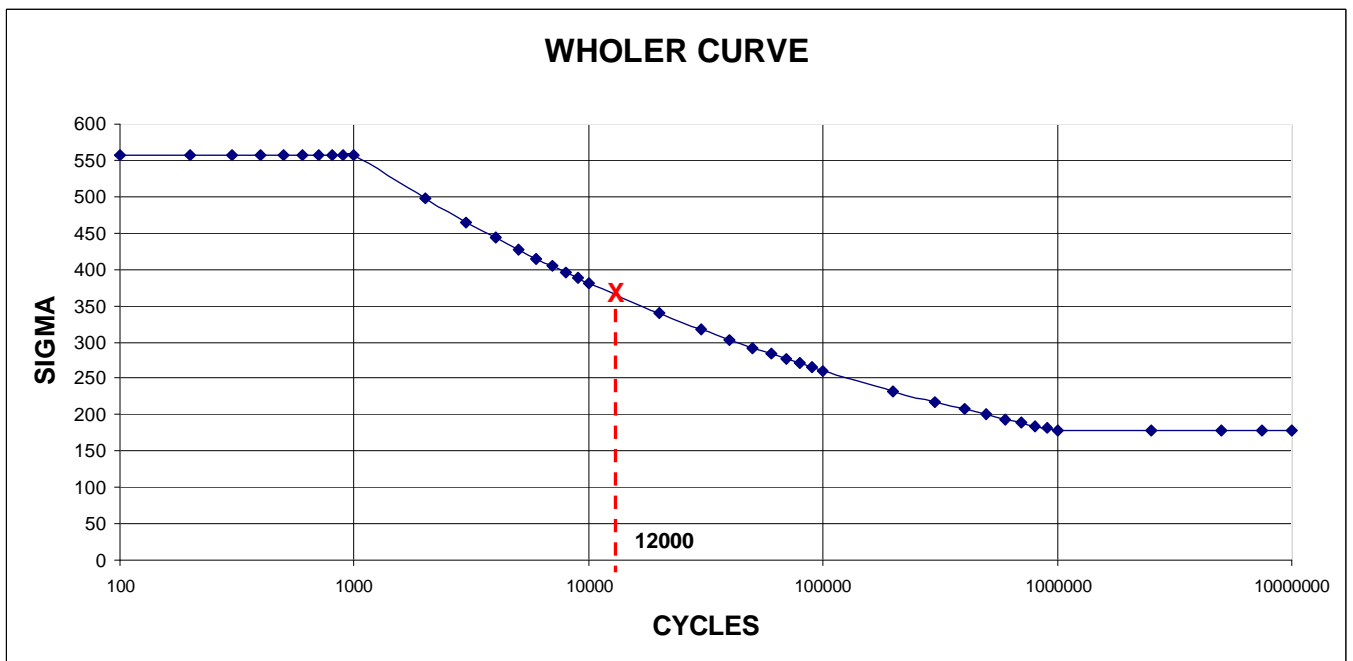
Resumen de resultados:

Carga	Requerimiento	Desplazamiento total	Deformación permanente
2500 N	100000 ciclos	0,1 mm	0 mm





Para el material S420MC y esta geometría, esta es la curva de Wholer:



Hemos obtenido la máxima tensión de Von Mises en la palanca de 376MPa. Con esta tensión, el sistema rompe a 12000 ciclos.

7.9.5. Conclusiones

Con estos resultados sacamos la conclusión siguiente:

El cuerpo pasa la prueba de la carga máxima. Pero no pasa los requisitos de durabilidad. Esto es debido a un problema de la modelización de los contactos entre piezas. Con la puesta en marcha de los ensayos con piezas prototipo comprobaremos la palanca cumple los requisitos de durabilidad.

8. PROTOTIPOS

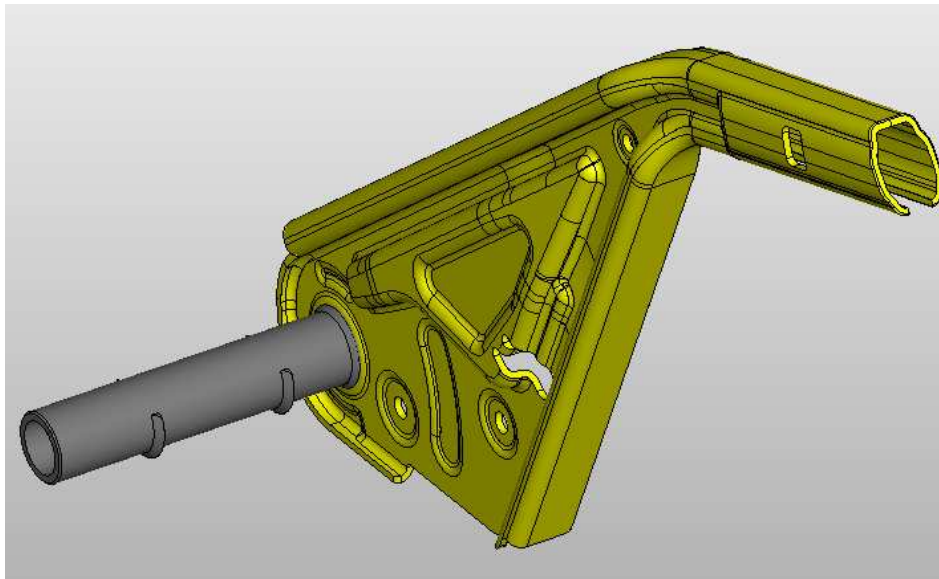
En la fase prototipo comenzamos a construir nuestra palanca mediante los diseños anteriormente descritos.

Una vez realizados los útiles para producir las piezas que componen nuestro producto, y comenzado la producción de dichas piezas se realizan los montajes de las palancas. Estas palancas nos servirán para realizar los ensayos prototipos donde podremos definir los rediseños de piezas para su correcto ajuste final.

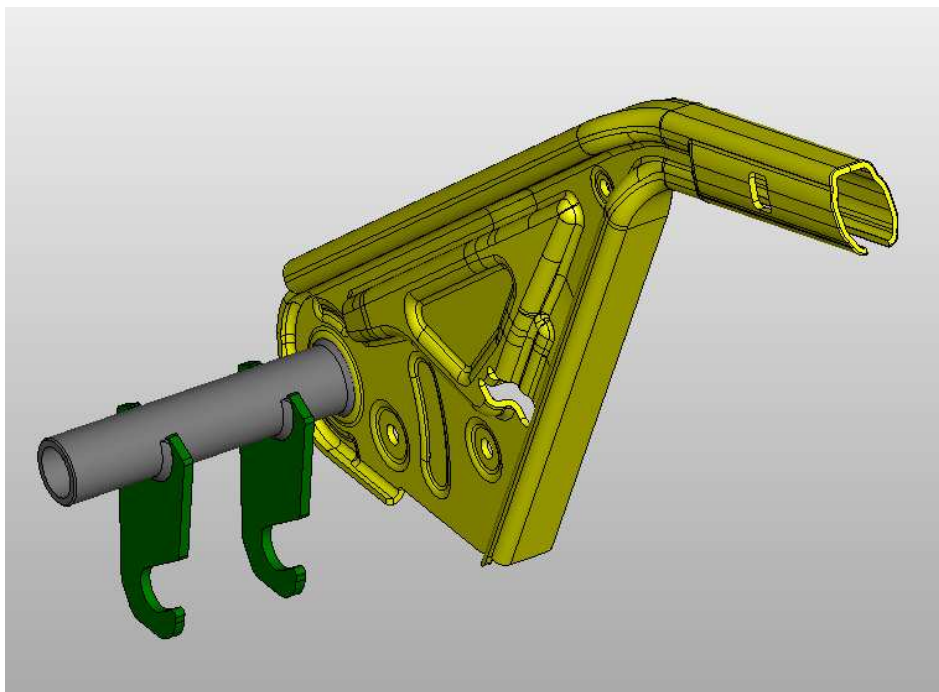
8.1. Montaje de la palanca

Durante la fase prototipo, el montaje de la palanca es manual. Se realiza de esta forma porque las piezas que nos llegan para el montaje no son totalmente correctas, ya que los moldes y/o matrices no están totalmente ajustados.

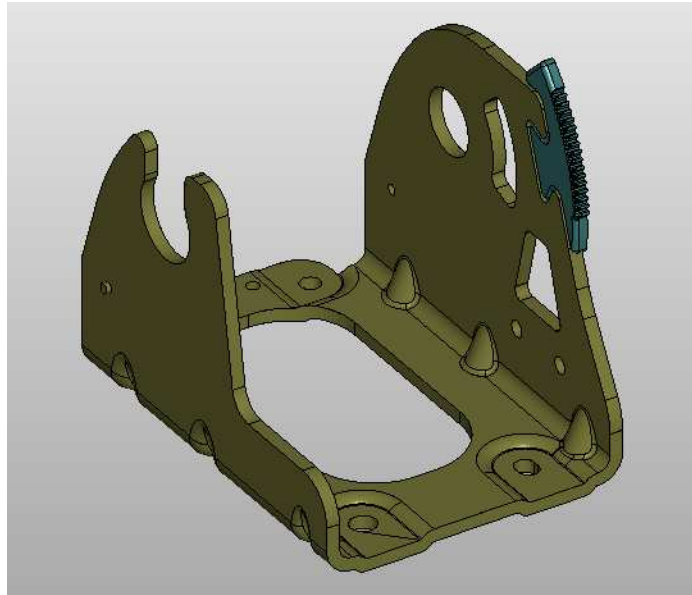
A continuación se mostrará el montaje de la palanca en fase prototipo.



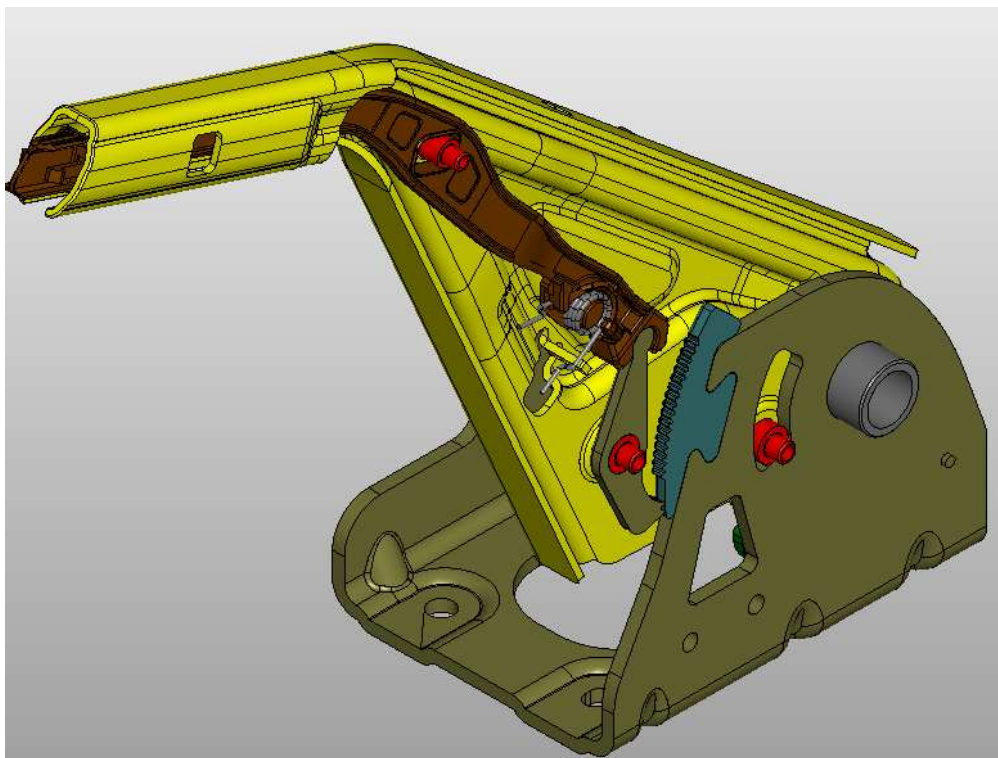
El primer proceso para montar la palanca es el de soldar el lever derecho con el tubo. Esta soldadura debe mantener el tubo perpendicular a la superficie del lever, ya que si no es así puede influir sobre datos como eficiencias, deslizamiento, juego lateral,...



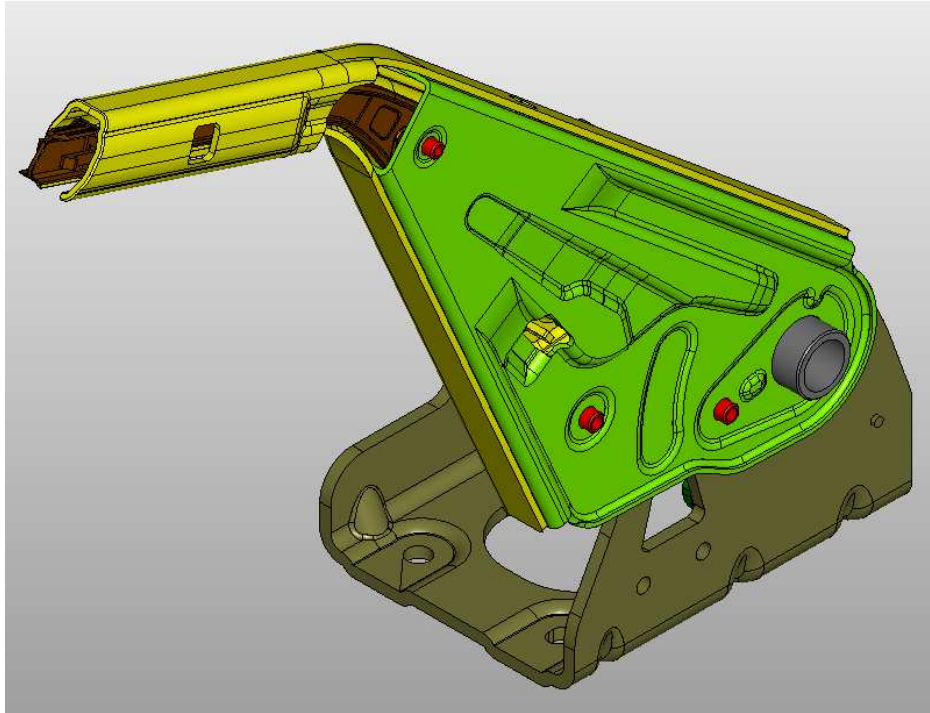
A continuación se deben soldar las levas al tubo. Esta operación es igual de importante que la anterior, ya que serán las partes de unión entre el SACS y el cuerpo de la palanca.



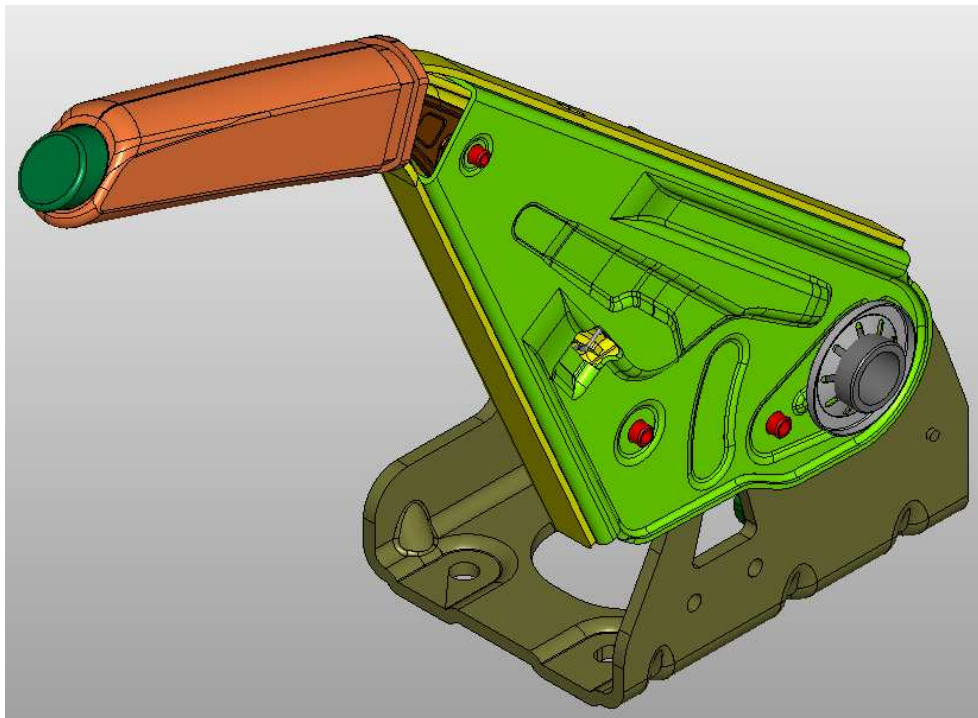
La operación siguiente es remachar la serreta a la placa base. Esta operación tiene por objetivo deformar material de la placa base para que haga presión sobre la serreta y que ésta quede fija.



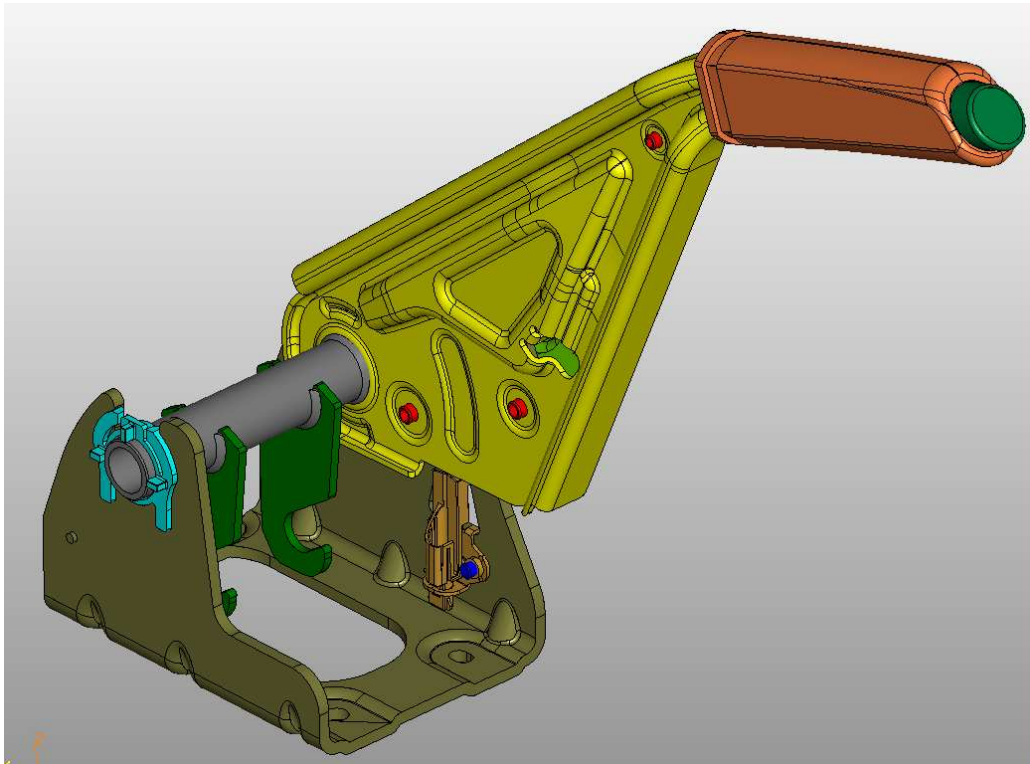
Después se empieza a ensamblar la placa base con el lever. Para ello situamos los pines en sus alojamientos, y montamos la varilla y el trinquete sobre ellos.



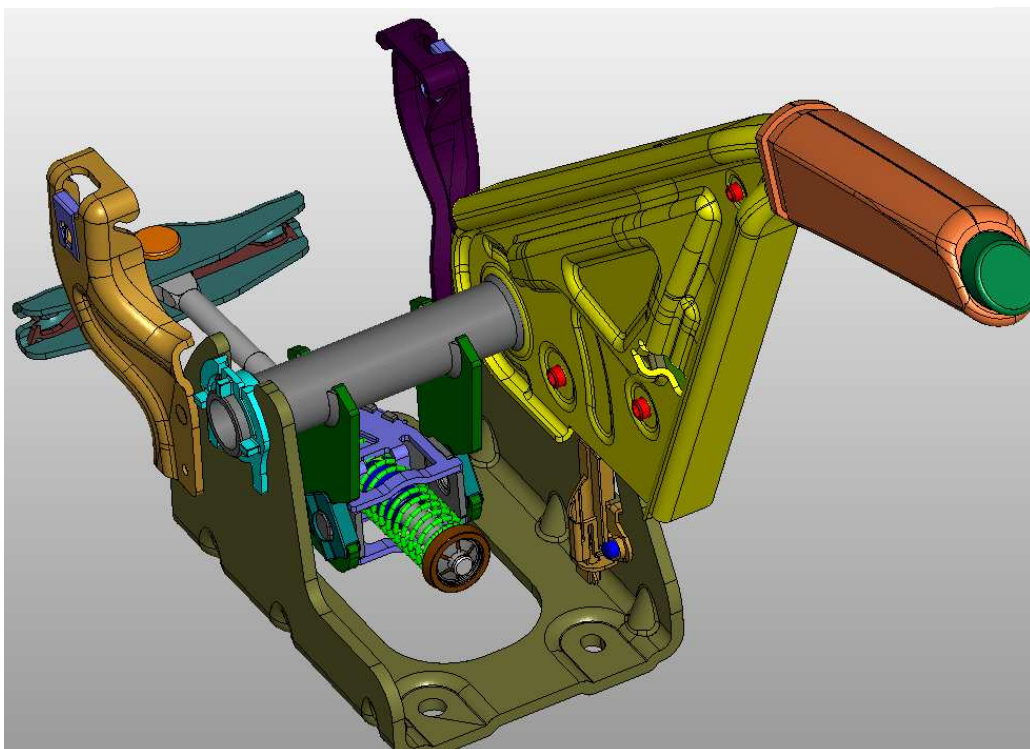
Seguidamente se coloca el cover y se remachan los 3 pines. En esta operación también hay que tener en cuenta los gaps que dejamos entre caras y la presión de remachado.



A continuación insertamos la arandela de presión. Después ponemos el grip hasta que quede clipado con el lever. Después clipamos el botón sobre la varilla.



Después insertamos el casquillo de fricción y el switch atornillado a la placa base.



A continuación remachamos los 2 brackets y ensamblamos el SACS mediante los casquillos en las levas.

8.2. Ensayos prototipo

Los primeros ensayos que se le realizan a la palanca suelen ser los más críticos. En ellos se observa por primera vez el funcionamiento del diseño cuando tiene que cumplir los requisitos de calidad del cliente.

El seguimiento de los ensayos no es una cosa que se pueda dejar de lado ya que la reacción veloz y acertada para identificar y actuar delante de un error, es un punto que el cliente lo va a tener muy en cuenta a la hora de decidirse en los próximos trabajos. Con el cliente se tiene que tener una buena comunicación para evitar problemas de acuerdo en las modificaciones, ya que somos un proveedor y la marca que nos contrata tiene que tomar parte en las decisiones importantes.

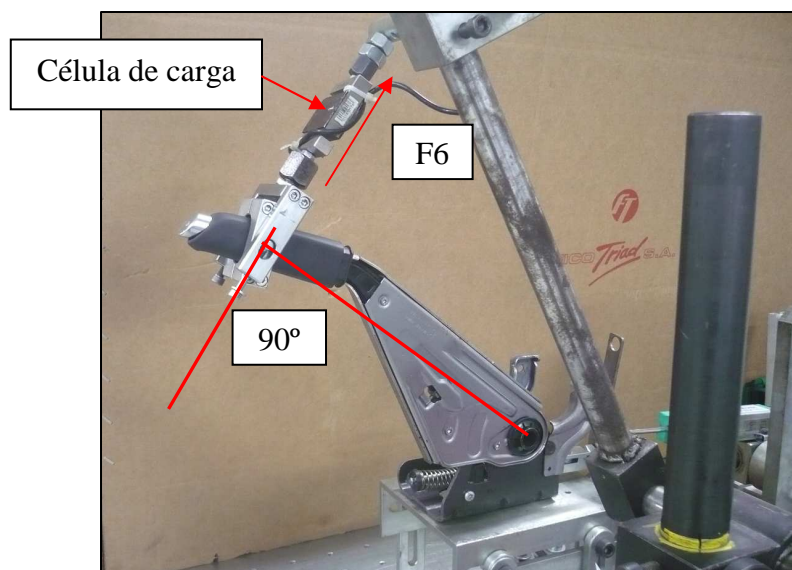
Para validar el diseño inicial, se hace el denominado 'DVP' (Design Validation Product). Para ello se escogen los ensayos más críticos acordados con cliente.

Los ensayos acordados con cliente para la fase prototipo son:

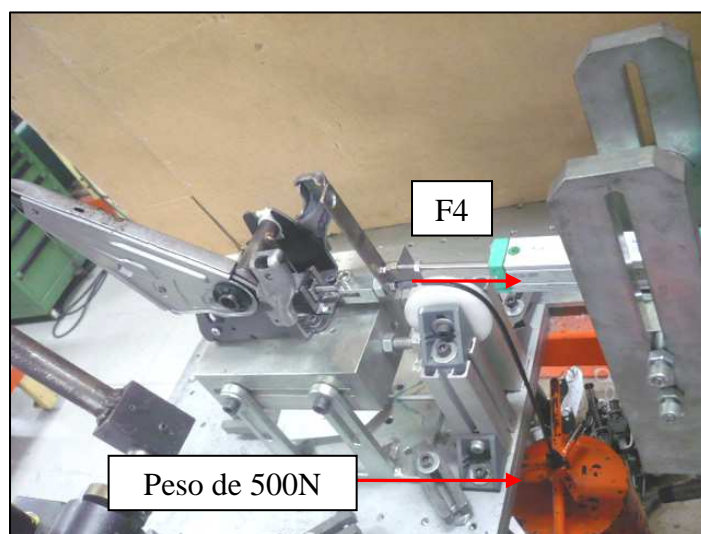
- Eficiencia de carga
- Eficiencia de carrera
- Esfuerzos a compresión y tracción.
- Esfuerzos laterales
- Ensayo de durabilidad

8.2.1. Ensayo de eficiencia de carga.

1. La palanca PKB se fijó para el banco de pruebas. La herramienta para presionar se fijó el 90° con la dirección de la R1, como A4 figura.
2. El botón se ha presionado durante toda la eficiencia. La eficiencia de carga se hizo de la posición baja de PKB palanca a la posición de carrera máxima.
3. En el cable primario fue fijado un peso de 500N, como la F4 de la figura A4.



BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO

Muestra	Diente	Ángulo (°)	Ratio teórico μ	Carga en grip F6 (N)	Carga en cable primario F4 (N)	Ratio obtenido μ (F4/F6)	Eficiencia
A-05940	0	0	--	--	500	--	--
	1	8	6,3	87,06		5,74	91,2%
	2	10	6,32	87,47		5,72	90,4%
	3	12	6,35	86,23		5,80	91,3%
	4	14	6,38	85,82		5,83	91,3%
	5	16	6,43	85,27		5,86	91,2%
	6	18	6,48	84,58		5,91	91,2%
	7	20	6,54	83,20		6,01	91,9%
	8	22	6,6	82,23		6,08	92,1%
	9	24	6,67	80,99		6,17	92,6%
	10	26	6,76	80,02		6,25	92,4%
	11	28	6,84	78,92		6,34	92,6%
	12	30	6,94	78,09		6,40	92,3%
	13	32	7,05	76,44		6,54	92,8%
	14	34	7,16	74,50		6,71	93,7%
	15	36	7,29	72,43		6,90	94,7%
	16	38	7,43	71,05		7,04	94,7%

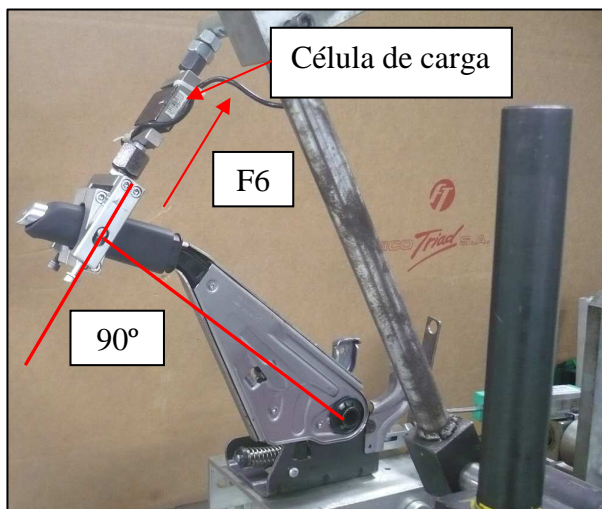
Muestra	Diente	Ángulo (°)	Ratio teórico μ	Carga en grip F6 (N)	Carga en cable primario F4 (N)	Ratio obtenido μ (F4/F6)	Eficiencia
A-05943	0	0	--	--	500	--	--
	1	8	6,3	85,27		5,86	93,1%
	2	10	6,32	85,13		5,87	92,9%
	3	12	6,35	84,85		5,89	92,8%
	4	14	6,38	84,16		5,94	93,1%
	5	16	6,43	83,47		5,99	93,2%
	6	18	6,48	82,92		6,03	93,1%
	7	20	6,54	82,37		6,07	92,8%
	8	22	6,6	81,40		6,14	93,1%
	9	24	6,67	80,44		6,22	93,2%
	10	26	6,76	78,92		6,34	93,7%
	11	28	6,84	77,68		6,44	94,1%
	12	30	6,94	76,44		6,54	94,3%
	13	32	7,05	74,78		6,69	94,8%
	14	34	7,16	73,12		6,84	95,5%
	15	36	7,29	71,33		7,01	96,2%
	16	38	7,43	69,67		7,18	96,6%

Muestra	Diente	Ángulo (°)	Ratio teórico μ	Carga en grip F6 (N)	Carga en cable primario F4 (N)	Ratio obtenido μ (F4/F6)	Eficiencia
B-07585	0	0	--	--	500	--	--
	1	8	6,3	85,27		5,86	93,1%
	2	10	6,32	86,78		5,76	91,2%
	3	12	6,35	87,06		5,74	90,4%
	4	14	6,38	84,99		5,88	92,2%
	5	16	6,43	84,30		5,93	92,2%
	6	18	6,48	83,20		6,01	92,7%
	7	20	6,54	82,51		6,06	92,7%
	8	22	6,6	81,54		6,13	92,9%
	9	24	6,67	80,30		6,23	93,4%
	10	26	6,76	79,06		6,32	93,6%
	11	28	6,84	77,81		6,43	93,9%
	12	30	6,94	76,57		6,53	94,1%
	13	32	7,05	74,92		6,67	94,7%
	14	34	7,16	73,40		6,81	95,1%
	15	36	7,29	71,88		6,96	95,4%
	16	38	7,43	70,64		7,08	95,3%

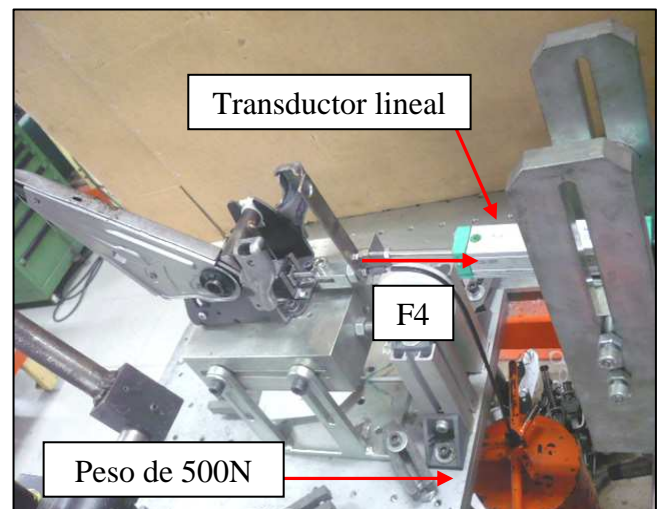
Los resultados de la eficiencia son mayores a 90% a lo largo de toda la carrera angular de la palanca, por tanto estaríamos dentro de la especificación.

8.2.2. Ensayo de eficiencia de carrera.

1. La palanca PKB se fijó para el banco de pruebas. La herramienta para presionar se fijó a 90° con la dirección de la R1, como la figura A4.
2. El botón se ha presionado durante toda la eficiencia. La eficiencia de carga se hizo de la posición baja de PKB palanca a la posición de carrera máxima.
3. En el cable primario fue fijado un peso de 500N, como la F4 de la figura A4.
4. El transductor lineal se fijó alineado con la dirección del cable primario.
5. La carrera muerta del SACS se ajustó a valores $<2,25$ mm.



BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO

Muestra	Diente	Ángulo (°)	Carrera teórica (mm)	Carrera real (mm)	Eficiencia
A-05943	0	0	--	--	--
	1	8	4,6	4,3	93,8%
	2	10	6,3	5,9	93,2%
	3	12	8,0	7,5	94,5%
	4	14	9,7	9,2	95,1%
	5	16	11,3	10,8	94,9%
	6	18	13,0	12,4	95,3%
	7	20	14,7	14,0	95,9%
	8	22	16,3	15,7	96,2%
	9	24	17,9	17,2	96,2%
	10	26	19,5	18,8	96,2%
	11	28	21,1	20,3	96,3%
	12	30	22,6	21,8	96,1%
	13	32	24,2	23,3	96,3%
	14	34	25,7	24,7	96,2%
	15	36	27,2	26,1	96,2%
16	38	28,6	27,5	96,2%	

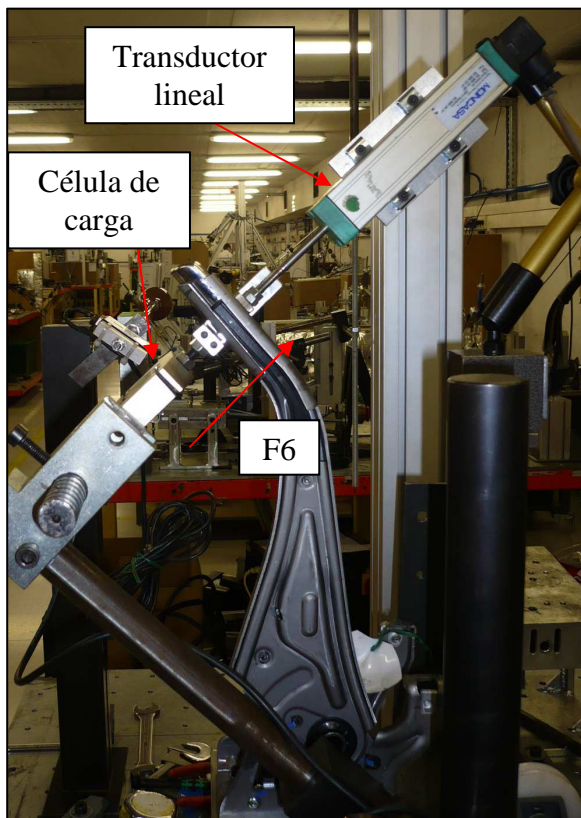
Muestra	Diente	Ángulo (°)	Carrera teórica (mm)	Carrera real (mm)	Eficiencia
B-07583	0	0	--	--	--
	1	8	4,6	4,2	92,0%
	2	10	6,3	5,8	92,7%
	3	12	8,0	7,4	93,2%
	4	14	9,7	9,1	93,7%
	5	16	11,3	10,7	94,1%
	6	18	13,0	12,3	94,3%
	7	20	14,7	13,8	94,5%
	8	22	16,3	15,4	94,7%
	9	24	17,9	17,0	95,0%
	10	26	19,5	18,5	94,6%
	11	28	21,1	20,0	94,9%
	12	30	22,6	21,5	95,1%
	13	32	24,2	22,9	95,0%
	14	34	25,7	24,4	95,0%
	15	36	27,2	25,8	95,1%
16	38	28,6	27,4	95,7%	

Muestra	Diente	Ángulo (°)	Carrera teórica (mm)	Carrera real (mm)	Eficiencia
B-07585	0	0	--	--	--
	1	8	4,6	4,3	92,9%
	2	10	6,3	5,8	92,9%
	3	12	8,0	7,4	93,0%
	4	14	9,7	9,1	94,3%
	5	16	11,3	10,6	93,8%
	6	18	13,0	12,3	94,6%
	7	20	14,7	13,8	94,1%
	8	22	16,3	15,4	94,5%
	9	24	17,9	16,9	94,6%
	10	26	19,5	18,5	94,9%
	11	28	21,1	20,1	95,3%
	12	30	22,6	21,5	95,2%
	13	32	24,2	23,1	95,7%
	14	34	25,7	24,6	95,6%
	15	36	27,2	25,8	94,9%
16	38	28,6	27,2	95,0%	

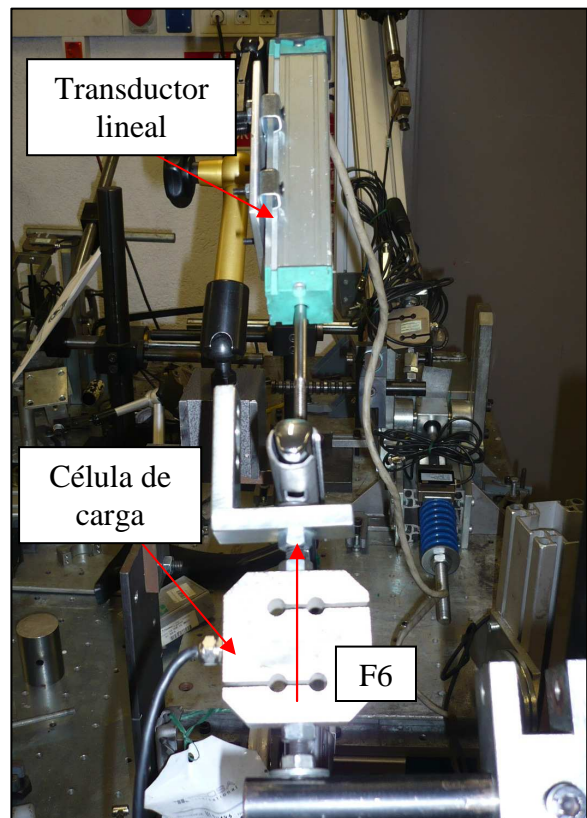
Los resultados de la eficiencia son mayores a 90% a lo largo de toda la carrera angular de la palanca, por tanto estaríamos dentro de la especificación.

8.2.3. Ensayo Tensile load 850N.

1. Aplicar 20N en el punto Q en la dirección F1 y tomar la resultante como posición de referencia.
2. Aplicar 850N en el punto Q en la dirección F1 y medir la elongación elástica.
3. Aplicar 20N en el punto Q en la dirección F1 y medir la elongación plástica.

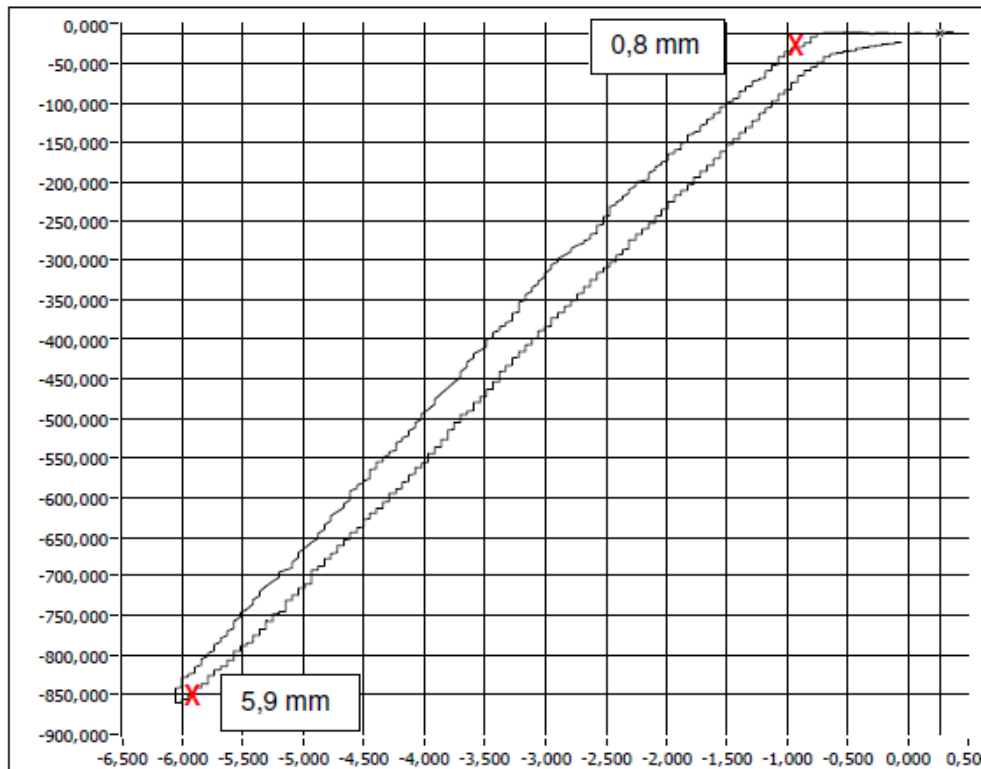


BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO

La posición de la palanca debe ser a final de carrera.

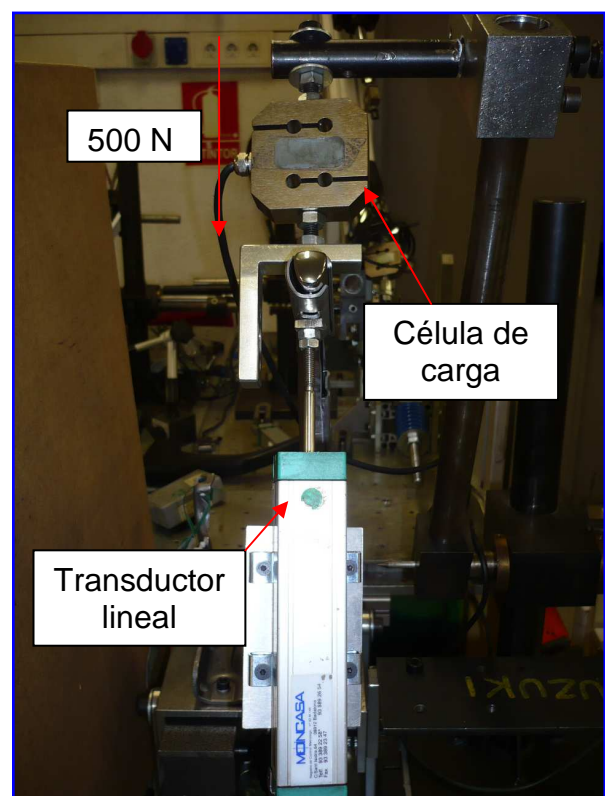
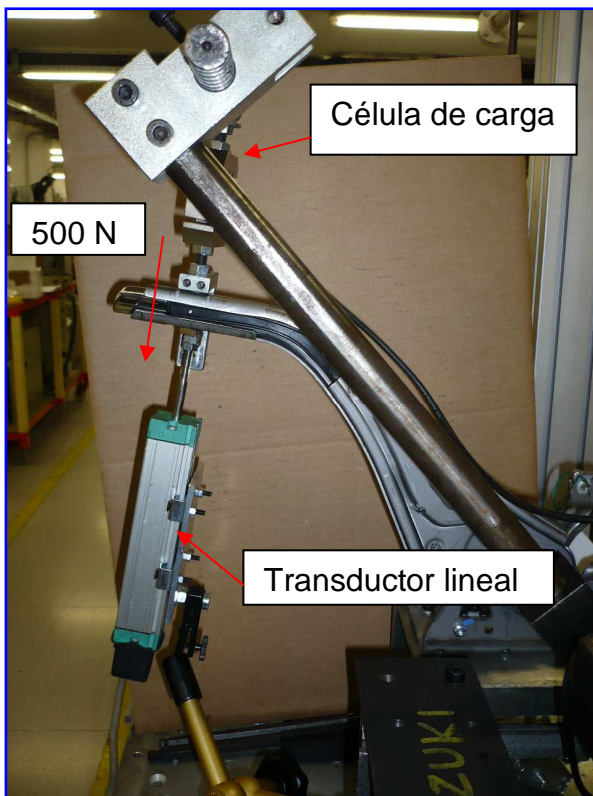


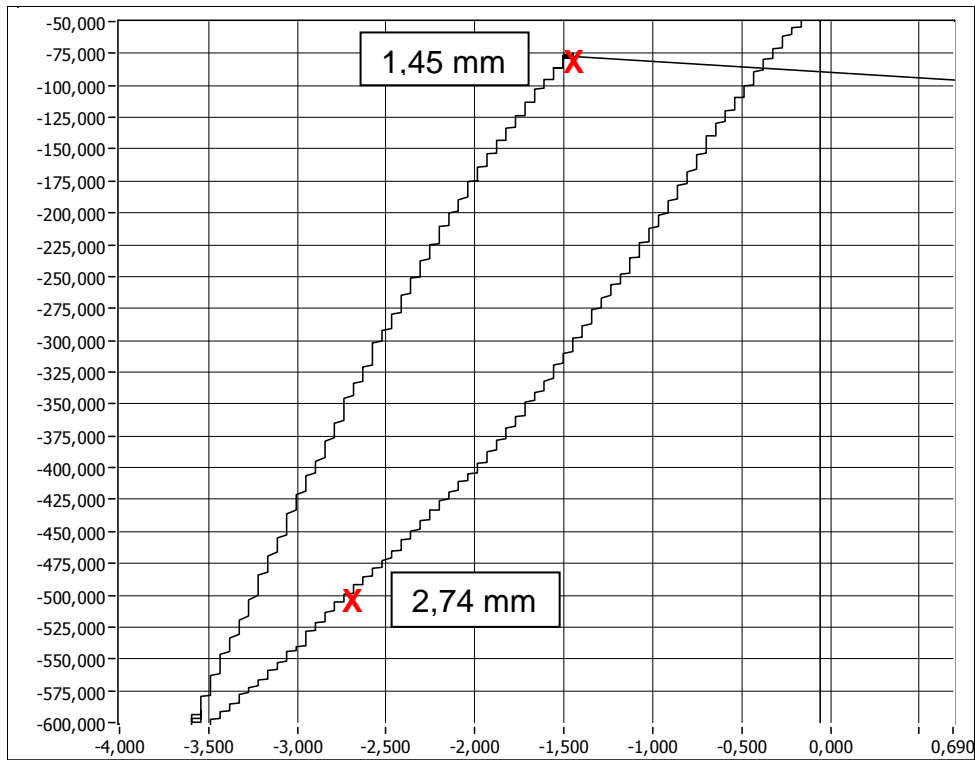
Muestra	Elongación					
	Plástica			Elástica		
	Obtenida	Requerida	Comparativa FEA	Obtenida	Requerida	Comparativa FEA
B-19000	0,8 mm	< 1 mm	0,2 mm	5,9 mm	< 6 mm	3,4 mm

Los resultados de la deformación son de acuerdo a la especificación.

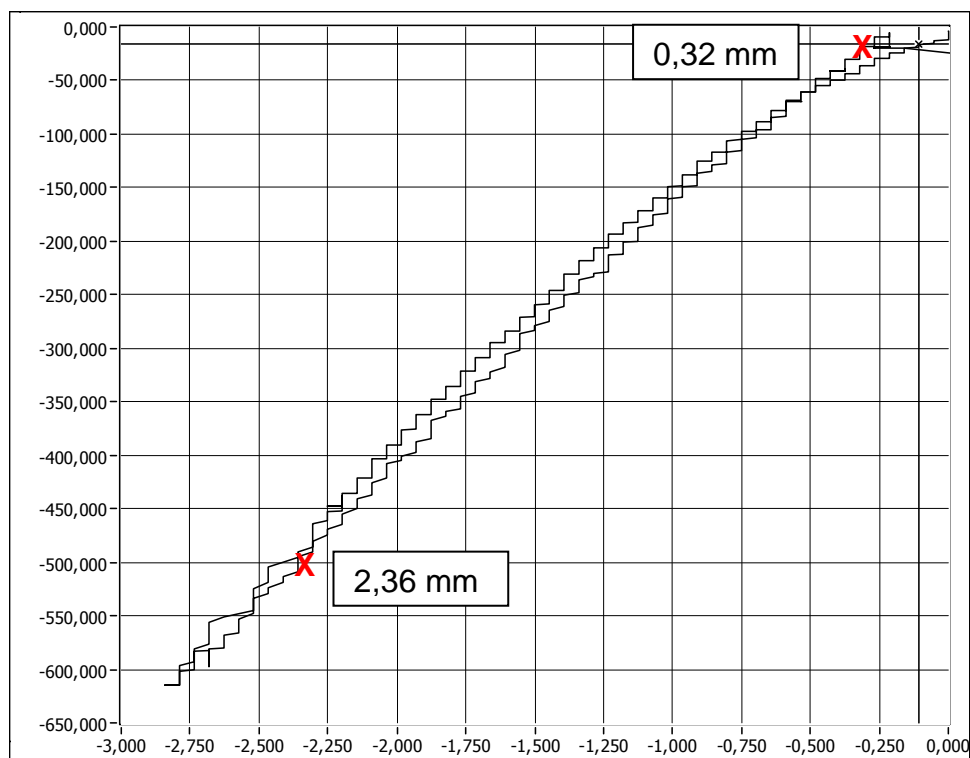
8.2.4. Ensayo Compressive load

1. Aplicar -20N en el punto Q en la dirección F1 y tomar la resultante como posición de referencia.
2. Aplicar -500N en el punto Q en la dirección F1 y medir la elongación elástica.
3. Aplicar -20N en el punto Q en la dirección F1 y medir la elongación plástica.

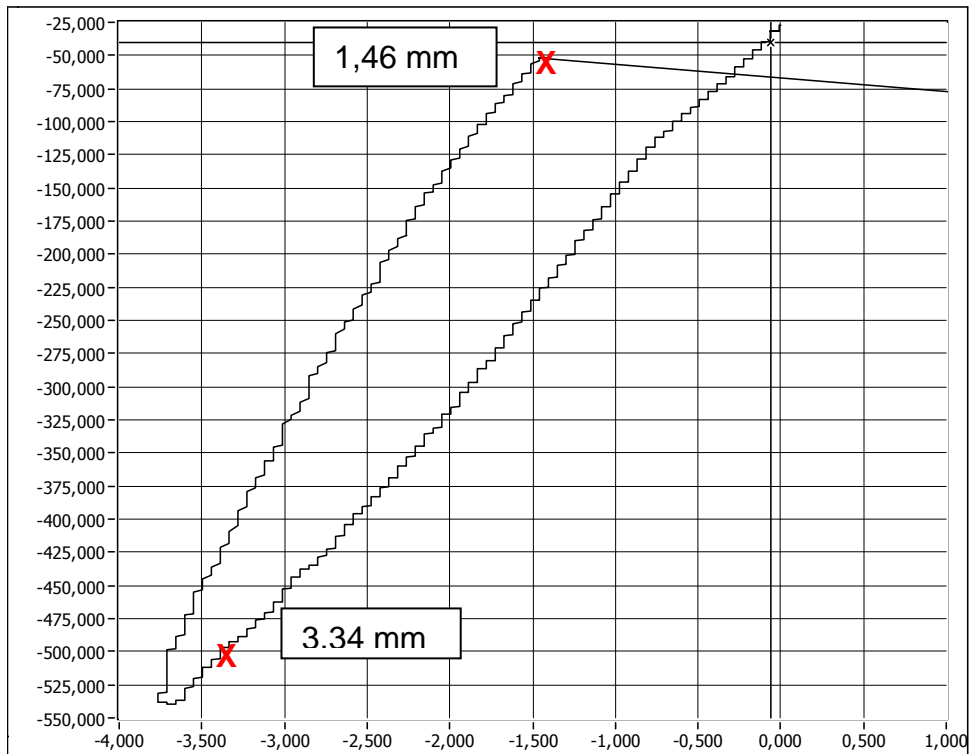




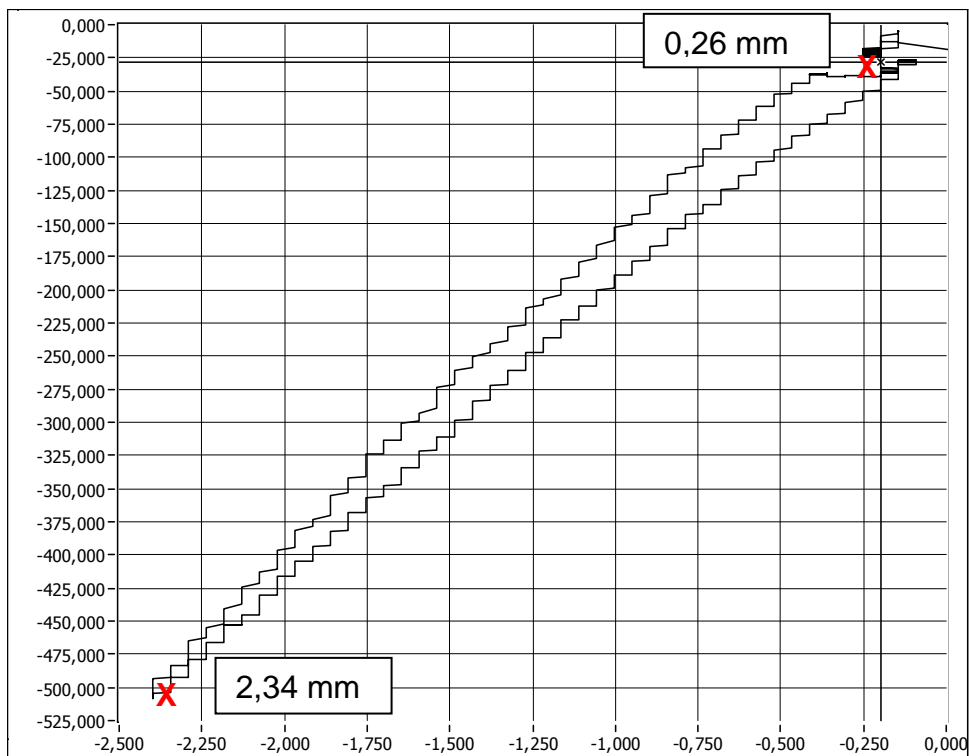
Palanca en posición de reposo



Palanca en posición de media carrera



Palanca en posición de reposo



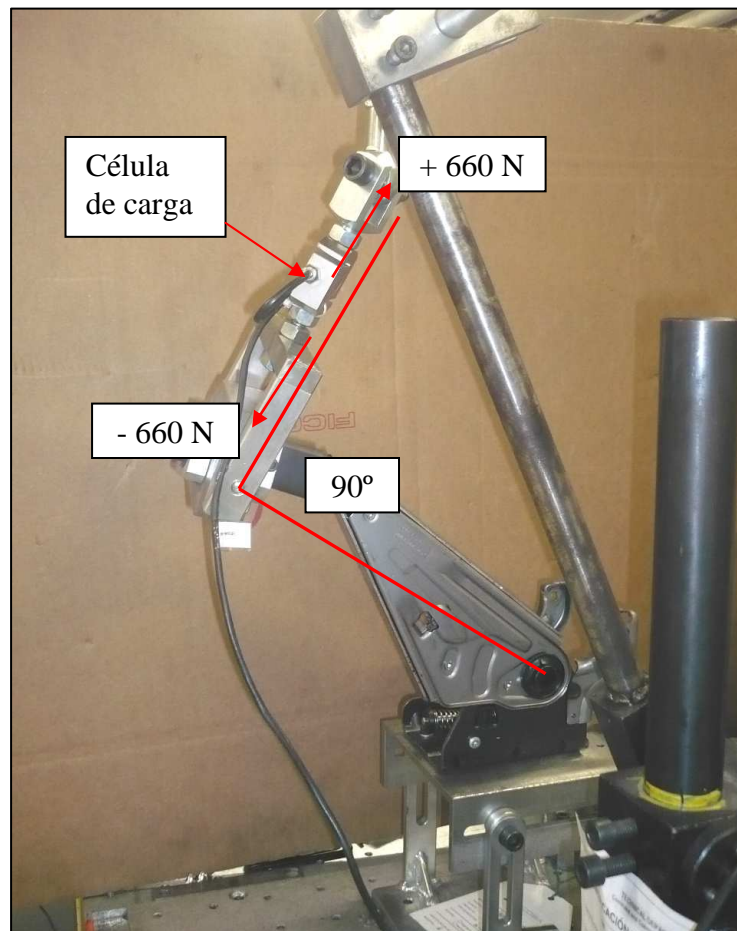
Palanca en posición de media carrera

Muestra	Elongación					
	Plástica			Elastica		
	Obtenida	Requerida	Comp. FEA	Obtenida	Requerida	Comp. FEA
B-18994	1,45 mm	2mm max.	0 mm	2,74 mm	4mm max.	1,7 mm
	0,32 mm			2,36 mm		
B-18995	1,46 mm			3,34 mm		
	0,26 mm			2,34 mm		

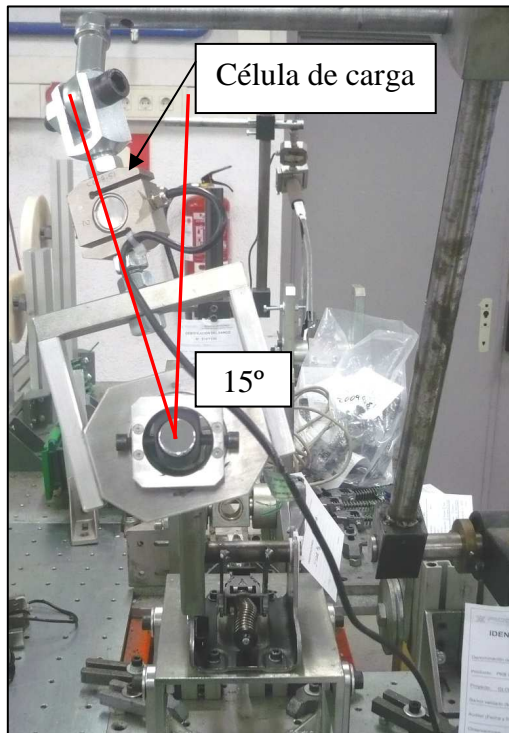
Los resultados de la deformación son de acuerdo a la especificación.

8.2.5. Ensayo Maximum functional input force

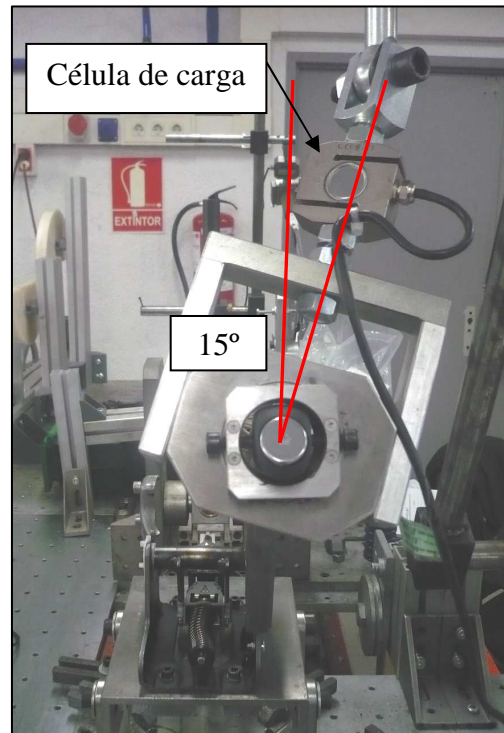
1. Las palancas se fijaron para el banco de pruebas en la posición de reposo. El resorte del cable primario ha sido sustituido por un tope para realizar la carga de 660 N. El útil para activar la palanca se ha fijado con 15 grados.
2. Las palancas se fijaron en el banco de pruebas en el 50% de la posición de recorrido total. Se ha repetido el punto 1 para esta posición.



BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO



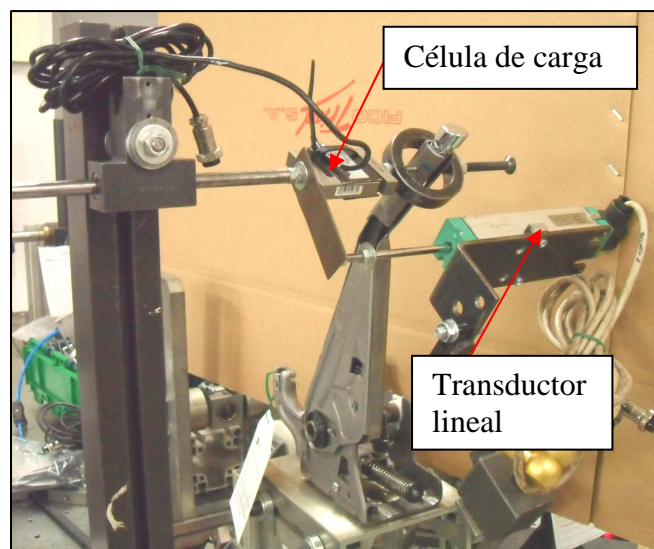
BANCO DE ENSAYO

Muestra	Posición reposo		Mitad carrera		Requerido	Criterio
	-660 N	+660 N	-660 N	+660 N		
A-05930	OK	OK	OK	OK	Funcional y no daños	OK
B-05862	OK	OK	OK	OK		OK
A-05937	OK	OK	OK	OK		OK
A-05943	OK	OK	OK	OK		OK

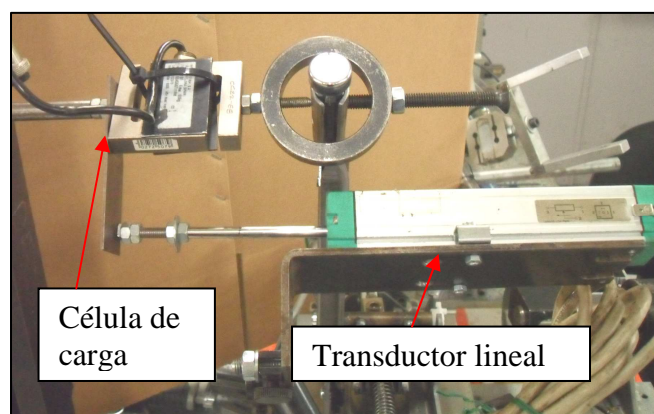
Los resultados de la deformación son de acuerdo a la especificación.

8.2.6. Ensayo Lateral load 250 N.

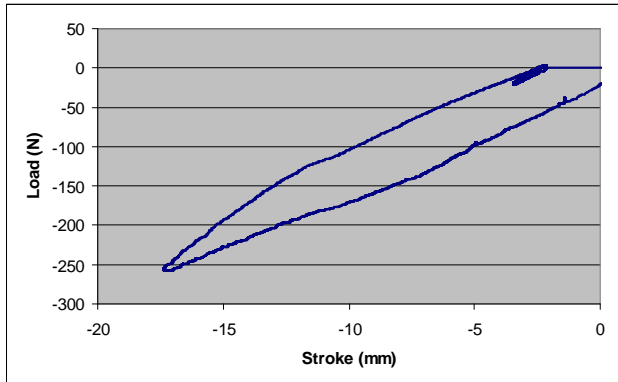
1. La palanca PKB se fijó en el banco de pruebas. La empuñadura fue cortado y extraída.
2. La SACS estaba conectado a un muelle que simula la carga en el cable primario. La palanca se sitúa en el 50% del recorrido total.
3. Después de eso, el útil para activar la palanca se fijó en el punto Q (307,5 mm del punto de rotación).
4. El transductor lineal se ha fijado a la base de la palanca PKB y alineado con la dirección de carga.
5. El útil de empuje se lleva hasta los 20N/-20N y se toma este punto como una referencia para medir la deformación plástica.



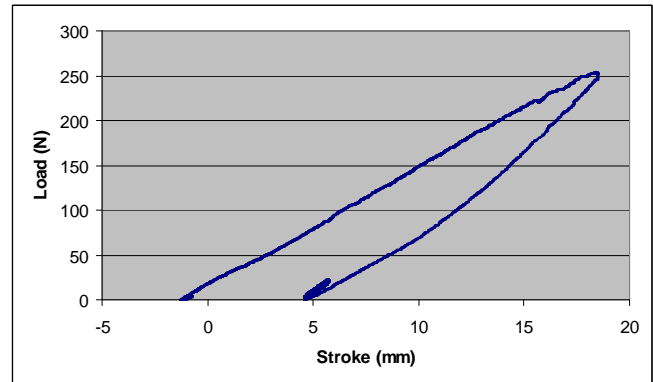
BANCO DE ENSAYO



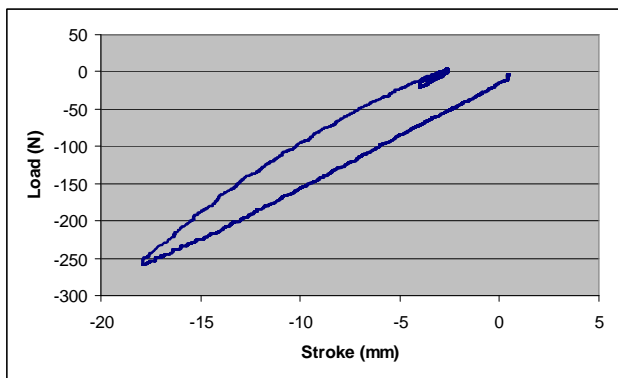
BANCO DE ENSAYO



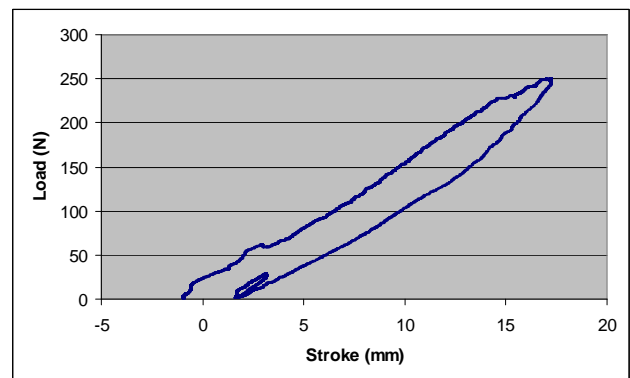
MUESTRA B-08262



MUESTRA B-08262



MUESTRA B-08265



MUESTRA B-08265

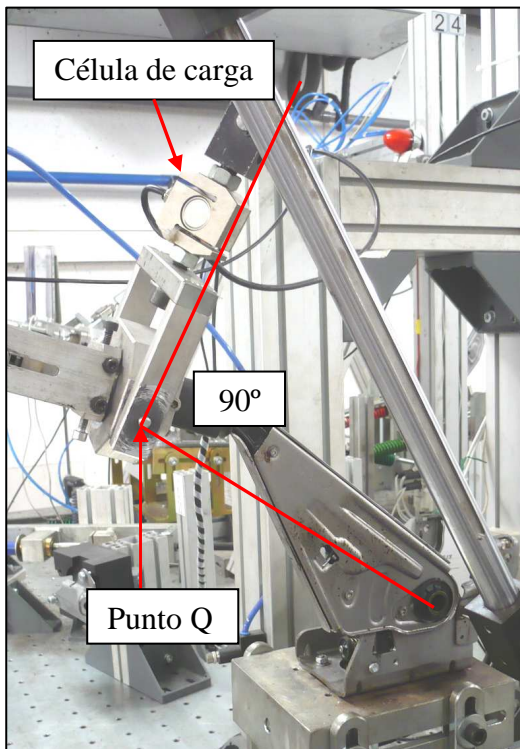
Muestra	Def.elástica (mm)	Def.elástica (mm)	Requerido	Def.plástica (mm)	Def.plástica (mm)	Requerido	Criteria
B-08262	16,6	18,0	27 mm max	3,4	3,8	4 mm max	OK
B-08265	17,3	17,2		3,9	2,4		OK

Muestra	Def.elástica (mm)	Def.elástica (mm)	Comp. FEA	Def.plástica (mm)	Def.plástica (mm)	Comp. FEA
B-08262	16,6	18,0	17,2 mm	3,4	3,8	4,1 mm
B-08265	17,3	17,2		3,9	2,4	

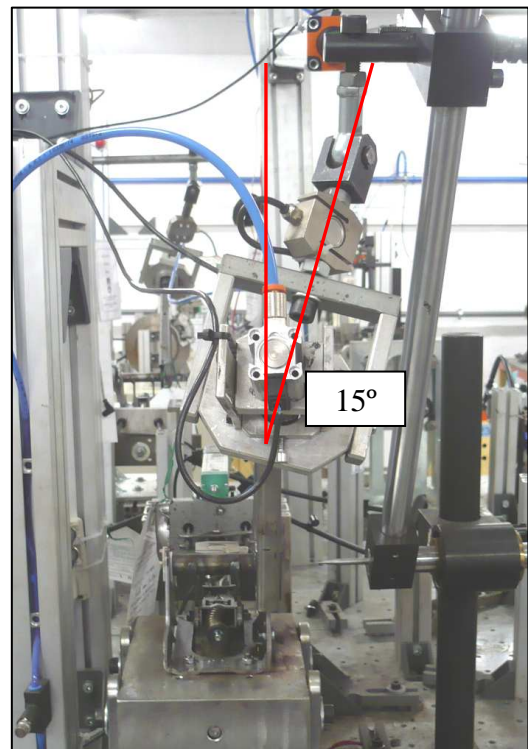
Los resultados de la deformación son de acuerdo a la especificación.

8.2.7. Ensayo de durabilidad

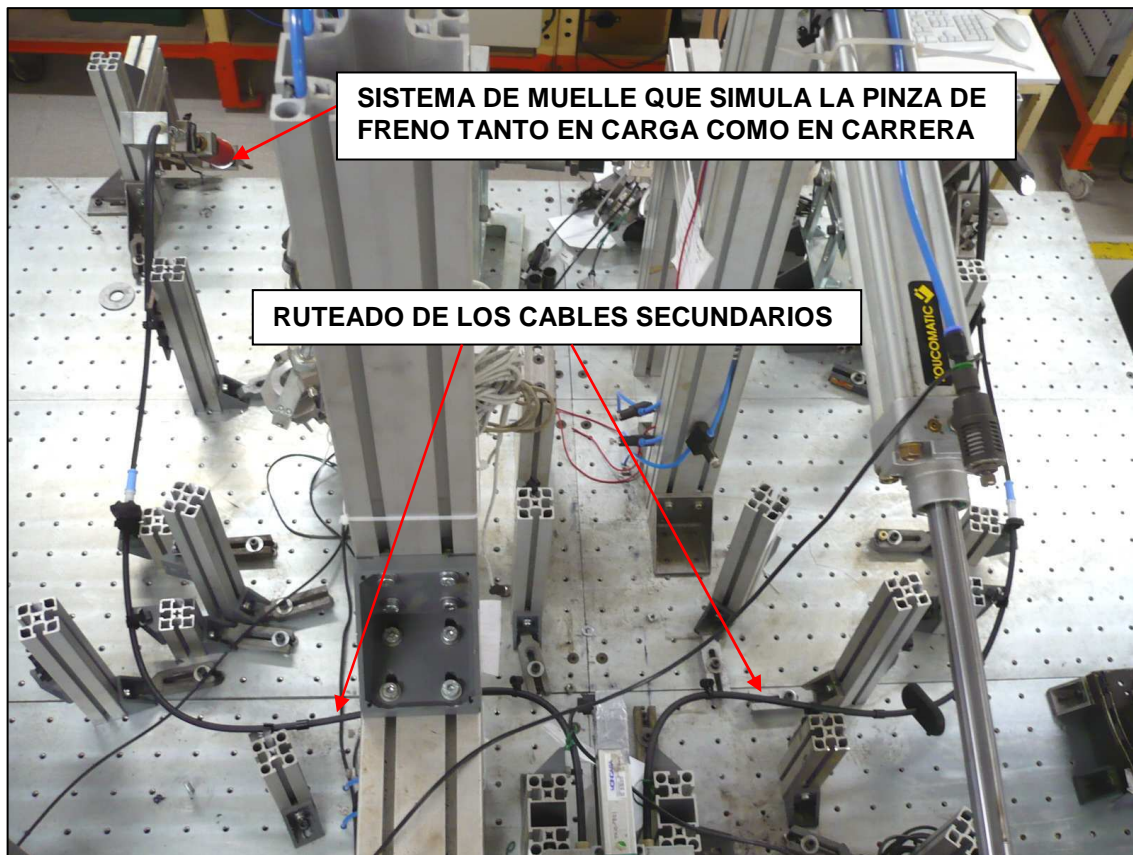
Para el montaje no solo se necesitan las muestras sino que también se ha de conocer el ruteado, es decir, el trazado que seguirán los cables secundarios, tal y como irán colocados en vehículo para simular cómo trabajará la palanca lo más parecido a la realidad. El ruteado de los cables nos lo proporcionará el cliente, así como las pinzas de freno para realizar la carga requerida sobre los cables, y a la vez sobre la palanca.



BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO



BANCO DE ENSAYO. VISTA SUPERIOR

En este caso, y para los prototipos, aún no se había conseguido la pinza de freno para los ensayos de durabilidad, por lo que se han sustituido por muelles.

El proceso es el siguiente:

Se hace un registro de carga y carrera de una pinza de freno del mismo cliente.

Se obtiene la gráfica de carga (N) vs carrera (mm)

Con la gráfica, ya tenemos la constante del muelle a buscar. Si la gráfica tiene 2 pendientes diferenciadas, se buscan las 2 K de los muelles, y se mira en la gráfica la distancia del cambio de pendiente (que será la distancia que tenemos que dejar antes de que empiece a actuar el 2º muelle).

Después de los ensayos de durabilidad realizados sobre un muestreo de palancas suficiente, no presentan ningún tipo de pérdida de funcionalidad. Sí presentan algunos problemas que trataremos en el punto siguiente.

9. PROBLEMAS SURGIDOS DURANTE LOS ENSAYOS

9.1. Fricción del SACS contra las levas.

Durante la durabilidad se ha podido observar, que el movimiento relativo de las levas sobre los anclajes del SACS, han producido en este, un desgaste, por el cual se corre el peligro de incluso cortar los 2 anclajes y perder la palanca toda su funcionalidad.



Detalle de la leva



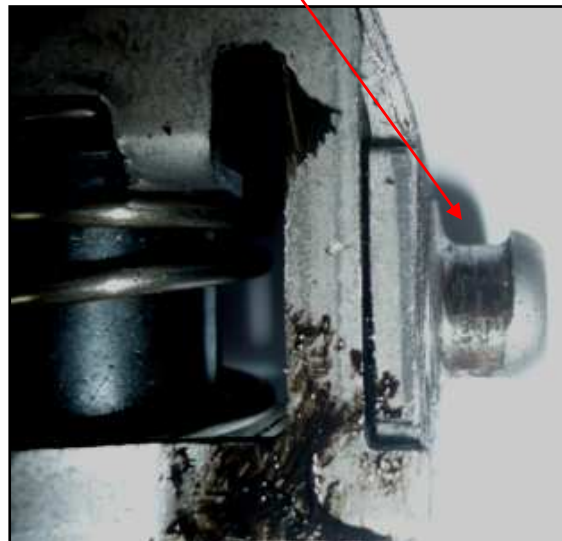
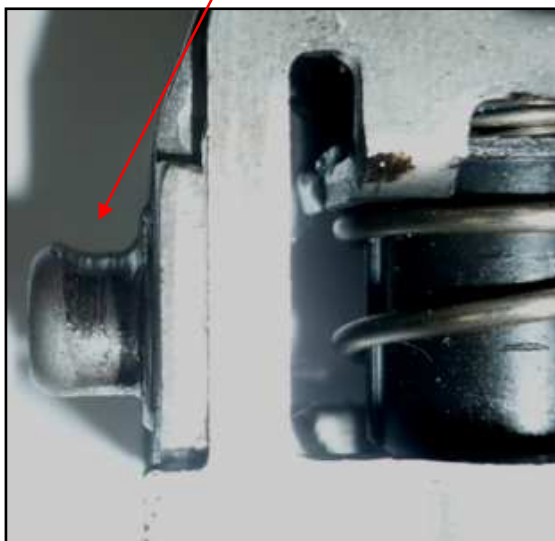
SACS alojado en las levas



Detalle del enganche del SACS

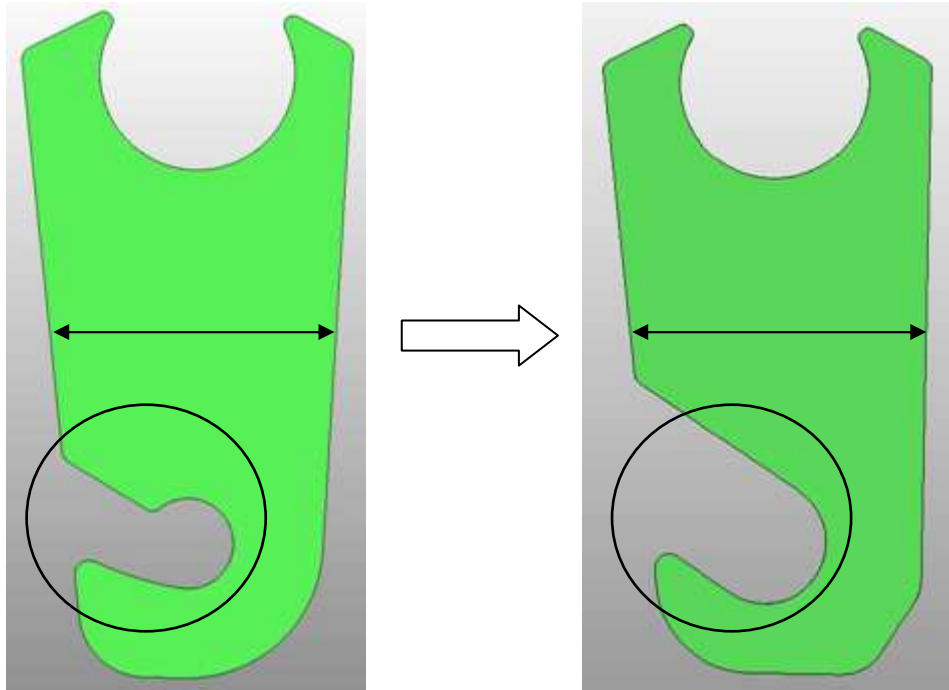


Detalle del SACS después de durabilidad



Detalle del desgaste en los anclajes

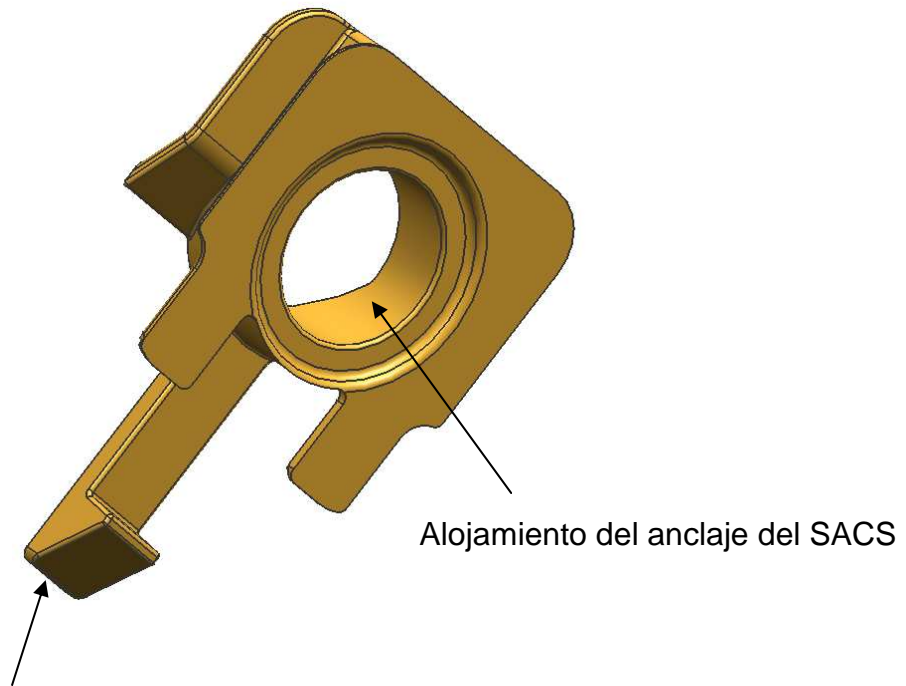
Para este problema se han diseñado unos casquillos de POM, que se insertarán en la línea de producción en el momento de ensamblar el SACS en la palanca. Esto comporta un cambio en la geometría de las levas.



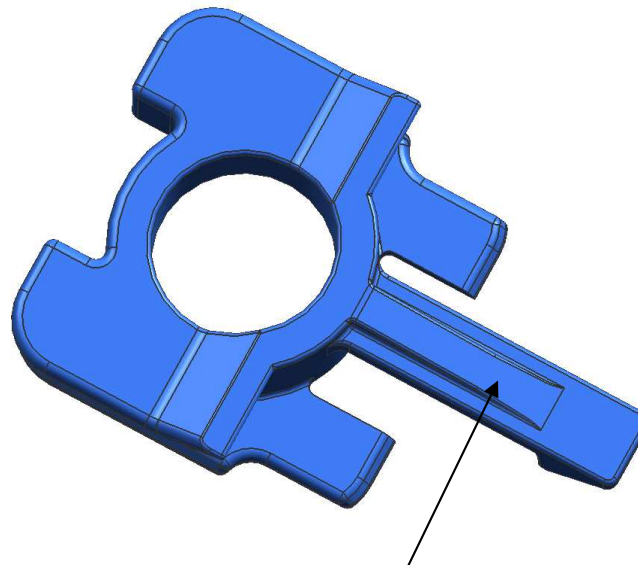
Se ha aumentado el ancho de la leva y se ha modificado la geometría para darle alojamiento al casquillo



Nuevo casquillo alojado en las levas.



Arpón de retención en el sentido de salida del SACS.



Nervio para aportar rigidez al arpón de retención

9.2. Muelle de asistencia.

El hecho de que esta palanca lleve el sistema SACS incorporado, conlleva una serie de cargas en el sentido contrario de la posición de reposo de la palanca. Esto, unido a altos deslizamientos en vacío de la palanca, debido a interferencias entre lever y placa base, puede dar lugar a que la palanca quede en una posición de semi-actuación y no liberar el SACS durante la conducción. Por tanto debemos asegurar que el usuario al bajar la palanca, ésta retorne a su posición de reposo. Para ello se ha introducido un muelle de tracción, constante del cual ha surgido de los diferentes diagramas de cuerpo libre de las diferentes partes, y el general. A continuación los mostramos:

Diagrama de la varilla del SACS:

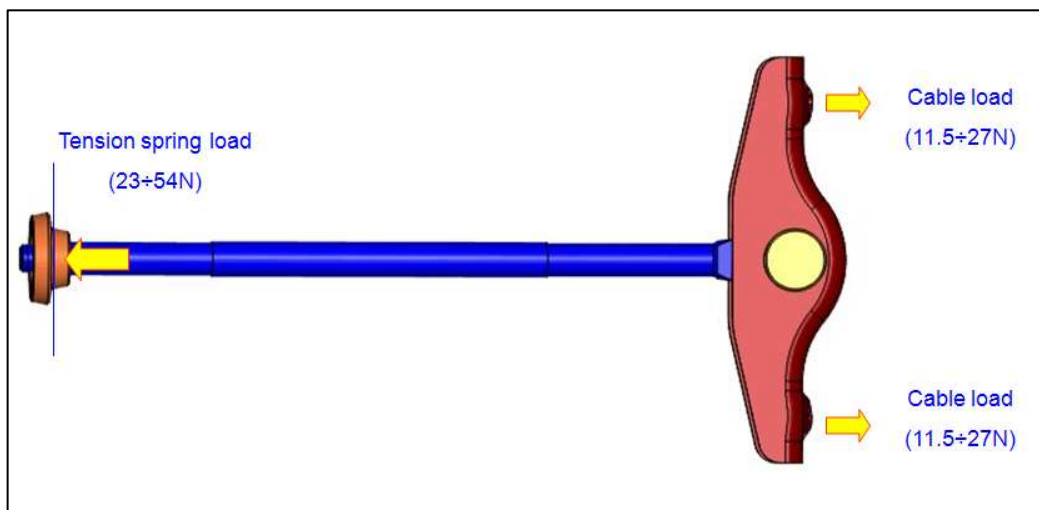


Diagrama del muelle del SACS:

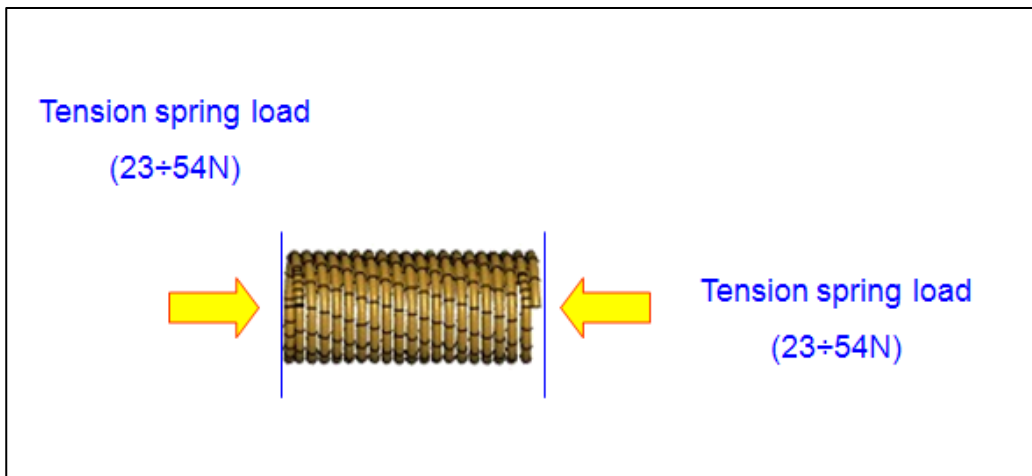


Diagrama interior del SACS:

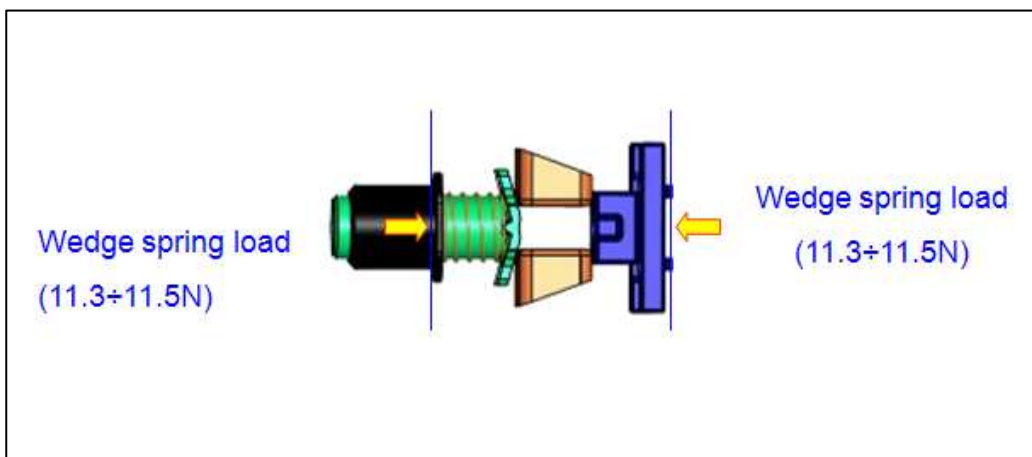


Diagrama exterior del SACS:

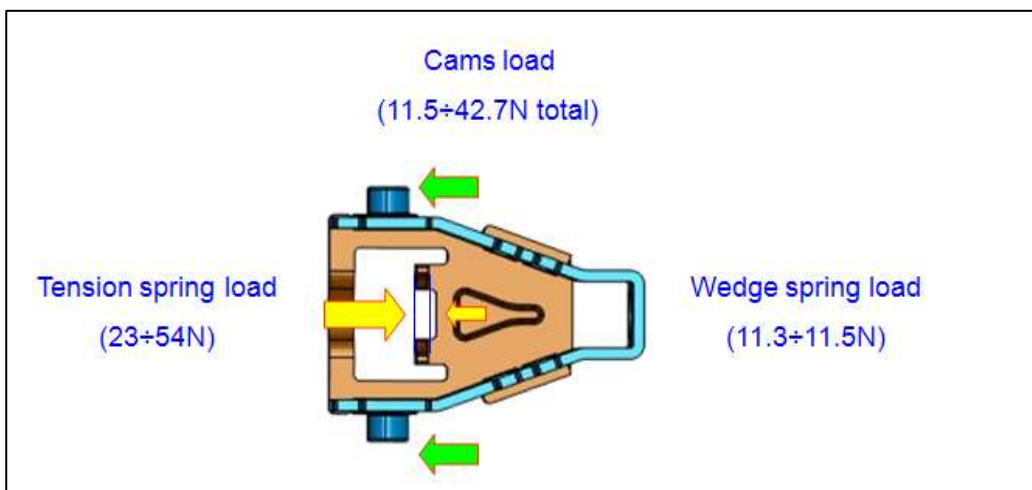
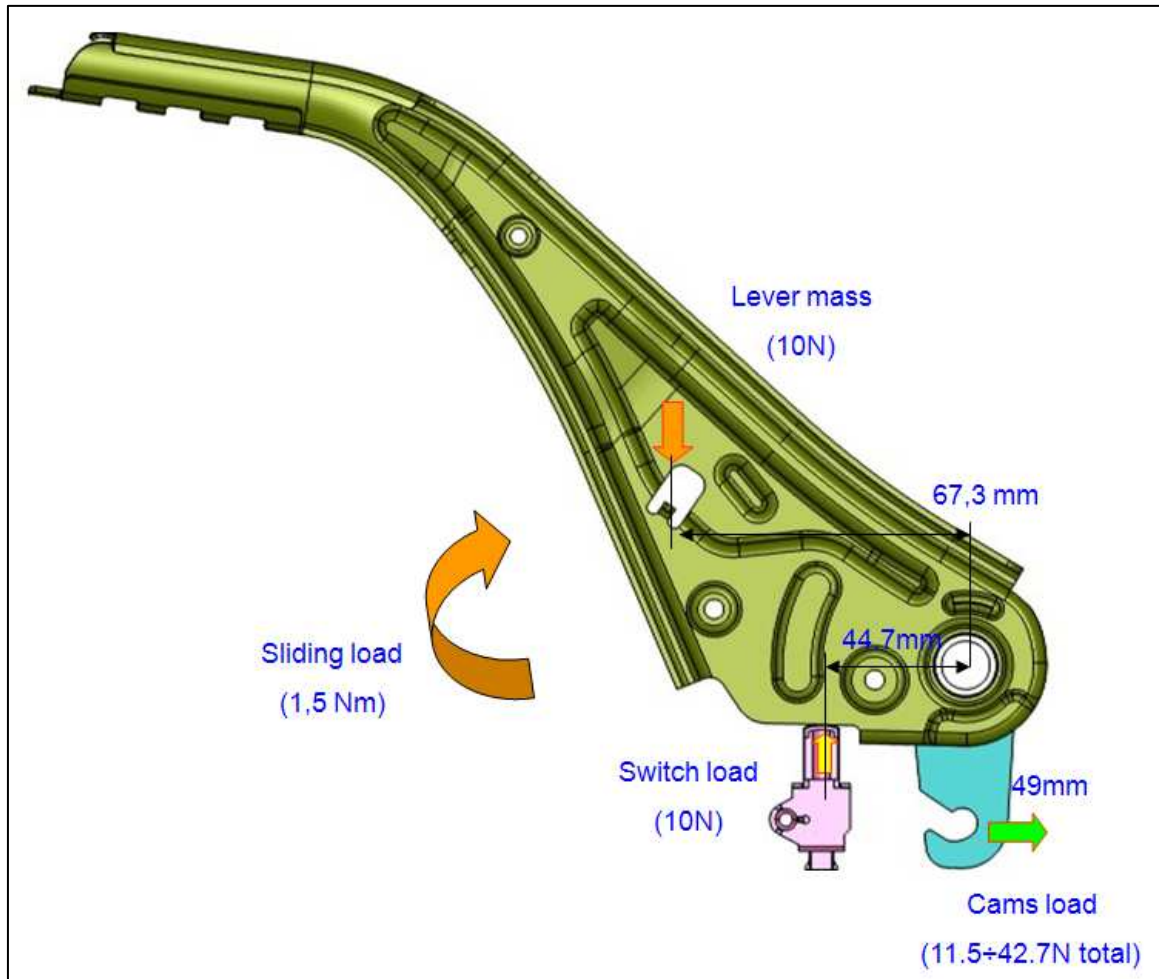


Diagrama general del lever:



Con este diagrama final, nos encontramos que hemos de aplicar un par de entre 0,12 Nm y 1,65 Nm para que la palanca este en posición de reposo. Sabemos el par que debemos aplicar, con lo cual sabiendo la distancia al eje de rotación del muelle a situar, ya solo tendremos que verificar la constante del muelle.



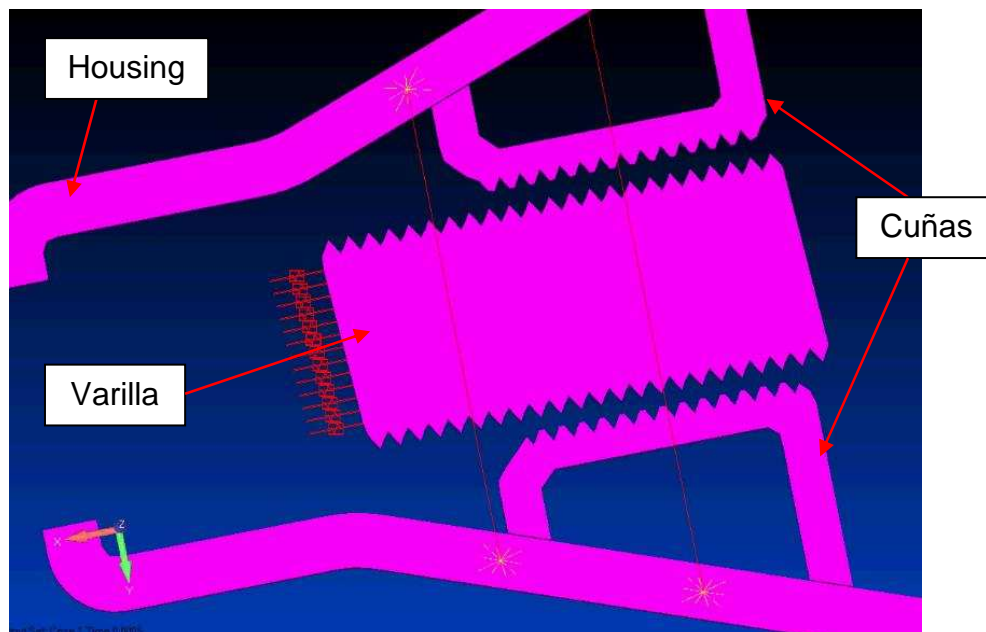
Se ha añadido el muelle de asistencia, fijándolo en una de las levas por un sentido, y en el otro fijado a la placa base.

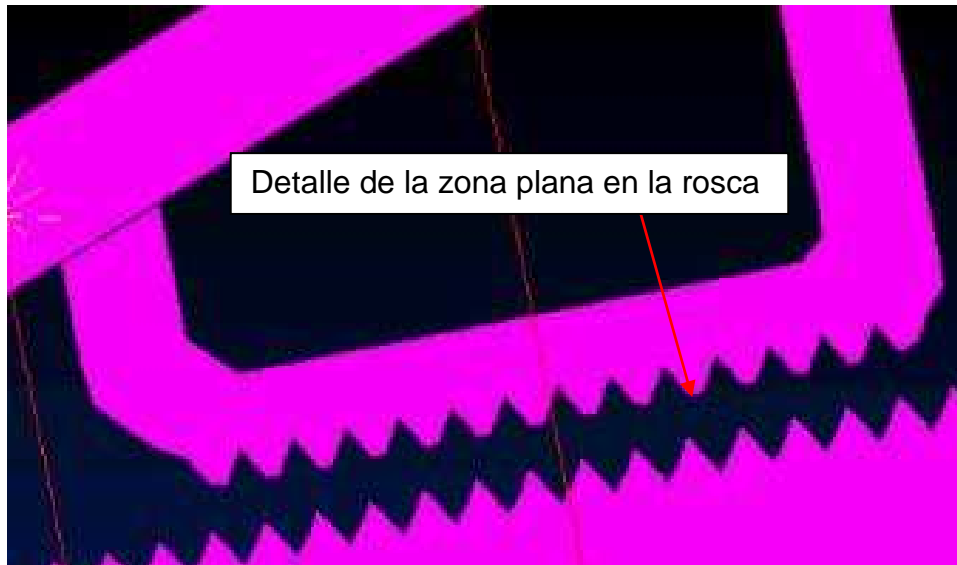
9.3. Clack noise.

Durante la durabilidad se ha detectado un problema, se produce un ruido, provocado por el engrane de las cuñas con la varilla. Después de hacer un estudio, tanto teórico como práctico, se ha llegado a la conclusión que esto puede deberse a varios factores como:

- Desalineación del ecualizador, que afecta directamente a la posición de la varilla, quedando ésta torcida.
- Variación de posición de la varilla con cada accionamiento de la palanca; esto es debido a la absorción de la elongación de los cables por el muelle. La posición de la varilla es inherente con el sistema, con lo cual es un punto que no podemos controlar al 100%.
- La cresta de la rosca en las cuñas no acaba totalmente en punta, lo que hace que tengamos más probabilidades de reproducir el clack noise.

A continuación se muestran unas imágenes donde se aprecia este detalle:





Para reducir este problema se han aplicado contramedidas para los 3 puntos anteriores, sobretodo el último y que consideramos más importante.

Se ha cambiado el proceso de fabricación de las cuñas.

En un principio se fabricaban por estampación en una matriz progresiva. De esta manera no podíamos asegurar el filo en las roscas, ya que el material, por deformación en frío, no llegaba a ocupar el “hueco” del filo por mucha presión que se le diera al punzón.

El proceso de fabricación se cambió por el de fabricación por MIM (Metal Injection Moulding). De esta manera tenemos el material líquido durante el proceso de fabricación, y así, dándole la presión de inyección necesaria, éste llega a ocupar todo el filo de la rosca en el molde.

Ver anexos para información adicional sobre el MIM.

10. AMBIENTALIZACIÓN.

Durante el proceso de diseño de la palanca no se producen residuos. Éstos empiezan a producirse con la fabricación de los primeros prototipos y, posteriormente en la fabricación en serie para el ensamblaje en las líneas de producción.

A continuación se muestra una tabla con las piezas que componen la palanca de freno de mano con sus procesos de fabricación y materiales, de esta manera se ven los posibles residuos y la manera de contribuir a su aprovechamiento.

Pieza	Material	Proceso de fabricación
SACS Tope metálico	Acero	Estampación
SACS Actuadores	PP +20% FV	Inyección
SACS cuñas	Acero	Estampación
SACS varilla	Acero	Estampación
SACS carcasa	Acero	Estampación
SACS tapas	Acero	Estampación
Ecualizador	Acero	Estampación
PKB Lever	Acero	Estampación
PKB grip	PP+40%FV y EPDM	Bi-inyección
PKB botón	ABS	Inyección
PKB levas	Acero	Estampación
PKB eje	Acero	Estampación
PKB varilla de liberación	PP +20%FV	Inyección
PKB trinquete	Acero	Estampación
PKB serreta	Acero	Estampación
PKB placa base	Acero	Estampación (doblado)
PKB brackets	Acero	Estampación
PKB casquillo de fricción	PA (poliamida)	Inyección

Como podemos observar, los 2 únicos procesos son el de estampación y el de inyección.

Durante el proceso de fabricación se generan las mermas (material sobrante).

Mermas de estampación: Venta al exterior.

Mermas de inyección: Reciclaje (triturado y fundido).

Al final de la vida del producto, se procede a desmontar la palanca, quedando así divididas las piezas en metálicas y plásticas.

Piezas metálicas: Venta al recogedor de metal y posterior venta a siderurgia.

Piezas plásticas: Reciclaje (triturado y fundido).

11. CONCLUSIONES.

Este proyecto ha servido como experiencia en cuanto a sistemas de freno autoajustables, de cara, en un futuro, a continuar produciendo estos sistemas buscando la mejora y la eficiencia en ellos.

Para la realización de cualquier producto y darle salida en el mercado, es básico hacer previamente un estudio de mercado. Lo cual nos ha permitido conocer los sistemas autoajustables que ya existen, y nos ha proporcionado ideas y posibles mejoras de los ya existentes.

En la fase de diseño se cuenta con diferentes herramientas de diseño, y posteriormente cálculo de elementos finitos. Todo esto es básico, ya que nos orienta sobre la posible geometría de la pieza, así como grosor que le podemos dar. De todas maneras siempre será interesante contrastar estos datos con los que nos encontremos en un caso práctico.

Cualquier producto que vaya a ser sometido a una serie de esfuerzos, del tipo específico que sea, deberá pasar una serie de ensayos, de acuerdo a las normas del cliente para el cual desarrollamos el producto. Si es un producto de nuevo diseño, como es el caso, serán normas específicas para el producto, siempre negociándolo con el cliente.

12. BIBLIOGRAFÍA

En este proyecto la bibliografía es básicamente interna de FICOSA, tal como informes internos, normas de cliente, etc.

GMW14376 – Norma interna de GM, con fecha de edición de Noviembre de 2006.

FC5744 – Informe interno FICOSA

FC5746 - Informe interno FICOSA

TLMS-C-00703 - Informe interno FICOSA

TLMS-C-00710 - Informe interno FICOSA

TLMS-C-00713 - Informe interno FICOSA

TLMS-C-00716 - Informe interno FICOSA

TLMS-C-00719 - Informe interno FICOSA

www.epma.com. – Extracto del Anexo IV. Página web consultada el 20-06-2009