



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica.

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO Y ANÁLISIS DE UNA PINZA DE
AGARRE CON SISTEMA RETRÁCTIL**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA.

Autora: Laura Nogales Jiménez

Tutores: Enrique Soriano Heras

Higinio Rubio Alonso

Leganés, junio de 2013





**Título: DISEÑO Y ANÁLISIS DE UNA PINZA DE AGARRE CON SISTEMA
RETRÁCTIL.**

Autor:

Director:

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ___ de _____
de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de
Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento a todos los que me habéis transmitido e inculcado interés por los estudios, haciendo que mis primeros aprendizajes estuvieran enmarcados en un mundo de ilusión, donde todo era imaginable y posible.

Ahora, a punto de finalizar el Grado en Ingeniería Mecánica en la Universidad Carlos III de Madrid, donde he tenido la oportunidad de coincidir con un gran número de buenos Catedráticos, vosotros, mis maestros de infantil, primaria e instituto estáis muy presentes en el recuerdo porque allí comenzó todo.

Quiero agradecer la gran disponibilidad del Dr. Enrique Soriano, mi tutor, por toda la ayuda prestada en el tramo final de los estudios y al Dr. Higinio Rubio, que siempre que le he necesitado ha estado ahí. A ambos, gracias por vuestras sabias y acertadas recomendaciones.

A los amigos y compañeros de la Universidad sin los cuales esta experiencia hubiera resultado, sin duda, mucho más dura y aburrida

Para acabar, dedicar un agradecimiento muy especial a mis padres y pareja por el permanente apoyo y constante comprensión que he recibido, ya que sin vosotros todo esto no hubiera sido posible.

Quiero decirlos a todos, muchísimas gracias por estar ahí.





Resumen

La industria moderna no puede prescindir de los sistemas mecánicos de agarre en cualquier ámbito de la fabricación y la manipulación de objetos. Las pinzas de agarre tienen un papel importante con prestaciones muy útiles y versátiles. Los distintos campos de aplicación, favorecen su utilización e implantación en la industria.

En el presente Proyecto Fin de Grado, se presentan:

- El diseño de una pinza de dos dedos retráctiles.
- En análisis cinemático y dinámico de una pinza de dos dedos retráctiles actuada por cremallera.
- Los modelos de elementos finitos implementados en Autodesk® Inventor®, para comprobar y comparar los resultados obtenidos analíticamente.
- La fabricación de un prototipo experimental de la pinza de sujeción.

Palabras clave: pinza de dos dedos, sistemas mecánicos de agarre, método de elementos finitos.





Abstract

Nowadays modern industry cannot survive without the development of efficient mechanical systems in order to solve one of the main issues that this industry faces: the mechanical gripping systems during both the production and the handling process. Tweezers play a crucial role when dealing with this problem as it can be easily integrated to the many areas of the industry.

This essay focuses on:

- The design of tweezers composed by two retractable fingers.
- The cinematic and dynamic analysis of the retractable fingers tweezers actuated by zipper.
- The Finite Element Analysis via Autodesk® Inventor® in order to provide numerical analysis.
- The development of an experimental prototype for the tweezers.

Keywords: two-finger gripper, mechanical gripping systems, Finite Element Analysis.



Índice general

Capítulo 1.....	19
INTRODUCCIÓN.....	19
1.1 Motivación y ámbito.....	19
1.2 Objetivos.....	20
1.3 Fases del desarrollo.....	22
1.4 Medios a emplear.....	22
1.5 Estructura de la memoria.....	23
Capítulo 2.....	25
LOS SISTEMAS DE AGARRE.....	25
2.1 Herramientas de agarre en la antigüedad.....	26
2.2 La evolución de las pinzas.....	28
2.3 De las pinzas de agarre a las manos artificiales.....	32
2.4 Clasificación de mecanismos empleados en pinzas de agarre.....	36
2.5 Análisis de los movimientos de las garras.....	45
2.6 Características de la mecánica del agarre.....	46



2.7 El problema del agarre	49
2.8 Problemas de diseño	50
2.9 Normativa	50
2.9.1 Riesgos mecánicos específicos en el uso máquinas.	52
2.9.2 Dispositivos para la seguridad de máquinas industriales.....	52
Capítulo 3.....	55
METODOLOGÍA Y PROGRAMAS EMPLEADOS.....	55
3.1 Metodología de diseño.....	55
3.1.1 Primer modelo	57
3.1.2 Segundo modelo	58
3.1.3 Tercer modelo	61
3.2 Autodesk® Inventor® 2013	63
3.2.1 ¿Porqué elegir Autodesk® Inventor®?.....	64
3.2.2 Interfaz gráfica.....	65
3.2.3 Interfaz de usuario	67
3.2.4 Interfaz de simulación.....	69
3.2.5 Interfaz de usuario para el análisis de tensiones.	70
3.3 Automation Studio™	71
Capítulo 4.....	73
DISEÑO	73
4.1 Modelado de piezas	75
4.1.1 Base.....	76
4.1.2 Tope de la cremallera.....	76



4.1.3 Base inferior.....	77
4.1.4 Rueda dentada.....	78
4.1.5 Cremallera.....	78
4.1.6 Rótula.....	79
4.1.7 Brazo.....	79
4.1.8 Tapa	80
4.1.9 Cojinete.....	81
4.1.10 Arandelas ISO 7089 M3	81
4.1.11 Tornillos ISO 4762 M3.....	82
4.1.12 Tuercas ISO 4032 M3.....	83
4.2 Montaje del conjunto	84
4.3 Simulación	90
4.4 Planos.....	97
Capítulo 5.....	98
ANÁLISIS Y RESULTADOS	98
5.1 Determinación del tamaño del objeto a agarrar	98
5.2 Cálculo de la fuerza del actuador.....	100
5.3 Grados de libertad.....	102
5.4 Análisis cinemático.....	105
5.4.1 Modelo analítico	106
5.4.2 Análisis cinemático con Autodesk® Inventor®	120
5.5 Análisis dinámico con Autodesk® Inventor®	130
5.6 Caracterización del conjunto piñón- cremallera	141



5.6.1 Posibles fallos.....	144
Capítulo 6.....	158
FABRICACIÓN Y PRESUPUESTO.....	158
6.1 Fabricación	159
6.2 Montaje	161
6.2.1 Sistema de agarre	162
6.2.2 Circuito neumático.....	163
6.2.3 Integración del sistema de agarre y el actuador	167
6.3 Presupuesto	169
6.3.1 Precio de costo	170
6.3.2 Precio de venta.....	170
6.3.3 Precio de venta de una pinza de sujeción con garras retráctiles	170
Capítulo 7.....	173
CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	173
7.1 Conclusiones.....	173
7.2 Trabajos futuros	175
Capítulo 8.....	176
BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA	176
8.1 Bibliografía.....	176
8.2 Webgrafía	178
GLOSARIO	179
ANEXOS	180
Anexo A: Planos de conjunto.	181



Anexo B: Plano explosionado.	185
Anexo C: Planos de las piezas.	187
Anexo D: Hojas de características.	197
Anexo E: Programación de cojinetes. Fagor 8050.	213
Anexo F: Gráficas de posición, velocidad y aceleración.....	214

Índice de figuras

Figura 1.1 Mano robótica.	20
Figura 2.1 Una pinza y su utilización por un herrero en su taller en Roma.	27
Figura 2.2 Aplicación de pinza de dos garras en una grúa romana. (a) Trabajo de Vitruvio de mecanismo de pinza. (b) Moderna reconstrucción del mecanismo interior de una pinza de tres piezas	27
Figura 2.3 Pinzas médicas romanas del s.I d.C. (a) Actuación clásica. (b) Con dedos curvos. (c) Con conexiones mecánicas.	28
Figura 2.4 Mecanismo de pinza por Mariano di Jacopo (1382-1458).....	29
Figura 2.5 Mecanismo de pinzas en grúas por Leonardo Da Vinci (1452-1519).29	
Figura 2.6 Mecanismo de pinza como una prótesis de mano. (a) Mano Stibbert en el s.XV. (b) Mano Eisern en el s.XVI. (c) Diseño moderno de gancho	30
Figura 2.7 Ejemplo de diseño mecánico y esquema cinemático de pinzas industriales. (a) Modelo MHC2-10. (b) MHQG2-10	31
Figura 2.8 Esquema macatrónico de diseño y operación de pinza	31

Figura 2.9 Ejemplos de diseños de prótesis a lo largo del tiempo. (a) Mecanismo de la mano Lorraine en 1550. (b) Brazo-mano desarrollado a finales del s. XIX. (c) Prototipo moderno mecatrónico.	32
Figura 2.10 Manos robóticas modernas. (a) Mano Salisbury construida en la Universidad de Stanford en EE.UU. en 1982, y esquema cinemático (b) Mano DLR construida en la Universidad de Munich en Alemania en 1997 y su esquema cinemático (c) Mano WAM-8R construida en la Universidad Waseda en Japón en 1985. (d) Mano LARMde la Universidad de Cassino en Italia en 2003	33
Figura 2.11 Primeros diseños: (a) El primer dedo articulado de LARM, (b) Prueba dinámica en el segundo dedo.....	34
Figura 2.12 Versiones de mano LARM. (a) Mano LARM I, 2003. (b) Mano LARM II, 2004. (c) Mano LARM III, 2006.....	34
Figura 2.13 Mano LARM IV: (a) prototipo, (b) Mecanismo de dedo.....	34
Figura 2.14 Globo de látex relleno de café molido y sistema de vacío	35
Figura 2.15 Demostración de agarre.....	35
Figura 2.16 Representación simbólica utilizada en los esquemas cinemáticos. (a) Junta de rotación. (b) Junta prismática	38
Figura 2.17 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQ2-6, Catálogo I 305a. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	38
Figura 2.18 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQG2-10, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	38
Figura 2.19 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHR2-MDHR2-10, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	39
Figura 2.20 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQG2-32, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	39
Figura 2.21 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP210N, Cat. H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático	39
Figura 2.22 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial WGW-6, Catálogo General 2.0 (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático	40

Figura 2.23 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHC2-10, Catálogo I 305A. (b)Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	40
Figura 2.24 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial ZK22, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático	41
Figura 2.25 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP500, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático	41
Figura 2.26 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP325, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.	41
Figura 2.27 Ejemplo de pinza industrial: (a) modelo comercial RH918ST140, Catálogo Robot Hand. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático	42
Figura 2.28 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial RH901, Catálogo Robot Hand. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.....	42
Figura 2.29 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial X9570, Catálogo NO.0301 English versión 5000-9204. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático.	43
Figura 2.30 Distintos tipos de movimientos de dedos: (a) traslación paralela, (b) traslación en dos direcciones, (c) rotación, (d) rotación y traslación	45
Figura 2.31 Fases de la mecánica del agarre, (a) choque inicial, (b) empuje, (c) choque de agarre, (d)agarre estático, (e) agarre dinámico, (f) agarre con choque contra el entorno.	46
Figura 2.32 Modelo de agarre con pinza de dos dedos.....	47
Figura 2.33 Posible movimiento del objeto a lo largo de la línea de deslizamiento: (a) movimiento hacia el exterior de la pinza, (b) movimiento hacia el interior de la pinza, (c) imposibilidad de movimiento.....	48
Figura 2.34 Ejemplo de clasificación del espacio de trabajo de un robot industrial	51
Figura 2.35 Ejemplo de situaciones de riesgo para operarios, según referencias de normativa	52
Figura 2.36 Configuraciones recomendadas para mandos. (a) Mandos cubiertos por una envolvente. (b) Mandos a dos manos	53

Figura 2.37 (a) Resguardo móvil con enclavamiento. (b) Ejemplos de dispositivos de enclavamiento	53
Figura 2.38 Restricciones de acceso al peligro. (a) Mediante barrera fotoeléctrica. (b) Mediante suelo sensible a la presión.....	54
Figura 2.39 Bordes sensibles a la presión en un entorno automatizado.	54
Figura 3.1 Ciclo de diseño.	56
Figura 3.2 Representación del primer modelo en cartulina.	57
Figura 3.3 Posición inicial y posición de brazos semiextendidos del primer modelo.	58
Figura 3.4 Posición final del conjunto del primer modelo.	58
Figura 3.5 Representación del segundo modelo en madera: (a) base y cremallera, (b) base, cremallera y ruedas dentadas, (c) base, cremallera, ruedas dentadas, bases del brazo, cojinetes y rótulas, (d) posición inicial, (e) posición intermedia, (f) posición final del conjunto.	59
Figura 3.6 Conjunto de piezas de acero.	62
Figura 3.7 Tornillos, arandelas, tuercas y cojinetes empleados en el conjunto..	62
Figura 3.8 Portada Autodesk® Inventor®	64
Figura 3.9 Interfaz gráfica de Autodesk® Inventor®	65
Figura 3.10 Entornos de trabajo en Autodesk® Inventor®	66
Figura 3.11 Interfaz de usuario de Autodesk® Inventor®	68
Figura 3.12 Ficha Environments de Autodesk® Inventor®	69
Figura 3.13 Interfaz de simulación de Autodesk® Inventor®	69
Figura 3.14 Interfaz de usuario para el análisis de tensiones de Autodesk® Inventor®	70
Figura 3.15 Bibliotecas de componentes de Automation Studio™	71
Figura 3.16 Herramientas para configura válvulas de Automation Studio™ ...	72

Figura 4.1 Componentes del modelo final de pinza.	74
Figura 4.2 Entorno boceto.	75
Figura 4.3 Herramientas de dibujo de Autodesk® Inventor®	76
Figura 4.4 Barra de operaciones de Autodesk® Inventor®	76
Figura 4.5 Base original y final.	76
Figura 4.6 Tope de cremallera original y final.	77
Figura 4.7 Evolución de la base inferior.	77
Figura 4.8 Rueda dentada.	78
Figura 4.9 Cremallera inicial y final.	78
Figura 4.10 Rótula.	79
Figura 4.11 Brazo.	79
Figura 4.12 Pieza intermedia del brazo, que en el modelo final no se usa.	80
Figura 4.13 Evolución de la tapa.	81
Figura 4.14 Cojinete.	81
Figura 4.15 Características arandelas ISO 7089.	82
Figura 4.16 Tabla de características arandelas ISO 7089.	82
Figura 4.17 Características tornillos ISO 4762.	83
Figura 4.18 Tabla de características para tornillos ISO 4762.	83
Figura 4.19 Características tuercas ISO 4032.	84
Figura 4.20 Tabla de características para tuercas ISO 4032.	84
Figura 4.21 Panel componente de la ficha ensamblar.	85
Figura 4.22 Navegador.	85
Figura 4.23 Icono componente base.	85



Figura 4.24 Cuadro de diálogo Constrain.....	86
Figura 4.25 Restricción de coincidencia.....	87
Figura 4.26 Restricción insertar.....	87
Figura 4.27 Restricción ángulo.....	87
Figura 4.28 Restricción tangente.....	88
Figura 4.29 Insertar elementos de la biblioteca.....	88
Figura 4.30 Elementos de la biblioteca.....	89
Figura 4.31 Diseño final.....	89
Figura 4.32 Ventana de simulación dinámica.....	91
Figura 4.33 Creación de uniones de contacto 2D.....	92
Figura 4.34 Contactos 2D.....	92
Figura 4.35 Fuerzas externas aplicadas.....	93
Figura 4.36 Localización de la fuerza aplicada.....	93
Figura 4.37 Aplicación de la fuerza de la gravedad.....	94
Figura 4.38 Gráfico de salida.....	94
Figura 4.39 Simulation Player.....	95
Figura 4.40 Secuencia de movimiento.....	96
Figura 5.1 Pinza en la posición inicial.....	98
Figura 5.2 Máximo objeto.....	99
Figura 5.3 Mínimo objeto.....	99
Figura 5.4 Determinación de las partes del cilindro de doble efecto.....	100
Figura 5.5 Representación del mecanismo, primer caso.....	103
Figura 5.6 Representación del mecanismo, segundo caso.....	104



Figura 5.7 Representación del mecanismo, tercer caso.	104
Figura 5.8 Representación de los puntos de estudio.	105
Figura 5.9 Punto de aplicación de la fuerza.	106
Figura 5.10 La pinza agarra el objeto dimensiones máximas.	107
Figura 5.11 La pinza agarra el objeto dimensiones mínimas.	107
Figura 5.12 Simplificación del mecanismo.	108
Figura 5.13 Representación de la velocidad de la cremallera.	109
Figura 5.14 Representación de la aceleración de la cremallera.	109
Figura 5.15 Simplificación del mecanismo del primer caso de estudio.	111
Figura 5.16 Cinema de velocidades equivalente, caso 1.	113
Figura 5.17 Velocidad angular de los diferentes eslabones, caso1.	113
Figura 5.18 Cinema de aceleraciones, determinación gráfica de las aceleraciones tangenciales para el caso 1.	115
Figura 5.19 Simplificación del mecanismo del segundo caso de estudio.	116
Figura 5.20 Cinema de velocidades equivalente, caso 2.	117
Figura 5.21 Velocidad angular de los diferentes eslabones, caso 2.	118
Figura 5.22 Cinema de aceleraciones, determinación gráfica de las aceleraciones tangenciales para el caso 2.	119
Figura 5.23 Trayectoria del punto A de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.	120
Figura 5.24 Trayectoria del punto B de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.	121
Figura 5.25 Trayectoria del punto C de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.	121
Figura 5.26 Representación de la posición inicial.	122



Figura 5.27 Sistema de referencia que Autodesk Inventor determina por defecto.	123
Figura 5.28 Evaluación de la posición del punto A en función del tiempo.	124
Figura 5.29 Evaluación de la posición del punto B en función del tiempo.	124
Figura 5.30 Evaluación de la posición del punto C en función del tiempo.	125
Figura 5.31 Evaluación de la velocidad del punto A en función del tiempo.	126
Figura 5.32 Evaluación de la velocidad del punto B en función del tiempo.	126
Figura 5.33 Evaluación de la velocidad del punto C en función del tiempo.	127
Figura 5.34 Evaluación de la aceleración del punto A en función del tiempo.	128
Figura 5.35 Evaluación de la aceleración del punto B en función del tiempo.	128
Figura 5.36 Evaluación de la aceleración del punto C en función del tiempo.	129
Figura 5.37 Las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada en el avance de los brazos de la pinza.	130
Figura 5.38 Las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada en el retorno de los brazos de la pinza.	131
Figura 5.39 Mallado de la rueda dentada.	132
Figura 5.40 Tensión de Von Mises de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.	133
Figura 5.41 Desplazamiento de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.	133
Figura 5.42 Factor de seguridad de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.	134
Figura 5.43 Tensión de Von Mises de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.	134
Figura 5.44 Desplazamiento de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.	135



Figura 5.45 Factor de seguridad de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.....	135
Figura 5.46 Mallado de la cremallera.	136
Figura 5.47 Tensión de Von Mises de la cremallera cuando los brazos de la pinza avanzan.	136
Figura 5.48 Factor de seguridad de la cremallera cuando los brazos de la pinza avanzan.	137
Figura 5.49 Tensión de Von Mises de la cremallera cuando los brazos de la pinza retroceden.....	137
Figura 5.50 Factor de seguridad de la cremallera cuando los brazos de la pinza retroceden.	138
Figura 5.51 Mallado del brazo.....	139
Figura 5.52 Tensión de Von Mises del brazo.	139
Figura 5.53 Desplazamientos del brazo.....	140
Figura 5.54 Factor de seguridad del brazo.....	140
Figura 5.55 Cremallera de referencia	141
Figura 5.56 Perfil de referencia del dentado o cremallera tipo.....	142
Figura 5.57 Representación de una cremallera normalizada de talla para la generación de dientes de engranajes.....	142
Figura 5.58 Representación de los parámetros más representativos de un engranaje.....	143
Figura 5.59 Reparto de la carga transmitida según la norma I.S.O.	145
Figura 5.60 Reparto de la carga transmitida según la norma A.G.M.A..	145
Figura 5.61 Esfuerzo F en la zona de contacto de los dientes.	146
Figura 5.62 Fallo por fatiga en la base del diente.....	146
Figura 5.63 Factor geométrico (J)	148



Figura 5.64 Factor de aplicación (K_a).....	148
Figura 5.65 Factor de distribución de la carga (K_m).....	149
Figura 5.66 Factor de tamaño (K_S)	149
Figura 5.67 Factor dinámico (K_V)	149
Figura 5.68 Resistencia a la flexión (S_T)	151
Figura 5.69 Factor de duración para la tensión de flexión (K_L)	151
Figura 5.70 Factor de temperatura (K_T).....	152
Figura 5.71 Factor de confiabilidad (K_R)	152
Figura 5.72 Coeficiente elástico (C_p).....	154
Figura 5.73 Factor de estado o condición de superficie (C_F).....	155
Figura 5.74 Resistencia a la fatiga (S_C)	156
Figura 5.75 Factor de duración (C_L).....	156
Figura 5.76 Factor de dureza (C_H).....	157
Figura 6.1 Conjunto de piezas de acero.....	159
Figura 6.2 Componentes del modelo final de pinza.	161
Figura 6.3 Montaje del sistema de agarre: (a) parte inferior, (b) intermedia y (c) parte superior.	162
Figura 6.4 Montaje de los brazos.....	163
Figura 6.5 Circuito neumático: (a) pinzas en posición inicial, (b) pinzas sujetando al objeto.	164
Figura 6.6 Circuito neumático montado en el laboratorio.	164
Figura 6.7 Segundo esquema neumático.	165
Figura 6.8 Segundo circuito neumático montado en el laboratorio.	166
Figura 6.9 Uniones en neumática	167



Figura 6.10 Plano de un acoplamiento en neumática	167
Figura 6.11 Montaje de las pinzas y el actuador.	167
Figura 6.12 Proceso de montaje del primer circuito neumático.	168
Figura 6.13 Colocación de las válvulas en la placa de metal.	168
Figura 6.14 Fijación de las pinzas y el cilindro de doble efecto en la placa.....	169

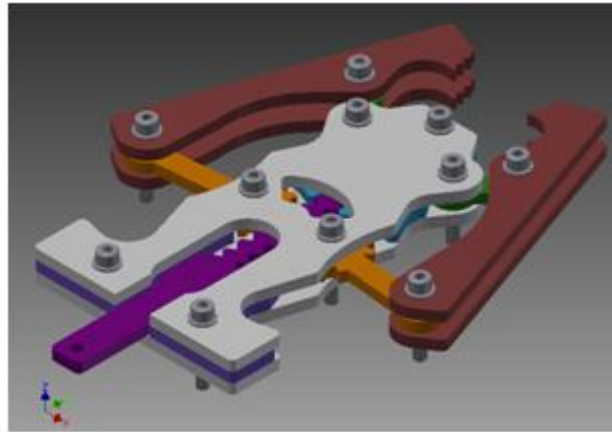


Índice de tablas

Tabla 2.1 Identificación de las pinzas.....	44
Tabla 3.1 Clasificación de piezas de segundo modelo	61
Tabla 4.1 Propiedades del acero.	73
Tabla 4.2 Nombre de los componentes.....	74
Tabla 4.3 Fases para llevar a cabo la simulación.....	91
Tabla 4.4 Formato de los planos.....	97
Tabla 5.1 Rango de tamaños del objeto.....	100
Tabla 5.2 Especificaciones.	101
Tabla 5.3 Velocidad en el instante de agarrar el objeto de máximas dimensiones.	110
Tabla 5.4 Aceleración en el instante de agarrar el objeto de máximas dimensiones.	110
Tabla 5.5 Velocidad en el instante de agarrar el objeto de mínimas dimensiones.	110
Tabla 5.6 Aceleración en el instante de agarrar el objeto de mínimas dimensiones.	110



Tabla 5.7 Velocidad y aceleración de los dos casos de estudio.....	111
Tabla 5.8 Parámetros normalizados del dentado de un engranaje.....	143
Tabla 5.9 Parámetros del dentado.....	143
Tabla 5.10 Parámetros para el cálculo del esfuerzo por flexión.....	150
Tabla 5.11 Parámetros para el cálculo del esfuerzo por flexión admisible.	152
Tabla 5.12 Parámetros para el cálculo del esfuerzo de contacto.	155
Tabla 5.13 Parámetros para el cálculo del esfuerzo de contacto admisible.....	157
Tabla 6.1 Clasificación de las piezas de acero inoxidable.....	161
Tabla 6.2 Nombre de los componentes.....	162
Tabla 6.3 Componentes utilizados en el montaje del primer circuito neumático.	165
Tabla 6.4 Componentes adicionales del segundo circuito neumático.	166



Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación y ámbito

La robótica ha experimentado en las últimas décadas una extraordinaria expansión en el ámbito de la fabricación, utilizándose robots industriales para reemplazar a los humanos en tareas repetitivas y peligrosas, asegurar una calidad constante, trabajar en ambientes hostiles y reducir mano de obra.

El uso de robots es común en diversos ámbitos de la vida cotidiana, que van desde sencillos equipos de entretenimiento o electrodomésticos a complejos sistemas tecnológicos aplicados en construcción, minería, agricultura, automovilismo, aeronáutica, sanidad, energía, seguridad y defensa, etc.

La gran variedad de entornos y situaciones en los que se pueden aplicar sistemas robóticos, requiere que desde el punto de vista social se reconozcan y apoyen estudios e investigaciones para el desarrollo de robots específicos que estén al servicio del progreso y la humanidad.

Es cada vez más evidente, que los robots son los sistemas que a corto y medio plazo van a realizar la mayoría de las tareas de tipo físico, especialmente las más pesadas y peligrosas, capaces de manipular productos a alta velocidad.

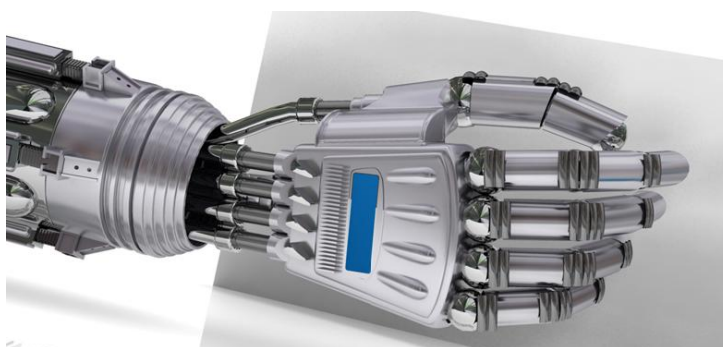


Figura 1.1 Mano robótica [4].

Los robots pueden llevar a cabo acciones de coger y dejar, en el proceso de manipulación de objetos. Por tanto, es necesario analizar las características de los diversos dispositivos desarrollados de dedos robóticos, que logran la manipulación de objetos para construir innovadores prototipos de dedos o garras y sean utilizados como partes fundamentales de robots.

Las dos razones principales que motivan el estudio del presente Trabajo Fin de Grado son encontrar una mayor seguridad en el agarre mediante la pinza de dos dedos retráctiles actuada por cremallera, y la búsqueda de características cualitativas diferentes a las pinzas actuales existentes.

1.2 Objetivos

En este Proyecto se propone el diseño de un mecanismo actuador para una “pinza (*grripper*) de dos dedos retráctiles” desarrollado previamente por el Dr. Enrique Soriano de la Universidad Carlos III de Madrid. La metodología de diseño parte de la obtención de las relaciones matemáticas de los elementos que conforman el sistema y su posterior síntesis dimensional.

La realización de este Proyecto Fin de Grado tiene como objetivo principal el desarrollo de un modelo numérico de mecanismo con características de pinza industrial de dos dedos retráctiles, así como el modelado, el estudio de su comportamiento, funcionalidad y la fabricación de un prototipo experimental.

El modelado a tamaño real y su análisis se llevará a cabo mediante el software de diseño Autodesk® Inventor® 2013, que permite generar un modelo 3D exacto que facilita el diseño, la visualización y la simulación del sistema de agarre.

Se pretende mejorar la producción industrial, tanto en términos económicos como en términos de seguridad. Debido a la gran importancia en la industria de los sistemas de agarre, la robotización industrial de un proceso de fabricación favorece notablemente los siguientes aspectos:

- Incremento de la productividad.
- Mejora de la eficiencia, eficacia y calidad del producto.
- Reducción del coste final del producto a fin de conseguir un precio de comercialización más competitivo.
- Disminución del riesgo de accidentes aumentando la seguridad laboral.
- Disminución de la mano de obra y simplificación del mantenimiento.

Para garantizar el cumplimiento de estos aspectos, el diseño propuesto tiene como finalidad principal garantizar un agarre firme para que se lleve a cabo el correcto funcionamiento del sistema donde se implemente el dispositivo, ya que en caso contrario se ponen en peligro tanto la seguridad del personal como la seguridad de los equipos que constituyen la instalación.

Es por tanto, que en este Proyecto Fin de Grado se pretende alcanzar los siguientes objetivos específicos:

- Modelar el sistema de agarre.
- Diseñar los planos necesarios para la correcta fabricación y montaje de todos los componentes del prototipo.
- Realizar el análisis del mecanismo.
- Obtener gráficos de salida para analizar los resultados de posición, velocidad y aceleración de diferentes partes del mecanismo.
- Simular el movimiento de dicho sistema de agarre con *Simulation Player* del software Autodesk[®] Inventor[®].
- Simular con el entorno de elementos finitos de Autodesk[®] Inventor[®], llevando a cabo diferentes análisis para estudiar el conjunto.
- Determinar si el mecanismo desarrollado cumple la función para la cual fue diseñado.

El Proyecto contempla el estudio empírico a través de la toma de medidas, diseño neumático, características técnicas, fabricación del prototipo, instrucciones de uso y mantenimiento de los dispositivos valorados. Las verificaciones, pruebas y puesta en marcha serán igualmente contempladas en el presente Proyecto.

1.3 Fases del desarrollo

Las fases del presente Proyecto Fin de Grado, realizado en el curso académico 2012-2013, son:

- Fase de Anteproyecto en la cual se han realizado las siguientes tareas:
 - Búsqueda de información: antecedentes de los sistemas de agarre, clasificación de mecanismos empleados en las pinzas de sujeción, problemas de agarre y de diseño y normativa relacionada con la seguridad.
 - Aprendizaje del uso del programa utilizado, Autodesk® Inventor®.
- Fase de Proyecto en la cual se han realizado los siguientes trabajos:
 - Evaluación del modelo inicial, propuesto por el Dr. Enrique Soriano, y evolución del diseño hasta obtener el modelo final incorporando cambios estructurales.
 - Modelado de piezas, montaje del conjunto y realización de simulaciones para comprobar la validez del prototipo con el software Autodesk® Inventor®.
 - Realización de planos.
 - Análisis analítico y por elementos finitos de su comportamiento y posterior comparación de resultados.
 - Fabricación, montaje del prototipo y presupuesto.
 - Conclusiones y trabajos futuros.

1.4 Medios a emplear

Los medios a emplear para la realización del presente Trabajo Fin de Grado han sido los siguientes:

Software:

- Autodesk® Inventor® Professional 2013.
- Automation Studio™.
- AutoCAD 2011.
- Microsoft Office 2007.

Hardware:

- Ordenador con procesador i5, 4 GB de memoria RAM.

Equipos de fabricación (Colegio Salesianos Atocha. Ronda de Atocha 27, 28012 de Madrid):

- Centro de mecanizado.
- Torno CNC.
- Componentes neumáticos.

Recursos bibliográficos:

- Fondo bibliotecario de la Universidad Carlos III de Madrid.
- Apuntes de la Universidad Carlos III de Madrid.
- Documentación técnica de empresas.

1.5 Estructura de la memoria

Este Proyecto está estructurado en 8 capítulos y anexos, en los que se tratará de conseguir los objetivos propuestos.

En el primer capítulo se definen los objetivos, estructura y motivación del Proyecto.

En el segundo capítulo se exponen los antecedentes históricos de los sistemas de agarre, características de la mecánica del agarre y normativa de seguridad.

En el tercer capítulo se describe la metodología llevada a cabo en la realización del diseño final y el software empleado.

En el cuarto capítulo se desarrolla el diseño de cada componente, el montaje del conjunto y se expone su proceso de trabajo, imprescindible para llevar a cabo la simulación del movimiento.

En el quinto capítulo se desarrolla el objetivo principal de este Proyecto, que es el análisis cinemático y dinámico del sistema de agarre, realizando diferentes estudios a partir de los datos obtenidos con Autodesk[®] Inventor[®] y el desarrollo empírico.

En el sexto capítulo se muestra la fabricación, montaje y presupuesto de la pinza de agarre con dos dedos retráctiles.



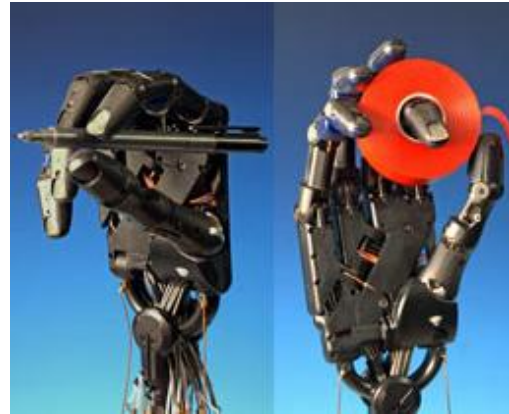
En el séptimo capítulo se exponen las conclusiones del Proyecto y se proponen futuros desarrollos.

En el octavo capítulo se indica la bibliografía, normativa y webgrafía utilizada.

Los Anexos incluyen:

- Planos de las diferentes piezas que componen el mecanismo.
- Esquema de montaje.
- Especificaciones de componentes comerciales.
- Programación de cojinetes. Fagor 8050.
- Gráficas de posición, velocidad y aceleración.

Capítulo 2



LOS SISTEMAS DE AGARRE

Los sistemas de agarre han evolucionado desde la antigüedad para ayudar a las personas en la manipulación y el manejo de objetos de diferentes tamaños, materiales y condiciones. Recientemente se han tratado con especial atención, desarrollándose diseños mecánicos independientes, tratados y estudiados tanto de forma analítica como experimental [1].

En la historia de los sistemas mecánicos, no se ha prestado particular atención a los sistemas de agarre como sistemas independientes, esto se debe al hecho de que los sistemas de agarre han sido concebidos, construidos y usados para ayudar a las personas en la manipulación de objetos. Por ello, se pueden distinguir los empleados como herramientas y los empleados como prótesis.

Las herramientas son aquellos sistemas que permiten aumentar la capacidad de agarre, pudiendo lograr agarres difíciles o peligrosos, con el fin de facilitar la realización de una tarea mecánica. Las garras o pinzas son herramientas que se usan para soportar la carga de los objetos en los sistemas de manipulación, manejo o transporte.

Las prótesis se han desarrollado con la intención de recuperar la capacidad de agarre en brazos humanos debido a la pérdida de los miembros, como consecuencias de accidentes u otros hechos. Han sido concebidos y usados como una parte de los sistemas

de manipulación y para conseguir mejorar las labores de sujeción. Una gran variedad de estos elementos se desarrollan a medida que las máquinas evolucionan.

Desde un punto de vista histórico, los sistemas de agarre se tratan como partes de las máquinas. En la actualidad existen soluciones mecatrónicas, basadas en accionamientos y movimientos de elementos que entran en contacto con los objetos agarrados.

Una parte importante de los robots industriales son las aplicaciones que proporcionan las garras, pinzas o mordazas, que interaccionan con el medio y los objetos, los cuales son utilizados para las diversas tareas de manipulación. Normalmente, una pinza de un robot industrial está especializada en agarrar uno o varios objetos de similar forma, tamaño y peso en operaciones repetitivas.

Las operaciones de manipulación, frecuentemente son llevadas a cabo usando pinzas de dos garras accionadas por uno o más actuadores.

2.1 Herramientas de agarre en la antigüedad.

Fueron concebidas y desarrolladas en la prehistoria, con el objetivo de ayudar a las personas a sujetar y manipular objetos que presentaban dificultades por el tamaño, el tipo de material u otras condiciones. Estas primeras herramientas fueron desarrolladas con uniones rígidas, de manera que actuaban como dedos en operaciones independientes [1].

Los documentos arqueológicos son muy escasos y los únicos restos e ilustraciones muestran una tecnología de agarre consolidada con primitivas manos artificiales. En general, estos primeros aparatos de agarre eran pinzas de dos dedos con un diseño muy básico en cuanto al tamaño y forma de coger objetos.

La eficacia práctica de estos aparatos motivó futuros desarrollos, llegando hasta las primeras prótesis. Se ha encontrado una mano metálica unida al brazo de una momia egipcia y otras prótesis, como partes de extremidades humanas. La mayoría de las primeras prótesis, probablemente tenían una función estética más que una función de mano artificial activa. Sin embargo, el primer caso bien documentado de una mano artificial funcional es el de Plinius el Mayor.

En la antigüedad, los aparatos de agarre fueron desarrollados para funciones específicas de construcción, para trabajar con metal, obras de teatro y en general para la producción y fabricación de productos artesanales.

En la figura 2.1 se muestra una pinza bastante sencilla entre las herramientas de un herrero, las pinzas son curvas para facilitar el agarre y manipulación de objetos grandes. Dado que la escena está relacionada con la fabricación de metales, es bastante probable que estas pinzas estuvieran hechas de hierro. El hecho de que estas herramientas estén ilustradas en una representación artística, indica que estos instrumentos eran bastante comunes en las tiendas de herreros y en su trabajo diario.



Figura 2.1 Una pinza y su utilización por un herrero en su taller en Roma [1].

En la figura 2.2 se encuentran ejemplos de agarre en grúas con soluciones alternativas. Específicamente en la figura 2.2a, se muestra un mecanismo de pinza al final del cable, aunque no se observa ninguna indicación clara de cómo se asegura el cierre. La tecnología del cierre era de mucho valor para la eficacia de la grúa y por eso se mantenía en secreto al público en general y para otros técnicos rivales. En la figura 2.2b se observa un agarre interno, lo cual indica que se conocían soluciones alternativas, usando diferentes mecanismos y no sólo soluciones intuitivas. Lo que hace suponer que existieran estudios teóricos e intentos creativos para aplicaciones prácticas.

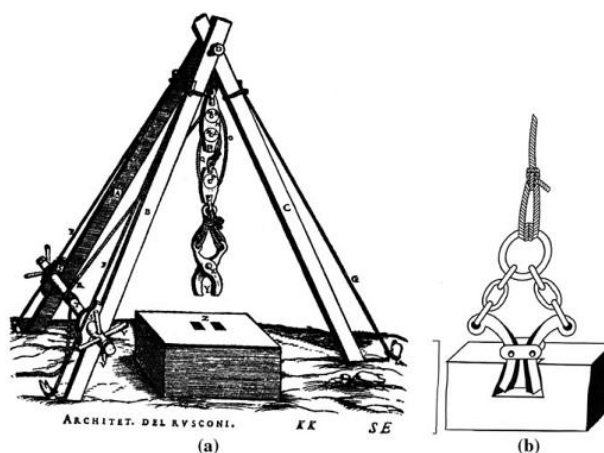


Figura 2.2 Aplicación de pinza de dos garras en una grúa romana. (a) Trabajo de Vitruvio de mecanismo de pinza. (b) Moderna reconstrucción del mecanismo interior de una pinza de tres piezas [1].

En la figura 2.3 se muestran pinzas médicas con soluciones parecidas a las modernas en cuanto al diseño para ejecutar una tarea específica. En la figura 2.3a, se observa un pinza de dos uniones, cuyo diseño está basado en la conexión elástica de las mismas. En la figura 2.3b, la pinza tiene dos uniones largas que favorecen la fuerza de agarre, consta de dedos curvos para ser introducidos hasta una cierta profundidad en el objeto, los dedos muestran extremos con superficie de contacto rugosa cuyo objetivo es el agarre por medio de la fricción ofreciendo estabilidad, se puede reconocer la ergonomía del agarre en este diseño de la unión. En la figura 2.3c se muestra un primer uso de estos mecanismos complejos para enfatizar la eficacia de fuerza. Estos ejemplos indican un amplio conocimiento sobre los mecanismos de uniones múltiples, además de un conocimiento bastante desarrollado del uso de sus capacidades de movimiento y transmisión de fuerzas.



Figura 2.3 Pinzas médicas romanas del s.I d.C. (a) Actuación clásica. (b) Con dedos curvos. (c) Con conexiones mecánicas [1].

Los ejemplos estudiados muestran que en la antigüedad se utilizaban las pinzas en distintos campos de aplicación, y cuya calidad es indicativa de una tecnología desarrollada, aunque no hay evidencias de procesos de diseño o estudios teóricos para los mismos.

2.2 La evolución de las pinzas.

Desde los tiempos más remotos, las pinzas han sido consideradas y usadas como sistemas técnicos para aplicaciones de fabricación artesanal, industrial y biomédica. Se puede considerar que el diseño y operaciones lógicas de las pinzas de dos dedos empezaron a evolucionar a principios del Renacimiento, cuando nuevas aplicaciones requerían el agarre de los objetos. Con ese fin, se desarrollaron diseños específicos para aplicaciones concretas, que tenían en cuenta el tamaño y la forma del objeto a agarrar.

También en esta época se prestó atención a los primeros sistemas de control para mantener el agarre. Todos los aspectos mencionados están relacionados con la actividad

del diseño de pinzas, con procesos lógicos del estudio teórico y con la manipulación por el usuario.

Se muestran ejemplos de lo mencionado en la figura 2.4 la cual presenta diseños de pinza de diferentes tamaños. La figura 2.4a, muestra pinzas para agarrar y manipular estructuras pesadas como pilares para edificios. En la figura 2.4b, se presta mucha atención a la forma y función de las extremidades de los puntos finales de las pinzas, cuyo objetivo es agarrar animales sin hacerles daño.

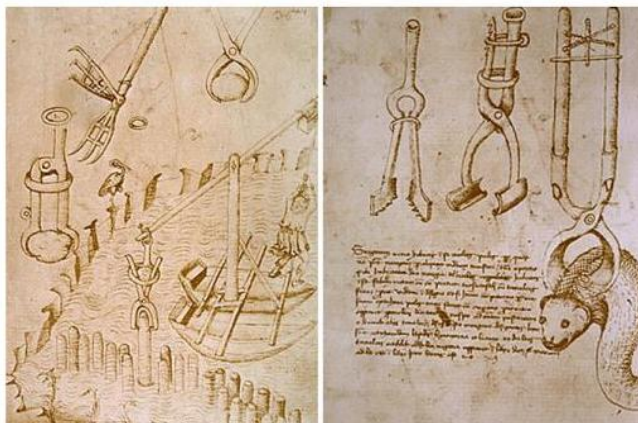


Figura 2.4 Mecanismo de pinza por Mariano di Jacopo (1382-1458) [1].

Como se observa en los dibujos, los sistemas para controlar el agarre dan la posibilidad de ajustar la configuración de la pinza permitiendo regular la abertura y la fuerza de agarre.

De igual forma, en los dibujos de Leonardo Da Vinci en la figura 2.5 se muestran herramientas de agarre para aplicaciones de grúa. Se propone una cierta automatización del control de agarre mediante soluciones mecánicas para los aparatos de cierre de las barras.

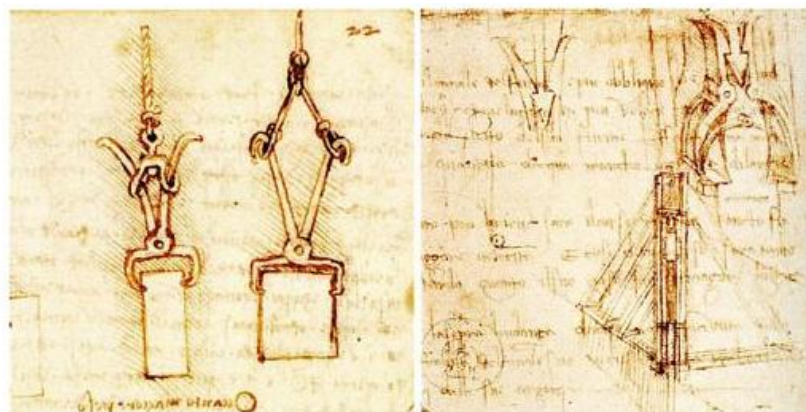


Figura 2.5 Mecanismo de pinzas en grúas por Leonardo Da Vinci (1452-1519) [1].

Las manos artificiales de los siglos XV-XVII eran dispositivos pasivos de hierro con la forma de un guante de armadura, provisto de palancas, resortes y ruedas dentadas.

El diseño mecánico de las pinzas, fue adaptado para prótesis con funcionamiento de dos dedos. Como se muestra en las figuras 2.6a y 2.6b las manos mecánicas están diseñadas con forma antropomórfica, aunque la operación del movimiento se obtiene como un agarre de dos dedos. El funcionamiento de dos dedos ha sido usado y todavía se usa en la prótesis de gancho, como el diseño moderno que se muestra en la figura 2.6c, donde los dedos presentan una forma curva correcta para realizar las operaciones de agarre, aunque los dedos siguen actuando como una pinza mecánica.

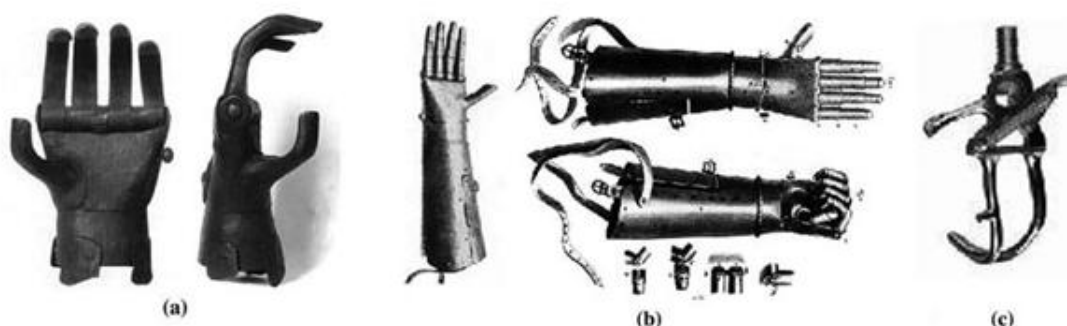


Figura 2.6 Mecanismo de pinza como una prótesis de mano. (a) Mano Stibbert en el s.XV. (b) Mano Eisen en el s.XVI. (c) Diseño moderno de gancho [1].

Las pinzas mecánicas han evolucionado principalmente durante el s.XIX, basándose en mecanismos articulados, con el objetivo de mejorar la eficacia en términos de una mejor actuación.

Las pinzas industriales modernas también se basan en estos mecanismos como podemos ver en la figura 2.7, donde la función de un mecanismo se combina correctamente con un actuador, pero dentro de un diseño mecatrónico según el esquema que se presenta en la figura 2.8. Por ello, los componentes mecánicos son los que dan la principal apariencia en las pinzas industriales modernas, pero el diseño conjunto de una pinza y principalmente su funcionamiento está cada vez más influida por la tecnología de actuación que incluye los sistemas de control y equipos sensores. No obstante, el objetivo de agarre está todavía apoyado en el diseño mecánico de las garras y los puntos finales, a los cuales se les da forma en función del objeto de agarre, pudiendo ser fácilmente intercambiables para este fin.

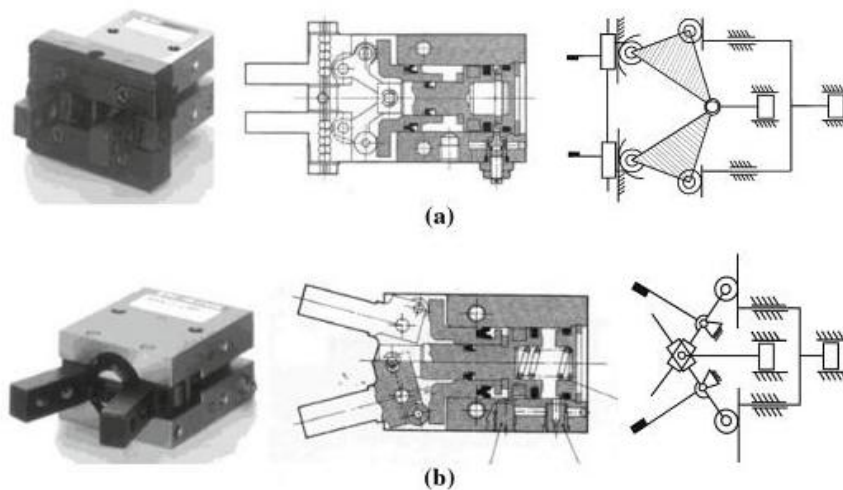


Figura 2.7 Ejemplo de diseño mecánico y esquema cinemático de pinzas industriales. (a) Modelo MHC2-10. (b) MHQG2-10 [1].

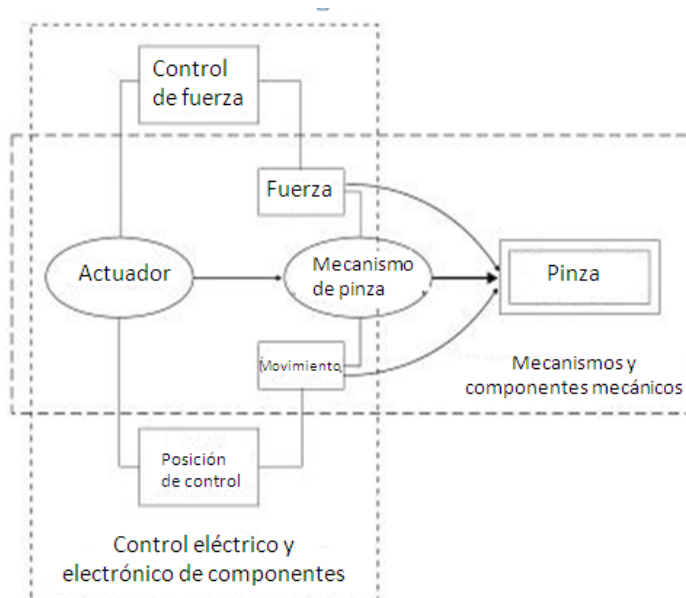


Figura 2.8 Esquema macatrónico de diseño y operación de pinza [1].

En el diseño y aplicación de las pinzas se ha necesitado un desarrollo en la teoría para poder entender el agarre correctamente y aplicar la mecánica del agarre. Durante el s.XIX se llevaron a cabo estudios analíticos para desarrollar y diseñar estos mecanismos. Se prestó atención a los sistemas de agarre, aportándose algunas soluciones basados en la naturaleza.

Los mecanismos en los diseños de las pinzas se han aplicado desde los primeros manuales de maquinaria, pero solamente desde finales de los años 70 se propusieron soluciones consistentes que siguen usándose actualmente en investigación, desarrollo e innovación.

Desde los mecanismos simples de las primeras pinzas en el Renacimiento, el funcionamiento de éstas ha evolucionado a mecanismos más eficaces que han sido propuestos principalmente para aplicaciones industriales en el s.XIX y en la actualidad como diseños mecatrónicos.

2.3 De las pinzas de agarre a las manos artificiales

La experiencia y el conocimiento de las pinzas de dos garras han conllevado a exitosos diseños en los tiempos modernos, debido a mecanismos de múltiples grados de libertad y sistemas de control principalmente después de los años 40.

La anatomía y taxonomía de la mano humana han sido una inspiración para el diseño de los diferentes modelos de pinzas y su operación, principalmente cuando observamos el agarre de dos apéndices, que es la más usada por su simplicidad y eficacia.

Una mano artificial con relevante valor histórico es la prótesis creada alrededor de 1550 por el artesano “le Petit Lorrain”, la cual fue utilizada por el padre de la cirugía moderna Paré Ambroise que incluyó un dibujo detallado del dispositivo como se observa en la figura 2.9a [2].

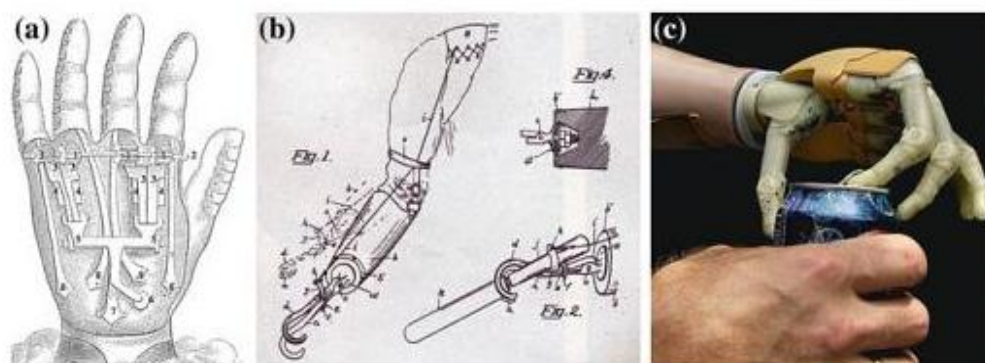


Figura 2.9 Ejemplos de diseños de prótesis a lo largo del tiempo. (a)Mecanismo de la mano Lorraine en 1550. (b)Brazo-mano desarrollado a finales del s. XIX. (c)Prototipo moderno mecatrónico [2].

En el ejemplo de la figura 2.9a, observamos desde la estructura mecánica del s.XVI a los intentos de un brazo-mano en figura 2.9b del s.XIX hasta las soluciones modernas mecatrónicas con alto nivel de multifunción, como es el caso de I-Limb Hand que se muestra en la figura 2.9c.

En los años 80 hubo un considerable desarrollo de las nuevas tecnologías y un crecimiento en la demanda de sistemas más precisos sobre todo para aplicaciones industriales, que condujo a un desarrollo significativo de las pinzas de dos garras y de manos robóticas.

Las pinzas industriales se benefician de nuevas soluciones de hardware y software concebidas para las manos artificiales. Ejemplos emblemáticos de manos artificiales para los robots humanoides se muestran en la figura 2.10.

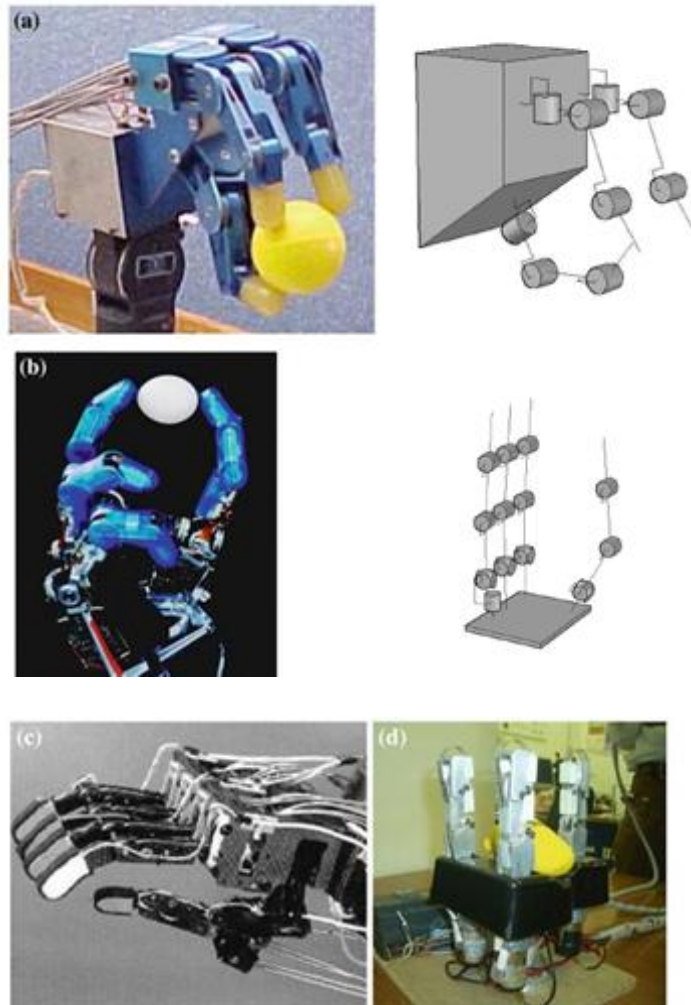


Figura 2.10 Manos robóticas modernas. (a) Mano Salisbury construida en la Universidad de Stanford en EE.UU. en 1982, y esquema cinemático (b) Mano DLR construida en la Universidad de Munich en Alemania en 1997 y su esquema cinemático (c) Mano WAM-8R construida en la Universidad Waseda en Japón en 1985. (d) Mano LARM de la Universidad de Cassino en Italia en 2003 [2].

Los primeros prototipos de mano LARM (Laboratorio de Robótica y Mecatrónica, en Cassino) se llevaron a cabo en 2001, desarrollando un dedo articulado con transmisión de engranajes, figura 2.11a. En 2002 se diseña un segundo modelo basado en un mecanismo de cuatro barras.

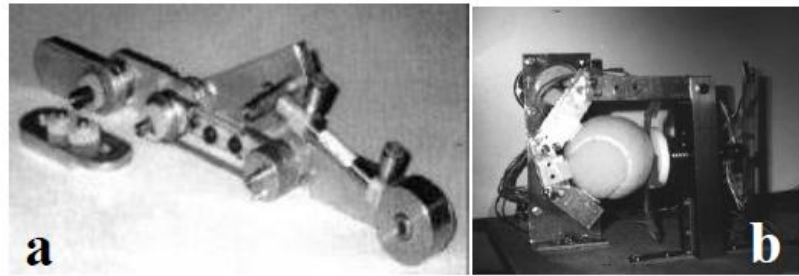


Figura 2.11 Primeros diseños: (a) El primer dedo articulado de LARM, (b) Prueba dinámica en el segundo dedo [2].

Las pruebas cinemáticas y dinámicas de este segundo prototipo, llevaron al diseño de la primera mano LARM en 2003, figura 2.12a. La figura 2.12b, es similar a la versión anterior, sin embargo es más pequeña y compacta. La figura 2.12c, ha sido diseñada como un proceso de optimización.

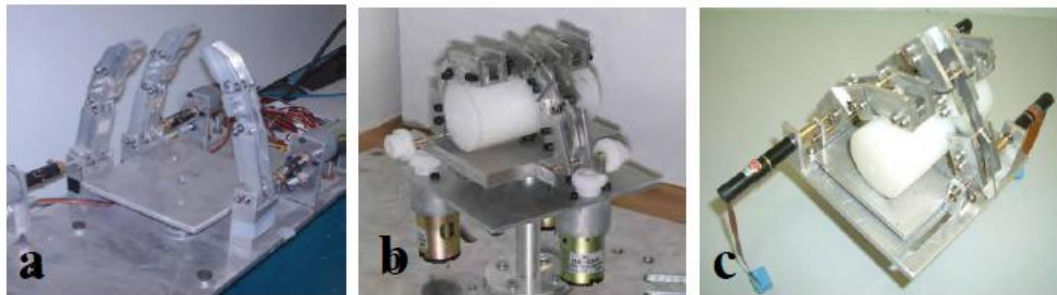


Figura 2.12 Versiónes de mano LARM. (a) Mano LARM I, 2003. (b) Mano LARM II, 2004. (c) Mano LARM III, 2006 [2].

La cuarta y última versión de mano LARM, figura 2.13a, se ha construido en 2007 consiguiéndose reducir el peso.

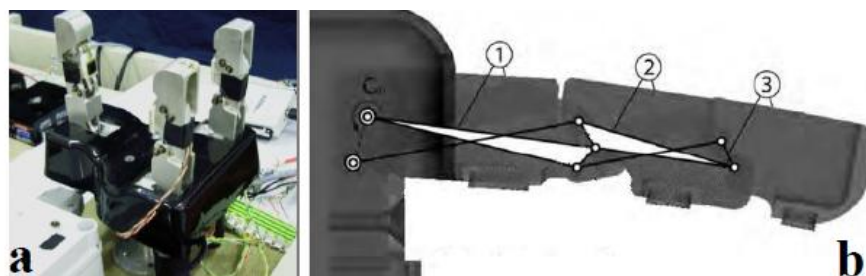


Figura 2.13 Mano LARM IV: (a) prototipo, (b) mecanismo de dedo [2].

El movimiento está propiciado por un doble mecanismo de cuatro barras, integrado en cada dedo, figura 2.13b.

Las manos artificiales y los sistemas de agarre han centrado la atención en la investigación, siendo las pinzas de agarre las soluciones más usadas en la industria.

Investigadores de la Universidad de Cornell, de la Universidad de Chicago y la compañía iRobot han creado en 2010 un modelo de gripper para un brazo robótico, capaz de manipular una amplia gama de objetos, basado en un globo de látex relleno de café molido y un sistema de vacío, modelo que se aleja de los diseños tradicionales de mano robótica [4].



Figura 2.14 Globo de látex relleno de café molido y sistema de vacío [4].

La textura modular del café molido permite que la membrana elástica (globo de látex) se ajuste y adapte a la forma del objeto a manipular, a continuación un sistema de vacío aplica una presión negativa al “gripper” para que éste se endurezca y pueda sujetar el objeto, posteriormente utilizando una presión positiva se suelta el objeto, y el “gripper” vuelve a un estado deformable.



Figura 2.15 Demostración de agarre [4].

2.4 Clasificación de mecanismos empleados en pinzas de agarre

En la industria generalmente la pinza es un dispositivo específico que se usa para manipular solamente uno o unos pocos objetos de forma similar, tamaño y peso en una operación repetitiva. Con solo cambiar una de estas características se debe cambiar la pinza [3].

La mayoría de los agarres usados para tomar objetos con forma regular como piramidal, paralelepípedo y cilíndrica son realizados con pinzas de dos dedos, siendo la más difundida en las aplicaciones industriales y en el montaje automatizado de tareas rutinarias.

Existen gran variedad de pinzas de dos dedos en cuanto a diseños, actuadores y funciones de las mismas, teniendo una gran tendencia a la utilización de actuadores lineales de tipo neumático y actuadores de rotación, que pueden ser de tipo neumático o eléctrico.

Debido a la gran variedad de pinzas, para poder ser diseñadas o seleccionadas es necesario clasificarlas en función de determinadas características cualitativas y cuantitativas.

A continuación se presenta una serie de pinzas industriales con sus diseños mecánicos y esquemas cinemáticos. El elemento más importante en la pinza es el mecanismo utilizado para el movimiento del dedo.

En función del principio de accionamiento, se puede clasificar la acción de agarre de manera cualitativa:

- **Mecánico:** las pinzas mecánicas son aquellas compuestas por dedos para agarrar el objeto, siendo la fuerza de agarre por contacto y fricción mecánica.
- **Vacío y acción magnética:** las pinzas de vacío están compuestas por ventosas y la fuerza de agarre del objeto es producida por la succión en estas. Las magnéticas son aquellas que sujetan al objeto mediante una fuerza de acción electromagnética.
- **Universal:** las pinzas universales en general tienen múltiples garras tratando de imitar la mano humana, o bien los dedos son de materiales deformables que pueden adecuarse a la forma de los objetos.

Según la forma del objeto y la zona de agarre de éste, las pinzas pueden ser:

- De acción interna: los objetos disponen de agujeros por donde se agarran.
- De acción externa: referido a objetos que no poseen agujeros donde poder ser agarrados.

Teniendo en cuenta el movimiento de las garras, las pinzas pueden actuar con movimiento de:

- Traslación.
- Rotación.
- Traslación y rotación.

Las garras, en su recorrido de aproximación al objeto pueden hacerlo con un desplazamiento paralelo a sí mismo o mediante uno de rotación respecto a un punto fijo de la pinza. Además, puede utilizarse un movimiento compuesto de traslación y rotación combinadas.

Teniendo en cuenta los componentes cinemáticos del mecanismo de conducción de las garras, las pinzas pueden tener estructuras específicas:

- Barras: las estructuras de barras pueden tener dos o tres puntos de articulación, o bien juntas correderas.
- Piñón-cremallera: el elemento de entrada puede ser utilizado para lograr el movimiento de la garra paralelo o de oscilación.
- Levas: el mecanismo de leva en pinzas, es utilizado para un movimiento de la garra por traslación, actuando en general por un actuador de rotación.
- Tornillo: cuando el mecanismo es compuesto por tornillo solamente, actuando en general por un actuador de rotación.
- Cable y polea.
- Combinación de los anteriores.

En figuras siguientes se observan diseños mecánicos y esquemas cinemáticos obtenidos de catálogos comerciales, correspondientes a pinzas de dos garras o dedos. Se realiza una descripción de cada uno de los esquemas cinemáticos de éstas pinzas, siendo la simbología utilizada la de figura 2.16a, para la junta de rotación y de la figura 2.16b para la junta de tipo prismática.

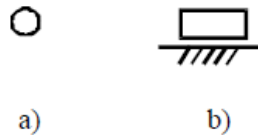


Figura 2.16 Representación simbólica utilizada en los esquemas cinemáticos. (a) Junta de rotación. (b) Junta prismática [3].

La figura 2.17 muestra una pinza con desplazamiento de garras por traslación, actuada neumáticamente, compuesta por una corredera sobre cuyo cubo está montada la garra o dedo. El mecanismo de accionamiento es una biela que conecta al actuador por un extremo, y por el otro a la corredera.

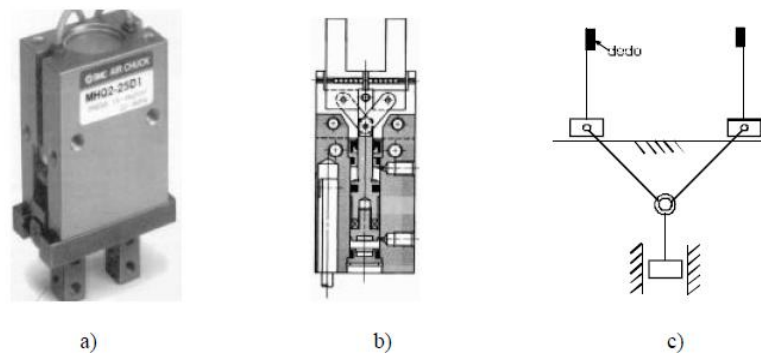


Figura 2.17 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQ2-6, Catálogo I 305a. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.18 se observa una pinza cuyo desplazamiento de los dedos se realiza por traslación, actuada neumáticamente. El desplazamiento del dedo está realizado por una corredera sobre cuyo cubo está montado el dedo. El mecanismo de accionamiento de un dedo está compuesto por un eslabón de tres articulaciones, donde una de ella está conectada al actuador principal y en las otras dos hay dos rodillos que se desplazan sobre respectivas levas, una es de cara plana y otra de perfil curvo, solidaria al cubo del dedo.

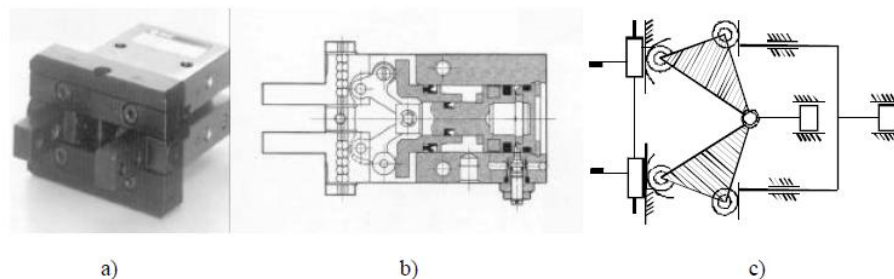


Figura 2.18 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQ2-10, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

La siguiente figura 2.19 es una pinza cuyos dedos se desplazan por traslación, actuada neumáticamente con actuador de rotación, compuesta por una corredera sobre cuyo cubo está montado el dedo. El mecanismo de accionamiento de los dedos está compuesto por un perfil de leva y un seguidor de rodillo. Los dedos se mueven en un plano ortogonal al del movimiento de la leva.

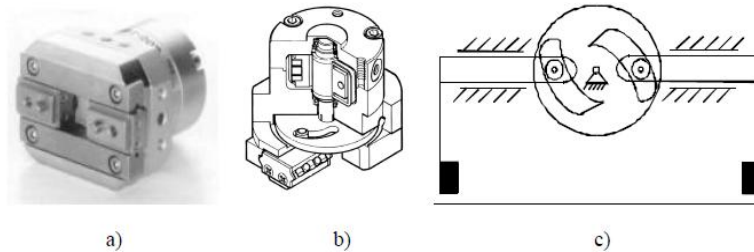


Figura 2.19 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHR2-MDHR2-10, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

La figura 2.20 muestra una pinza con desplazamiento de los dedos por traslación, actuada neumáticamente con actuador de traslación, compuesta por una corredera sobre cuyo cubo está montado el dedo.

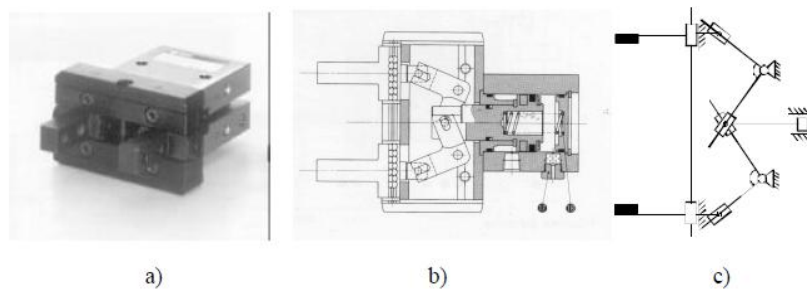


Figura 2.20 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHQG2-32, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.21 se observa una pinza cuyos dedos se desplazan por traslación, actuada neumáticamente con actuador de traslación, el desplazamiento de los dedos se consigue sobre guías prismáticas. El mecanismo de accionamiento es a base de correderas, conectadas una al dedo y la otra al pistón actuador.

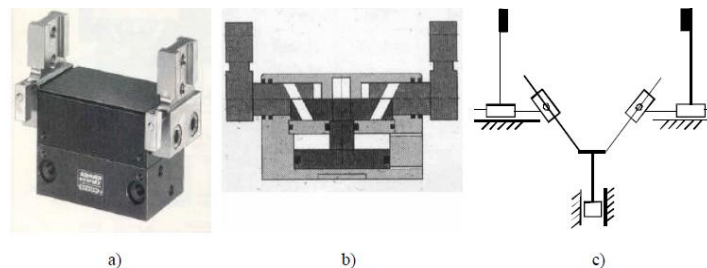


Figura 2.21 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP210N, Cat. H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la pinza de la figura 2.22 los dedos se desplazan por rotación, actuada neumáticamente con actuador de traslación, mecanismo compuesto por una barra articulada a un punto fijo sobre la que se monta el dedo y comandada por una corredera cuya guía está fija a la barra anterior y el cubo es conectado al actuador.

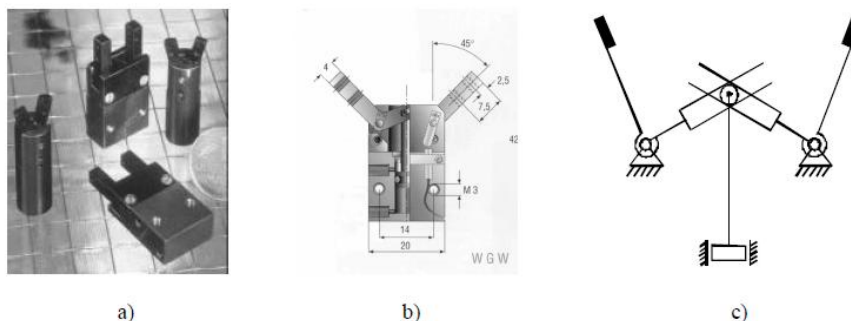


Figura 2.22 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial WGW-6, Catálogo General 2.0 (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

La figura 2.23 muestra una pinza cuyos dedos se desplazan por rotación, actuada neumáticamente por dos actuadores de traslación. En este caso, el dedo está formado por una barra de tres juntas, de las cuales una es corredera, cuyo cubo va unido a un pistón actuador. Las otras dos juntas son articulaciones, una es el apoyo fijo al bastidor sobre el que rota el dedo y en la otra se conecta un rodillo que desplaza sobre una leva plana actuada por el segundo pistón.

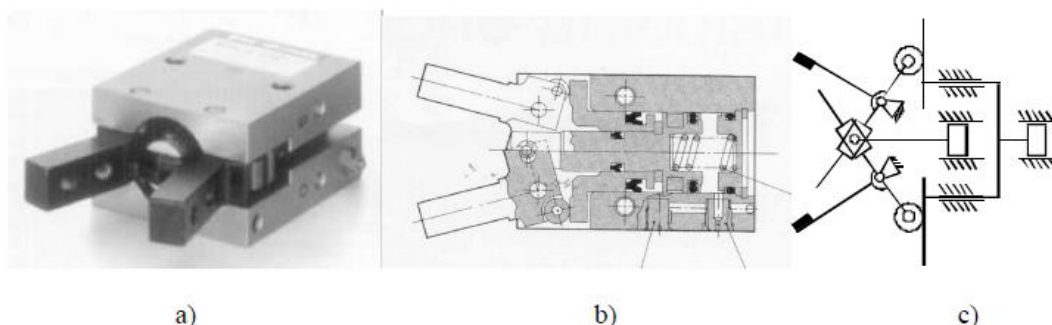


Figura 2.23 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial MHC2-10, Catálogo I 305A. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.24 se observa una pinza cuyos dedos se desplazan por rotación, actuada neumáticamente con un actuador de traslación. En este caso el dedo está articulado al bastidor y comandado por una biela que está articulada al eje del pistón actuador.

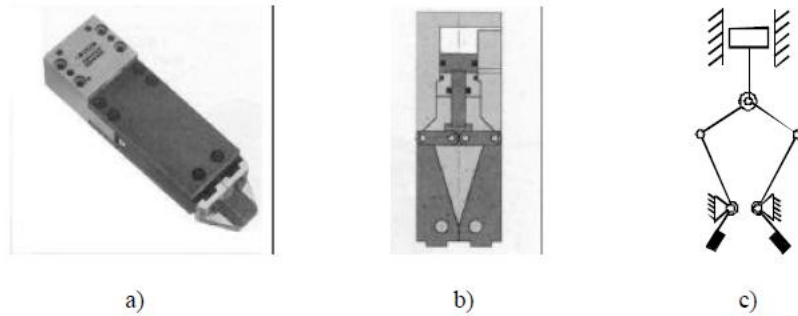


Figura 2.24 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial ZK22, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.25, se muestra un ejemplo de pinza cuyos dedos se desplazan por traslación en dos direcciones, actuada neumáticamente con cilindro de rotación, mecanismo de paralelogramo articulado. El dedo está montado sobre el acoplador y el movimiento de entrada está dotado por una leva de rotación, conectada a una de las barras mayores del paralelogramo mediante un rodillo.

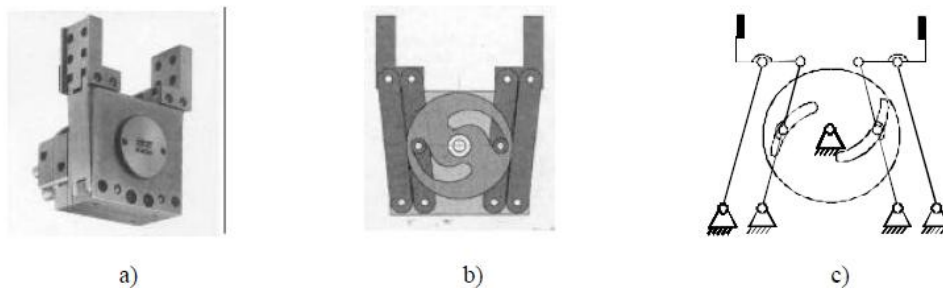


Figura 2.25 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP500, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

La figura 2.26 es otro ejemplo de pinza industrial, cuyos dedos se desplazan por traslación, actuada neumáticamente con dos actuadores de traslación independientes, el desplazamiento de dedos es sobre guías prismáticas en forma independiente.

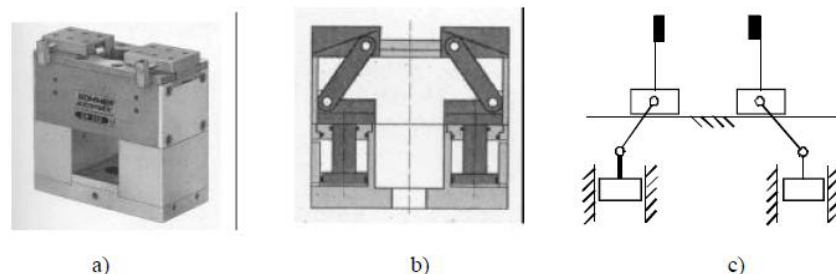


Figura 2.26 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial GP325, Catálogo H920. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la pinza de la figura 2.27 se observa que los dedos se desplazan por traslación, actuada neumáticamente con actuador de traslación. El desplazamiento de los dedos es paralelo, se logra por el accionamiento directo de una cremallera por el actuador y se transmite al otro dedo por el engrane de una rueda dentada articulada al bastidor, el desplazamiento de los dedos se realiza en guía prismática.

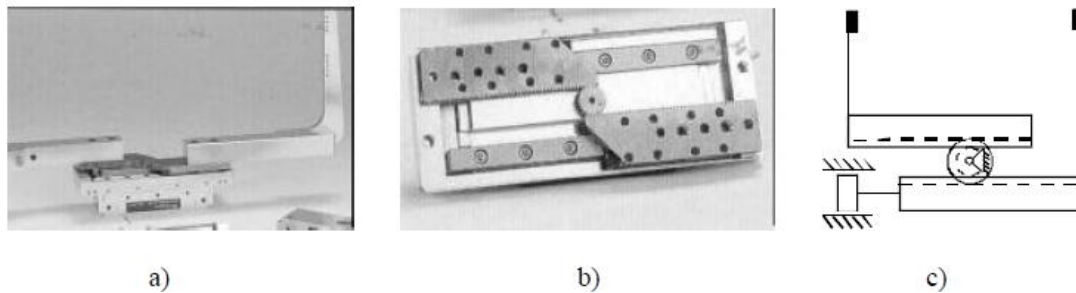


Figura 2.27 Ejemplo de pinza industrial: (a) modelo comercial RH918ST140, Catálogo Robot Hand. (b)Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.28 se muestra una pinza industrial, cuyos dedos se desplazan por traslación, actuados neumáticamente por actuador de traslación. Mecanismo compuesto por una corredera sobre la cual se monta el dedo, en cuyo cubo actúa una leva de rotación que transmite el movimiento al otro dedo. La leva tiene dos guías sobre la que se desplazan los cubos ubicados en cada dedo para transmitir el movimiento.

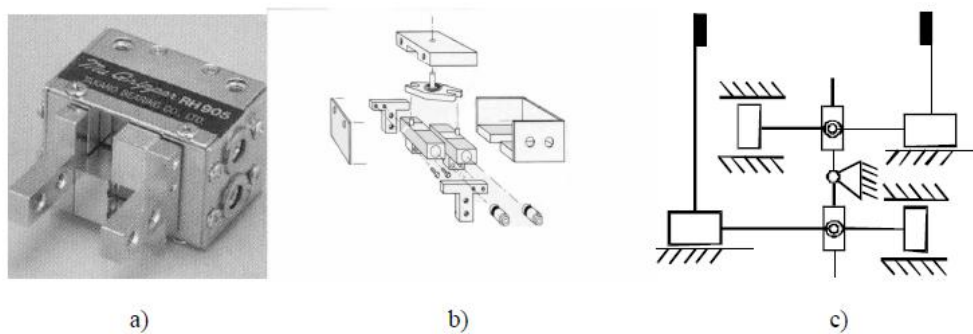


Figura 2.28 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial RH901, Catálogo Robot Hand. (b)Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

En la figura 2.29 se muestra una pinza cuyos dedos se desplazan por traslación, actuados neumáticamente por actuador de traslación, el dedo se desplaza sobre una corredera y es comandado por una barra cuaternaria que posee dos vínculos de contacto de superficie y dos de corredera, una que conecta al dedo y la otra formando una articulación deslizable.

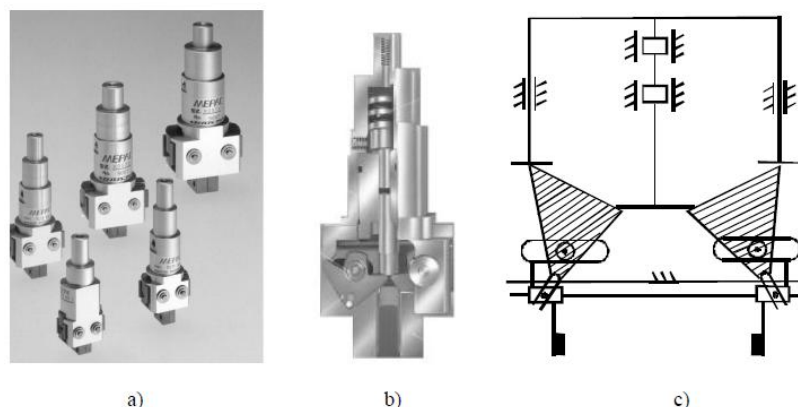


Figura 2.29 Ejemplo de pinza industrial. (a) Modelo comercial X9570, Catálogo NO.0301 English versión 5000-9204. (b) Diseño mecánico. (c) Esquema cinemático [3].

Como resultado del análisis de las pinzas anteriores, se puede realizar una clasificación de los mecanismos de pinzas de dos dedos existentes en la industria, teniendo en cuenta además de las características anteriores, otras como:

- Tipo de movimiento de los dedos para agarrar el objeto:
 - a) movimiento de traslación paralela.
 - b) movimiento de traslación en dos direcciones del dedo.
 - c) movimiento de rotación alrededor de un punto fijo.

- Esquema cinemático compuesto por diferentes tipos de juntas de unión de las barras como: solamente pares de rotación, solamente pares prismáticos, pares prismáticos y de rotación, superficies en contacto.

Así, un mecanismo de pinza puede identificarse utilizando las clasificaciones propuestas, consiguiendo identificar las pinzas de las figuras anteriores utilizando características de las clasificaciones establecidas, como se muestra en la tabla 2.1.

Pinza/ Modelo	Actuador	Movimiento de los dedos	Componentes cinemáticos	Tipos de juntas de unión
Fig.2.17/ MHQ2-6	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación y prismáticas
Fig.2.18/MHQG2-10	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación, prismáticas y superficies de contacto
Fig.2.19/ MHR2-10	Rotación	Traslación paralela	Lavas	Juntas de rotación, prismáticas y superficies de contacto
Fig.2.20/ MHQG2-32	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación y prismáticas
Fig.2.21/ GP210N	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas prismáticas
Fig.2.22/ WGW6	Lineal	Rotación	Barras	Juntas de rotación y prismáticas
Fig.2.23/ MHC2-10	Lineal	Rotación	Barras y levas	Juntas de rotación, prismáticas y superficies de contacto
Fig.2.24/ ZK22	Lineal	Rotación	Barras	Juntas de rotación
Fig.2.25/ GP500	Rotación	Traslación en dos direcciones	Barras y levas	Juntas de rotación
Fig.2.26/ GP325	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación y prismáticas
Fig.2.27/ RH918ST140	Lineal	Traslación paralela	Piñón cremallera	Juntas de rotación y superficies de contacto
Fig.2.28/ RH901	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación y prismáticas
Fig.2.29/ X9570	Lineal	Traslación paralela	Barras	Juntas de rotación, prismáticas y superficies de contacto

Tabla 2.1 Identificación de las pinzas [3].

2.5 Análisis de los movimientos de las garras

Se debe prestar especial atención al movimiento que realiza la garra al aproximarse al objeto, pues de ella dependerá: la forma de agarre, su condición de equilibrio del agarre frente a posibles errores de posicionado, perturbaciones exteriores, características de fuerza y posibilidades de movimiento que posea el objeto respecto de la pinza [3].

En la figura siguiente, se observa el movimiento del dedo respecto del mecanismo de la pinza.

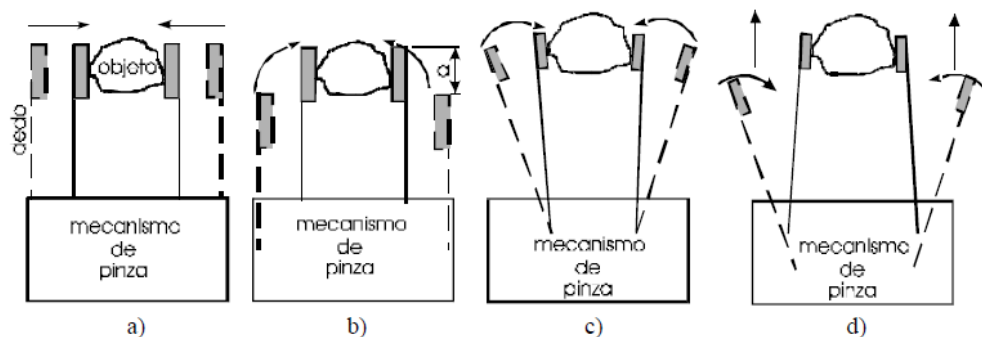


Figura 2.30 Distintos tipos de movimientos de dedos: (a) traslación paralela, (b) traslación en dos direcciones, (c) rotación, (d) rotación y traslación [3].

En la figura 2.30a, el dedo o garra se aproxima al objeto con un movimiento de traslación paralela. La trayectoria de un punto de la garra es una línea recta definida por la ubicación de una corredera en la pinza.

En la figura 2.30b, el movimiento de aproximación de la garra al objeto es de traslación, que puede ser descompuesta en dos direcciones. Una de traslación a una misma distancia del mecanismo de la pinza y otra de avance de la garra en una dirección perpendicular a la anterior.

La figura 2.30c, la garra está unida rígidamente a una barra, articulada respecto de un punto fijo de la pinza, y comandada por diversos tipos de mecanismos, describiendo cada punto de la garra una trayectoria circular con centro en la articulación.

En la figura 2.30d, se observa un movimiento de aproximación de la garra al objeto compuesto por dos movimientos, uno de rotación y uno de traslación. Cabe

destacar que este tipo de aproximación al objeto no es fácil de encontrar en las pinzas industriales (al menos esto sucede en los catálogos y referencias citadas).

2.6 Características de la mecánica del agarre

Las pinzas industriales responden bien al modelo planteado por Ceccarelli y Nieto [5]. En este artículo se describen las distintas fases del agarre de objetos mediante dos dedos o garras, como se puede observar en la figura 2.31, en la cual se indican con líneas de trazos los movimientos de las garras y del objeto, y con líneas continuas los momentos, las acciones externas sobre el objeto, las fuerzas aplicadas por las garras y el peso del objeto.

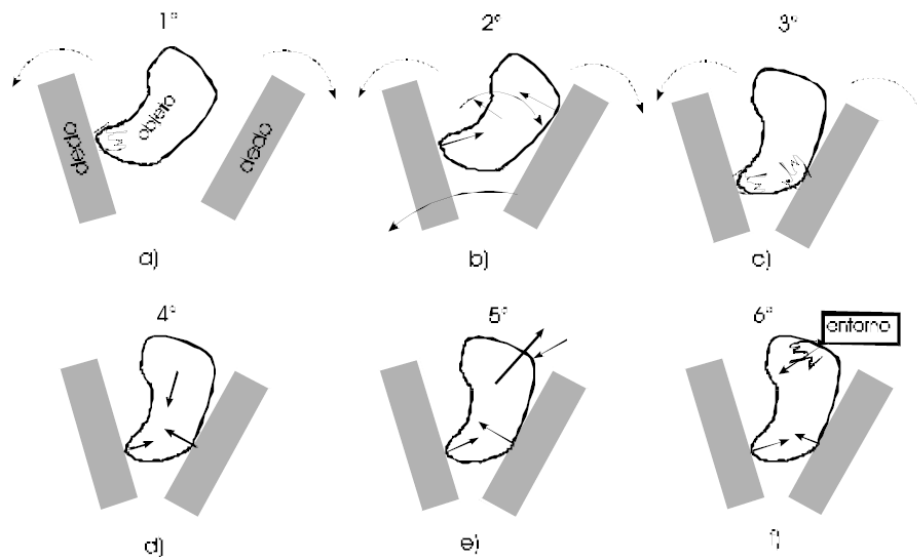


Figura 2.31 Fases de la mecánica del agarre, (a) choque inicial, (b) empuje, (c) choque de agarre, (d) agarre estático, (e) agarre dinámico, (f) agarre con choque contra el entorno [5].

En la figura 2.31a, se muestra una primera fase de choque inicial de una garra con el objeto cuando comienza el movimiento de cierre de la pinza.

A continuación en la figura 2.31b, tiene lugar una segunda fase de impacto de la segunda garra y el objeto es arrastrado mientras sigue el movimiento de cierre, hasta que se logra una posición estática del objeto en las garras.

En la figura 2.31c, se observa una tercera fase de choque de agarre final, cuando se produce el cierre de la pinza y se aplica la fuerza de agarre, deteniéndose el movimiento de las garras.

En la figura 2.31d, se muestra una cuarta fase definida como agarre estático, el objeto queda agarrado en un equilibrio estático entre las garras.

La quinta fase queda definida como agarre dinámico, en la cual el objeto permanece en equilibrio entre las garras mientras se transporta, figura 2.31e.

En la última fase, se produce una perturbación externa al movimiento, como por ejemplo puede ser un impacto ocasional con el medio o entorno, figura 2.31f.

Con el objetivo de poder modelar estas fases, se ha propuesto el modelo de la figura 2.32. Las fuerzas de fricción deben equilibrarse con todas las fuerzas actuantes sobre el cuerpo, como peso, inercia y acciones externas con el medio, logrando el equilibrio estático del objeto en la pinza. Este modelo así planteado, está representando un agarre plano, pues todas las fuerzas actuantes se encuentran en el plano definido por las dos fuerzas ejercidas por las garras.

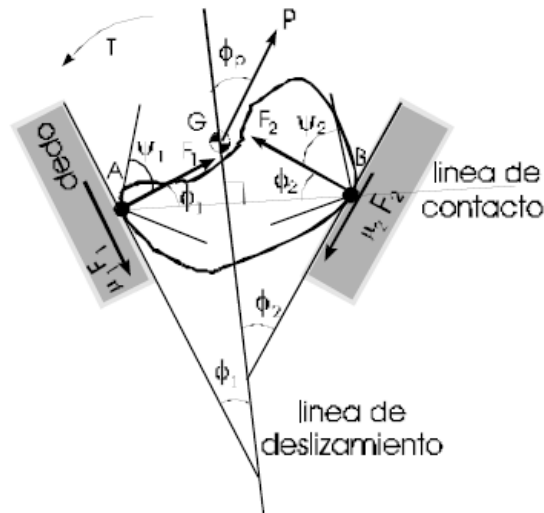


Figura 2.32 Modelo de agarre con pinza de dos dedos [5].

En la figura 2.32, se ponen en evidencia fuerzas como el peso P , fuerzas de fricción generadas entre las superficies en contacto de las garras y el objeto, que se indican con $\mu_1 F_1$ y $\mu_2 F_2$, siendo μ_1 y μ_2 los coeficientes de fricción.

Las fuerzas F_1 y F_2 son las aplicadas por las garras y generadas por el actuador de la pinza, transmitidas a través del mecanismo. Si el actuador es de tipo neumático lineal, éstas dependerán de las dimensiones del embolo, de la presión de alimentación al cilindro y de la eficiencia mecánica del mecanismo.

Los ángulos ϕ_1 , ϕ_2 son los que forman las fuerzas F_1 y F_2 con la línea de contacto, la cual queda definida por los dos puntos de contacto A y B entre objeto y

garras. El ángulo ϕ_P indica la orientación de P respecto a la línea de desplazamiento formada por la perpendicular a la línea de contacto que pasa por el baricentro del cuerpo. El ángulo ψ es el correspondiente al cono de fricción entre las superficies en contacto.

La condición de equilibrio en el agarre plano para este modelo, estará dada por el equilibrio de las fuerzas actuantes en dos direcciones, la de desplazamiento y la de contacto, así como momentos respecto al punto de intersección de estas dos líneas, según las expresiones:

$$F_1 \operatorname{sen} \varphi_1 + F_2 \operatorname{sen} \varphi_2 + P \cos \varphi_P + \mu_1 F_1 \cos \varphi_1 + \mu_2 F_2 \cos \varphi_2 = 0$$

$$F_1 \cos \varphi_1 + F_2 \cos \varphi_2 + P \operatorname{sen} \varphi_P + \mu_1 F_1 \operatorname{sen} \varphi_1 + \mu_2 F_2 \operatorname{sen} \varphi_2 = 0$$

$$T - r_C P \operatorname{sen} \varphi_P - r_A F_1 (\operatorname{sen} \varphi_1 - \mu_1 \cos \varphi_1) + r_B F_2 (\operatorname{sen} \varphi_2 - \mu_2 \cos \varphi_2) = 0$$

Siendo r_A , r_B , r_C las distancias de sus respectivos puntos al centro de momentos que se ha considerado.

Se puede observar también que cada ángulo ϕ_i ($i=1,2$) formado por la fuerza ejercida por la garra y la línea de contacto, es el mismo que el formado por la línea de la superficie de la garra y la línea de desplazamiento en el momento del contacto. Si los ángulos ϕ_1 y ϕ_2 son positivos se puede producir un desplazamiento como el indicado en la figura 2.33a, si son negativos es el caso indicado en la figura 2.33b, y si es nulo será el indicado en la figura 2.33c en la cual no existe desplazamiento en esta dirección en la etapa de agarre estático. Pudiendo serlo en el agarre dinámico durante la trayectoria debido a las fuerzas de inercia.

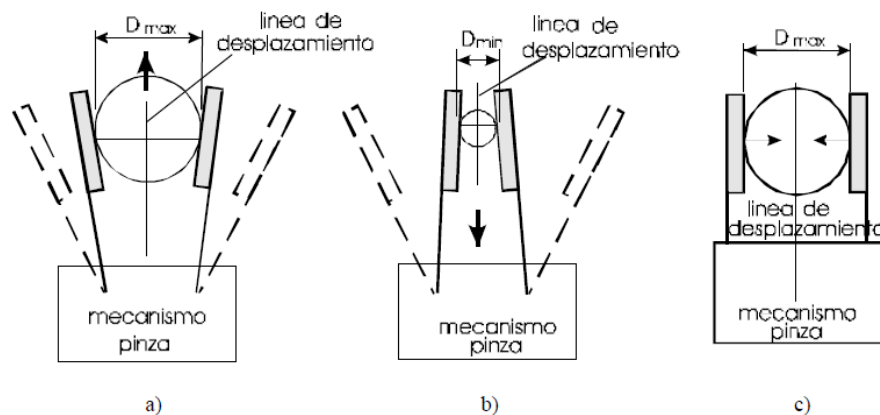


Figura 2.33 Posible movimiento del objeto a lo largo de la línea de deslizamiento: (a) movimiento hacia el exterior de la pinza, (b) movimiento hacia el interior de la pinza, (c) imposibilidad de movimiento [5].

En la aproximación por rotación, cuando las garras están en contacto con el objeto se puede producir el desplazamiento de éste entre las garras, en la dirección de la línea de desplazamiento en un sentido exterior o interior respecto de la pinza, según sea la resultante de las fuerzas actuantes sobre el objeto y los conos de fricción, esto sucederá cuando:

$$F_1 \operatorname{sen} \phi_1 + F_2 \operatorname{sen} \phi_2 + P \cos \phi_p > \mu_1 F_1 \cos \phi_1 + \mu_2 F_2 \cos \phi_2$$

Este efecto es debido a:

- Los ángulos ϕ_1 , ϕ_2 y ϕ_p .
- El tamaño de objeto a agarrar. En la figura 1.33a y 1.33b, se puede observar el efecto de desplazamiento para la dimensión D_{\max} y D_{\min} del objeto para una configuración dada de pinza. Por lo tanto, este efecto condiciona el límite de variación del tamaño de objeto a manipular.
- Forma de la superficie de la garra.
- Fuerza de agarre.
- Coeficientes de fricción entre objeto y garras.
- Aceleraciones producidas en la etapa de trayectoria del objeto agarrado.

2.7 El problema del agarre

Entre todos los problemas encontrados, el más importante está relacionado con los sistemas de agarre [6]. Las características básicas de un mecanismo de pinza dependen de diversos factores que hay que tener en cuenta:

- Carga máxima, dimensiones, orientaciones y número de puntos de contacto.
- Características de los objetos agarrados: peso, rigidez del cuerpo, naturaleza del material, geometría, posición, ubicación, superficies de contacto, fuerzas que actúan sobre el objeto y condiciones medioambientales.
- Tecnología de agarre.

- Flexibilidad del agarre, es decir, si permite una sustitución rápida o ajuste fácil, así como adaptación al tipo de objeto dentro de un rango de especificaciones.
- Costes que pueden estar involucrados en el diseño, producción y mantenimiento.

Estas características son fundamentales desde un punto de vista práctico, ya que un buen diseño dimensional de los mecanismos de agarre tendrá gran influencia en la geometría del objeto agarrado y la fuerza aplicada.

2.8 Problemas de diseño

El problema de diseño se basa en dimensionar todos los componentes de la pinza, con tal de asegurar un agarre adecuado y manipulación correcta [6], el proceso de diseño puede dividirse en los siguientes pasos:

- 1) Determinar las características básicas del objeto agarrado, en términos de dimensión, peso, forma, material, etc.
- 2) Clasificar los ambientes en los que trabaja, para planificar el movimiento durante la operación de agarre.
- 3) Evaluar la fuerza requerida, como función de la dimensión máxima del objeto agarrado. Se evalúa la máxima fuerza de agarre desde un punto de vista mecánico y/o estático.
- 4) Diseñar los contactos o puntos finales de las garras con el objeto en cuestión y sus sensores, en función del tamaño y la sensibilidad de los objetos.
- 5) Dimensionar el mecanismo de agarre, elegido a través de catálogos.
- 6) Diseñar todos los componentes necesarios para controlar la operación de agarre.

En general, el diseño de pinzas de dos garras se puede expresar a través de fórmulas, creando un sistema analítico de ecuaciones para el diseño, las cuales expresan relaciones entre todos los componentes.

2.9 Normativa

Existe abundante normativa internacional que recoge las recomendaciones para la seguridad en el uso de robots y manipuladores industriales. La Organización

Internacional para la Estandarización (ISO) es un ejemplo de organización no gubernamental que produce normas internacionales industriales y comerciales, que son adoptadas por los diferentes países en su marco normativo propio [7-13].

Dentro de la Comunidad Europea, el mercado único obliga a los Estados miembros a promulgar legislación, que defina los requisitos de seguridad básicos y esenciales para las máquinas y su uso, de acuerdo a Directivas Europeas.

Hay dos Directivas Europeas de relevancia directa para la seguridad de las máquinas y de los equipos industriales: Directiva de Máquinas [7], dirigida a los suministradores y la Directiva de Uso de Equipos [8], destinada a los usuarios de las máquinas. Ambas son directivas de “nuevo enfoque”, por lo que no contienen una descripción exhaustiva de las características y requisitos, sino que se remite a las normas armonizadas.

En el marco normativo estadounidense existen múltiples organizaciones públicas y privadas que promueven la aparición de reglamentos en materia de seguridad industrial, como por ejemplo: ANSI (*American National Standards Institute*), ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*), entre otras.

Todas estas normas internacionales, persiguen principalmente evitar el contacto entre la máquina o robot y el operario, demarcando diferentes áreas concéntricas según el riesgo existente en cada una de ellas, como se ilustra en la figura 2.34.



Figura 2.34 Ejemplo de clasificación del espacio de trabajo de un robot industrial [8]

- Espacio controlado (zona de aislamiento): es el espacio delimitado por protecciones. Se define en función de la evaluación de los riesgos.
- Espacio máximo: espacio que puede ser barrido por las partes móviles del robot (definido por el fabricante), más el espacio que puede ser barrido por el terminal y la pieza.
- Espacio restringido: porción del espacio máximo reducido por los dispositivos limitadores de recorrido, que establecen los límites que no

pueden ser sobrepasados en caso de cualquier fallo previsible de la célula robotizada. Este espacio debe ser claramente visible e identificable.

- Espacio de operación: porción del espacio restringido que es barrido por el robot cuando éste ejecuta un programa.

2.9.1 Riesgos mecánicos específicos en el uso máquinas.

La variedad de máquinas hace que existan diversos orígenes de fallos que producen riesgos mecánicos, propios en las instalaciones automatizadas. Están asociados a los rápidos y/o imprevisibles movimientos y a que éstos pueden abarcar un campo de acción mayor del que parece a simple vista. Los principales riesgos son los siguientes, [9]:

- Riesgo de colisión entre el operario y la máquina.
- Riesgo de atrapamiento y aplastamiento del operario entre la máquina y un obstáculo fijo u otro componente móvil.
- Riesgo de alcance al operario por piezas que la máquina deje caer o proyecte.

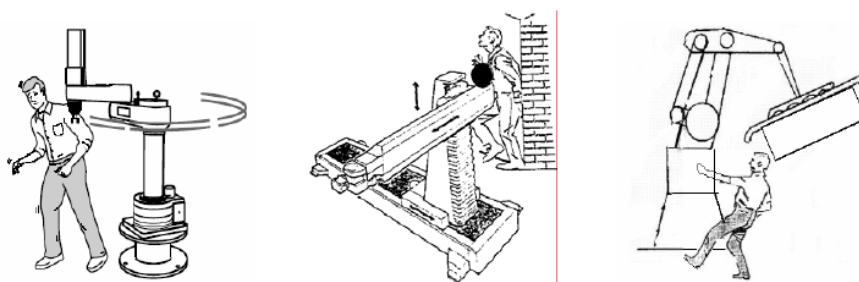


Figura 2.35 Ejemplo de situaciones de riesgo para operarios, según referencias de normativa, [9].

Las normas europeas consideran en general que una máquina es segura, cuando dicha máquina pueda ser de modo continuo utilizada, regulada, mantenida, desmontada y retirada en las condiciones de uso previsto sin que cause lesiones o daños para la salud, [9]. Se establece que las medidas de seguridad en robótica sean adoptadas preferiblemente la fase de diseño, a que sean incorporadas por el usuario.

2.9.2 Dispositivos para la seguridad de máquinas industriales.

Los requisitos para el diseño seguro de máquinas, tienen en cuenta principalmente aspectos generales de fijación, estabilidad, limitación de carga y de movimientos, frenado, parada de emergencia, alimentación e iluminación.

Se establece que el sistema de mando debe presentar órganos de accionamiento dispuestos, identificados y protegidos de manera que se evite cualquier daño mecánico [10]. En la figura 2.36 se muestran ejemplos de distintas configuraciones para proteger los elementos de mando contra el accionamiento no intencionado, recomendando por ejemplo mandos cubiertos por una envolvente y mandos a dos manos.

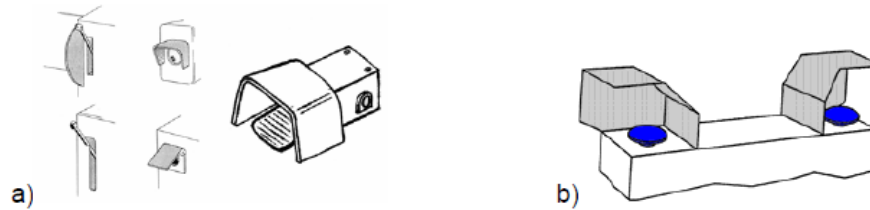


Figura 2.36 Configuraciones recomendadas para mandos. (a) Mandos cubiertos por una envolvente. (b) Mandos a dos manos [10].

Adicionalmente, se emplean algunos componentes de seguridad, en función de la estimación del riesgo existente. Los resguardos son un conjunto de vallas o barreras que rodean a la máquina delimitando la zona peligrosa. Su función es impedir el acceso del operario a dicha zona mientras exista un riesgo elevado. Pueden ser fijos (barreras) o móviles (puertas), como se muestra en la figura 2.37a.

Las barreras móviles son un tipo especial de puertas asociadas a un dispositivo de enclavamiento, de modo que hasta que la puerta no se encuentra cerrada, queda impedido el funcionamiento en modo automático. Estos enclavamientos suelen ser de tipo mecánico y de construcción sencilla, para garantizar su correcto funcionamiento de manera fiable a largo plazo, figura 2.37b.

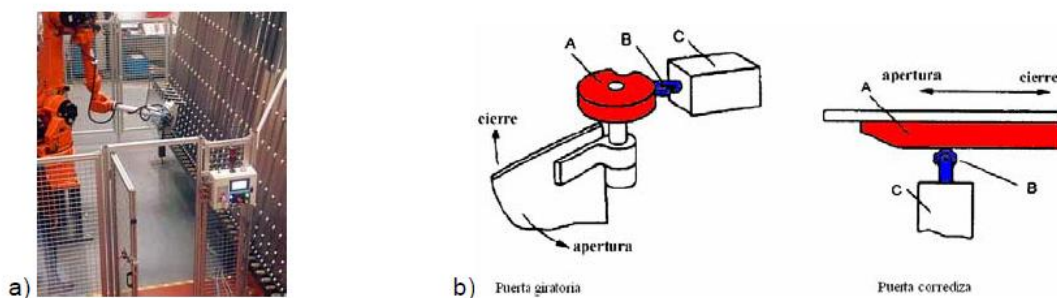


Figura 2.37 (a) Resguardo móvil con enclavamiento. (b) Ejemplos de dispositivos de enclavamiento [13].

Un método alternativo de restricción de acceso a zonas peligrosas son las barreras fotoeléctricas [11], consistentes en dispositivos de protección optoelectrónica activa, que generan una señal hacia el sistema de mando cuando se detecta un obstáculo en la trayectoria de una cortina de luz, figura 2.38a. Otra opción son los suelos y las alfombras sensibles a la presión [12], que son unos dispositivos de detección basados en

la emisión de una señal hacia el sistema de mando cuando un operario se detiene o se desplaza sobre su superficie, figura 2.38b.

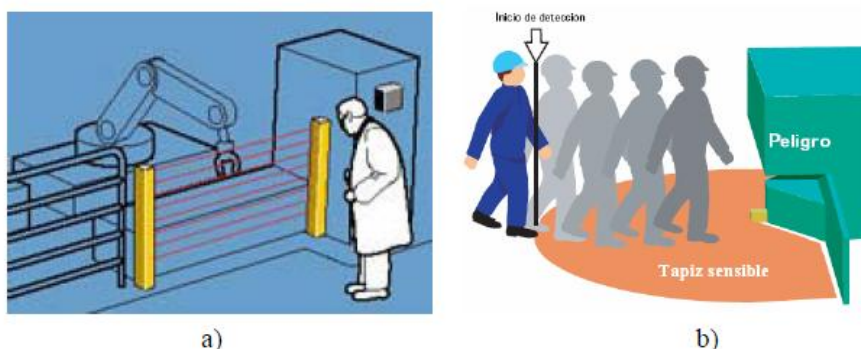


Figura 2.38 Restricciones de acceso al peligro. (a) Mediante barrera fotoeléctrica. (b) Mediante suelo sensible a la presión [12].

Muchas veces se emplean como elemento de seguridad medios de advertencia, para avisar de la proximidad espacial o temporal de un peligro. Estas medidas se pueden usar como complemento y nunca en sustitución de otras medidas de protección (bocinas, sirenas, pictogramas, señales luminosas, etc.). Durante el funcionamiento de la máquina, en caso de necesidad de acceso del operario al espacio controlado, se deben disponer bordes, barras y parachoques sensibles a la presión, tal como en los ejemplos de la figura 2.39.

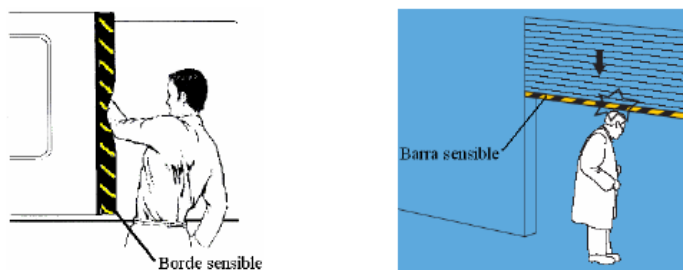
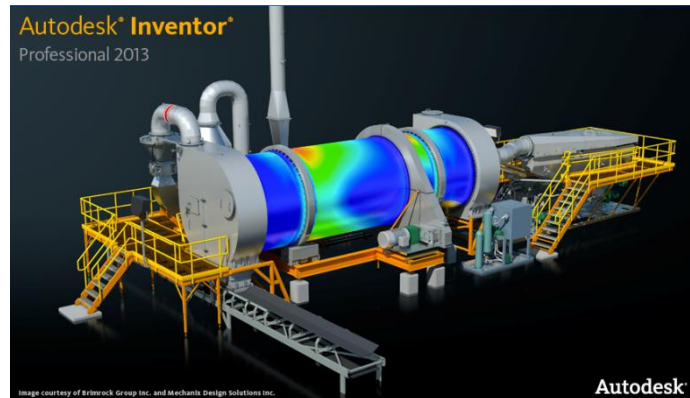


Figura 2.39 Bordes sensibles a la presión en un entorno automatizado [12].

Estos dispositivos se colocan en una parte de la instalación, para evitar peligros de aplastamiento, atrapamiento y colisión con elementos fijos y móviles, ya que la presión ejercida sobre el operario, activa estos dispositivos provocando la detención del manipulador o del elemento móvil.

Capítulo 3



METODOLOGÍA Y PROGRAMAS EMPLEADOS

3.1 Metodología de diseño

Este capítulo tiene por objeto describir el proceso que se ha seguido a la hora de diseñar el sistema de agarre, cuyo resultado final aborda este proyecto.

Para llevar a cabo el diseño de cualquier sistema de agarre destinado a la industria o cualquier sistema robótico en general, es necesario otorgarle un enfoque holístico. Esto es, que el sistema ha de plantearse como un todo, de modo que cuando se diseña una parte de éste, por muy pequeña que sea, han de considerarse las repercusiones que este diseño puede acarrear al resto de componentes del sistema.

Las posibles consecuencias de no considerar el diseño enmarcado en este enfoque global del sistema pueden ser muy perjudiciales, esto es debido a que en este tipo de sistemas existen relaciones muy estrechas entre todas las partes que lo forman y por consiguiente hay multitud de parámetros y factores a tener en cuenta.

A pesar de los avances de la ingeniería, el diseño de sistemas complejos aún se basa en gran medida en el “*know how*” del diseñador. La inexistencia de un método

definido y probado para llevar a cabo un diseño eficiente, incrementa la complejidad del propio diseño, lo que supone una mayor dedicación y un gran ejercicio de imaginación.

En cualquier caso, parece necesario que el proceso de diseño transcurra en tres etapas distintas, éstas son: definición del problema o el objetivo que se pretende cubrir, desarrollo de la solución y evaluación de los resultados.

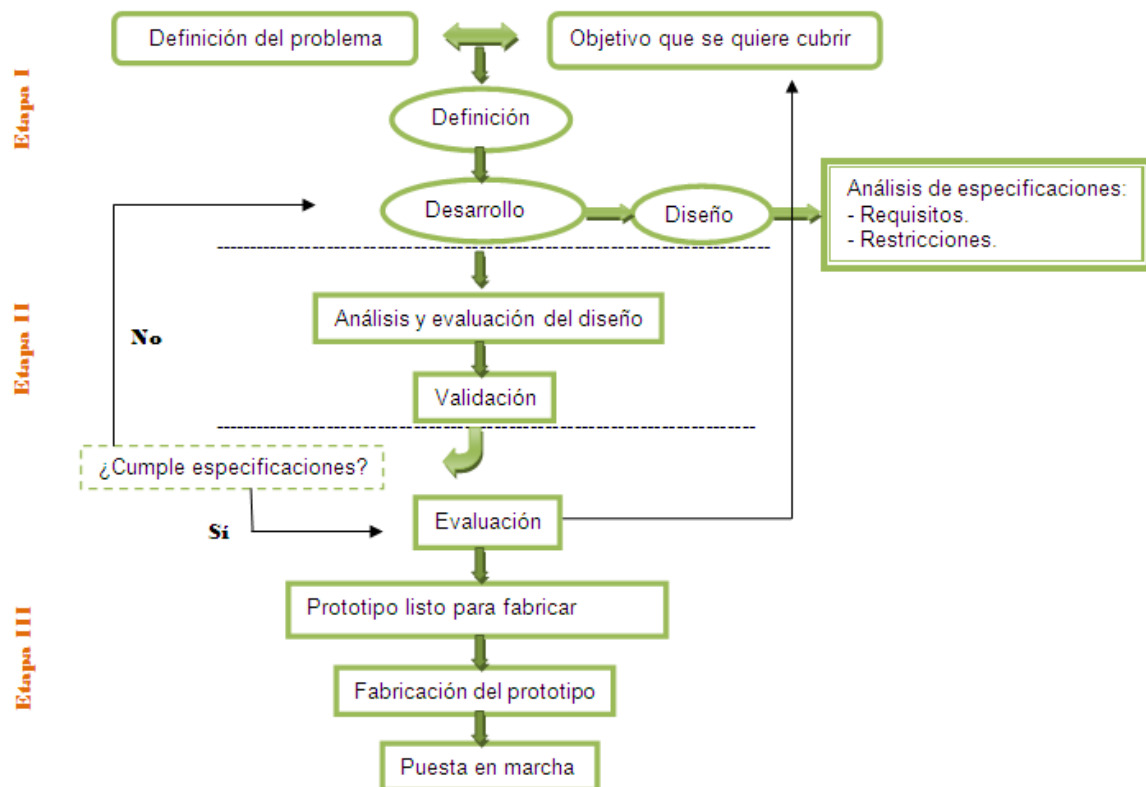


Figura 3.1 Ciclo de diseño.

En la primera etapa se identifican las necesidades del producto. En el caso del presente proyecto, las necesidades que se quieren cubrir se basan en la realización de un sistema de agarre con sistema de dedos retráctiles, de modo que en el lugar donde se ubique sea capaz de soportar un objeto, durante un tiempo determinado, para posteriormente liberar el mismo cuando las garras retrocedan a la posición inicial, ocupando así el menor espacio posible.

Una vez identificadas las necesidades principales, éstas se mezclan con la problemática que suponen las restricciones de diseño exigidas al sistema, tales como peso y dimensiones, materiales a emplear o métodos de fabricación de los componentes. Todos ellos son factores que el diseñador ha de tener muy en cuenta a la hora de proponer un diseño en la segunda etapa del proceso.

En la segunda etapa del proceso, se plantean distintas soluciones posibles, con el fin último de encontrar una solución óptima. Una vez encontrada esta solución, será el momento de optimizarla, introduciendo mejoras de diseño hasta obtener un modelo que pueda ser implementado.

Esta etapa de diseño supone una constante revisión del modelo generado, por lo que el diseñador se encuentra ante un proceso iterativo. El proceso de diseño concluye con la fabricación del prototipo y la evaluación del mismo.

En el caso del presente proyecto, se parte de la idea y los planos iniciales desarrollados por el Dr. Enrique Soriano en AutoCAD[®]. A partir de éstos, se construye el modelo en cartulina y posteriormente en madera para ahorrar costes de material y detectar los posibles fallos en el diseño. Después de llevar a cabo una serie de modificaciones y procesos de optimización, se construye en acero y se obtiene el prototipo experimental. A continuación se explica el proceso hasta llegar a la elaboración del prototipo.

3.1.1 Primer modelo

Se lleva a cabo un primer modelo en cartulina para ahorrar costes de material y comprobar que dicho modelo funciona correctamente.

En la figura 3.2 se observa que este primer modelo está formado por tres “capas”. La capa inferior, representada por el número 1, está constituida por la base y los brazos. La capa intermedia, número 2, incluye la cremallera, el tope superior de la cremallera, el tope inferior de la cremallera, dos rótulas, dos ruedas dentadas, y las piezas intermedias de los brazos. La capa superior, número 3, es semejante a la inferior con la única diferencia que en ésta hay unos orificios para que se pueda observar el movimiento de las ruedas dentadas y la cremallera.

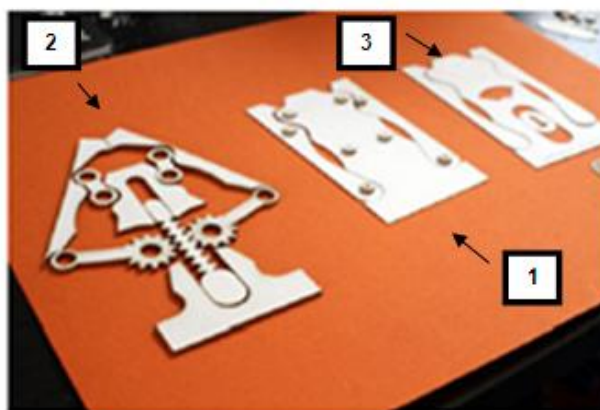


Figura 3.2 Representación del primer modelo en cartulina.

En las figura 3.3 y 3.4 se muestran las posiciones inicial, intermedia y final del modelo en cartulina.

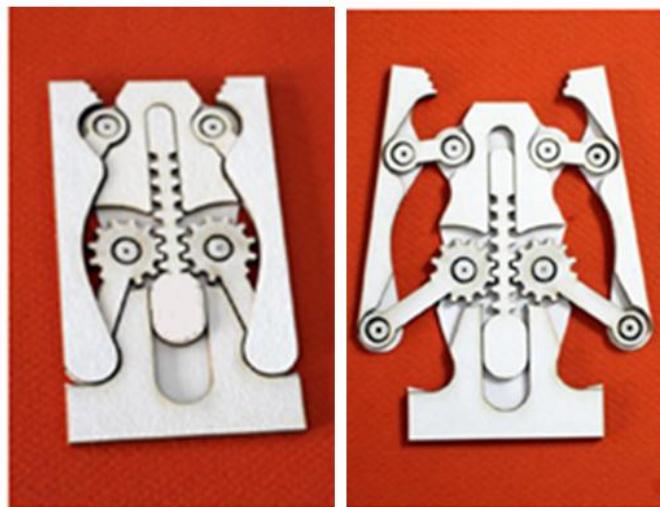


Figura 3.3 Posición inicial y posición de brazos semiextendidos del primer modelo.



Figura 3.4 Posición final del conjunto del primer modelo.

Se considera que este modelo alcanza los objetivos iniciales, por lo que se lleva a cabo un segundo modelo en madera a tamaño real.

3.1.2 Segundo modelo

Para este segundo prototipo se fabrican los cojinetes de fricción que se observan en la figura 3.5 en un torno CNC con control Fagor 8050 (Anexo E) de acero inoxidable. La fabricación de los cojinetes se explica con más detalle en el capítulo 6. En este caso ya se utilizan tornillos, tuercas y arandelas comerciales.

Para la fabricación en madera, también para ahorrar costes, se dibujan las piezas en una lámina de contrachapado de 4mm de espesor y se cortan con una sierra caladora. En la figura 3.5 se observa el proceso de montaje.

En la figura 3.5a se muestra la base, a la que se ha fijado el tope superior de la cremallera y el tope inferior, estas tres piezas constituyen la base. En la figura 3.5b, la cremallera y las dos ruedas dentadas se encuentran superpuestas. Cada uno de los brazos están formados por tres piezas, sin embargo la pieza intermedia se adhiere a uno de éstos, de tal manera que se pueden distinguir dos partes; la base del brazo, y la tapa del brazo, como se aprecia en las figuras 3.5c y 3.5d. Las figuras 3.5d, 3.5e, y 3.5f muestran el conjunto montado en las diferentes posiciones de su recorrido; inicial, intermedia y final respectivamente.

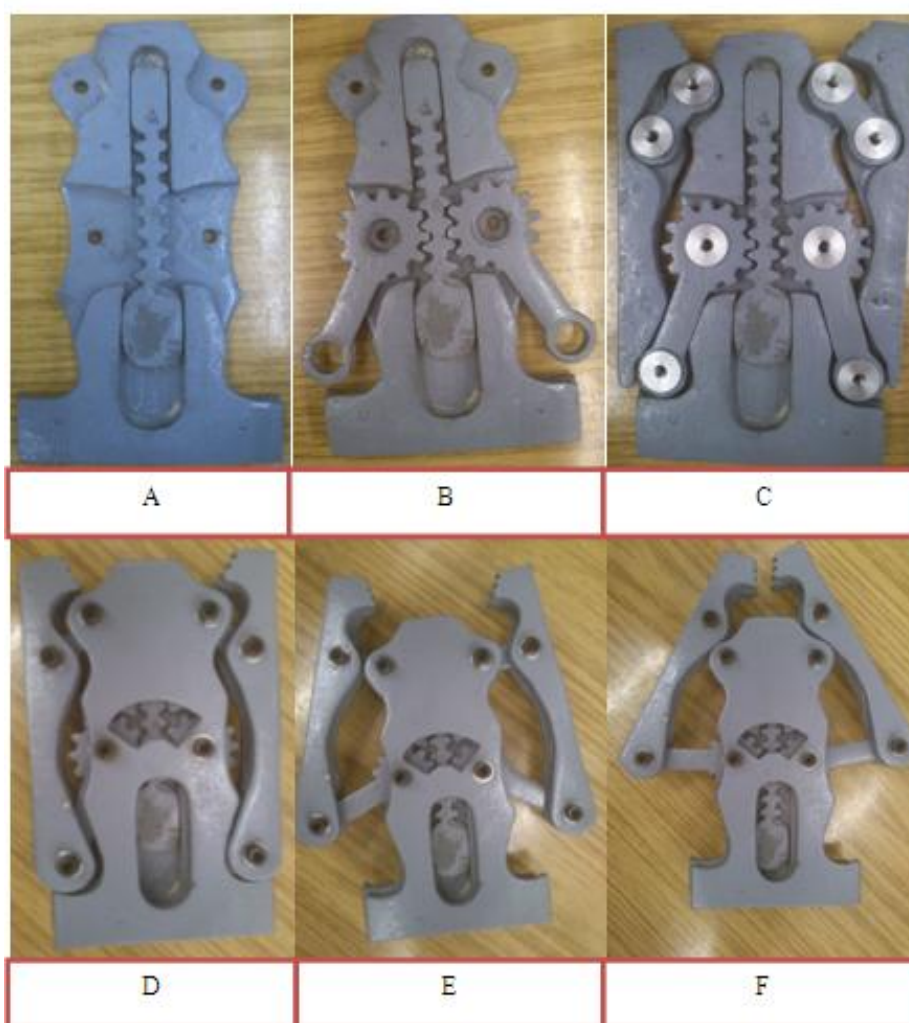










Figura 3.5 Representación del segundo modelo en madera: (a) base y cremallera, (b) base, cremallera y ruedas dentadas, (c) base, cremallera, ruedas dentadas, bases del brazo, cojinetes y rótulas, (d) posición inicial, (e) posición intermedia, (f) posición final del conjunto.

A continuación se realiza una clasificación de las piezas, así como las cantidades utilizadas de las mismas.

Piezas			
	<p>Base, incluido tope de cremallera superior y tope de cremallera inferior</p> <p>Cantidad: 1</p>		<p>Tapa</p> <p>Cantidad: 1</p>
	<p>Rueda dentada</p> <p>Cantidad: 2</p>		<p>Rótula</p> <p>Cantidad: 2</p>
	<p>Tapa del brazo</p> <p>Cantidad: 2</p>		<p>Base del brazo</p> <p>Cantidad: 2</p>
	<p>Cremallera</p> <p>Cantidad: 1</p>		<p>Cojinete</p> <p>Cantidad: 8</p>

	Tornillo M3 ISO 4762 Cantidad: 8		Arandela M3 ISO 7089 Cantidad: 16
			Tuerca M3 ISO 4032 Cantidad: 8

Tabla 3.1 Clasificación de piezas de segundo modelo

Este modelo representa a la perfección un mecanismo de agarre, sin embargo, el objetivo del prototipo final ha de cumplir su función en la industria y formar parte de la cadena productiva. Es necesario que la cremallera esté accionada de manera remota, por lo que se tiene que cambiar el diseño del tope inferior que forma parte de la base. La cremallera estará unida a un cilindro neumático que funcionará de actuador.

En el siguiente modelo se suprime la pieza intermedia de cada uno de los brazos, puesto que en los modelos de cartulina y madera estaba pegada al brazo inferior. El modelo final es de acero y esta pieza queda suelta por lo que en este caso carece de sentido.

3.1.3 Tercer modelo

Para el diseño del prototipo final, que se muestra a continuación, ha sido necesario introducir cambios en el diseño de algunas piezas con respecto al modelo en madera:

- Se lleva a cabo una prolongación de la parte inferior de la cremallera, la cual presenta un orificio para agarrar la varilla que estará unida al cilindro neumático.
- El tope inferior de la base del modelo anterior se divide en dos piezas que dejan paso a la cremallera.
- La tapa presenta otra configuración, en este caso es estética y funcional, para poder observar el movimiento de la cremallera.

Como se observa en la figura 3.6 se han realizado agujeros adicionales con respecto a la maqueta en madera para asegurar una fijación eficaz del prototipo.



Figura 3.6 Conjunto de piezas de acero.

En la figura 3.7 se muestran las piezas comerciales empleadas; tornillos, arandelas y tuercas, así como los cojinetes fabricados.



Figura 3.7 Tornillos, arandelas, tuercas y cojinetes empleados en el conjunto.

Antes de la fabricación en acero inoxidable, la evolución del modelo de madera al modelo final se lleva a cabo con la utilización del programa Autodesk® Inventor®, en el cual se diseñan y modelan las piezas incorporando los cambios citados.

El modelado irá orientado a conseguir un diseño compacto y funcional. Durante el proceso de diseño ha de estar presente en todo momento la finalidad última de cada pieza, incorporando soluciones para facilitar el posterior ensamblaje de los elementos.

Una vez diseñadas las piezas, se realiza el ensamblaje de los componentes que conforman la estructura del sistema de agarre. Posteriormente se comprobará la validez



de todos los componentes, para de este modo concluir el proceso con la fabricación y montaje del prototipo experimental. También se llevará a cabo el diseño mecánico del actuador y su integración en el sistema de sujeción.

En el capítulo 4 se detalla el proceso de modelización y montaje y se llevan a cabo simulaciones.

Finalmente, la fabricación y montaje de cada pieza del prototipo se especifican en el capítulo 6, así como el diseño del circuito neumático.

3.2 Autodesk[®] Inventor[®] 2013

Autodesk[®] Inventor[®] proporciona un conjunto completo de herramientas de diseño para producir, validar y documentar prototipos digitales completos, que ayudan a los diseñadores a crear modelos más innovadores con menos prototipos físicos. Es un paquete de modelado paramétrico de sólidos en 3D producido por la empresa de software Autodesk[®]. Compite con otros programas de diseño asistido por ordenador como SolidWorks[®], Pro/ENGINEER[®], CATIA[®] y SolidEdge[®] [14,15].

Combina un entorno de diseño 3D intuitivo para crear piezas y ensamblajes con herramientas de diseño funcional, que permiten a los ingenieros y diseñadores concentrarse en la función del diseño para dirigir la creación automática de componentes avanzados.

Este potente programa de diseño paramétrico ha revolucionado en los últimos años el diseño de componentes y mecanismos. Desbancadas las tradicionales herramientas de dibujo, la adopción del CAD/CAM (*Computer Aided Design / Computer Aided Manufacturing*, es decir, diseño y fabricación asistidas por ordenador) en las empresas ha supuesto un avance muy significativo los procesos de creación, validación y fabricación de piezas.

Permite verificar los datos de diseño e ingeniería conforme se trabaja, minimiza la necesidad de prototipos físicos y ahorra costosas modificaciones de ingeniería que, generalmente, son detectadas tras enviar el diseño a fabricación. Una de las claves del éxito de Autodesk[®] Inventor[®] radica en su potente interfaz gráfico, que permite al usuario ser productivo desde el primer día.

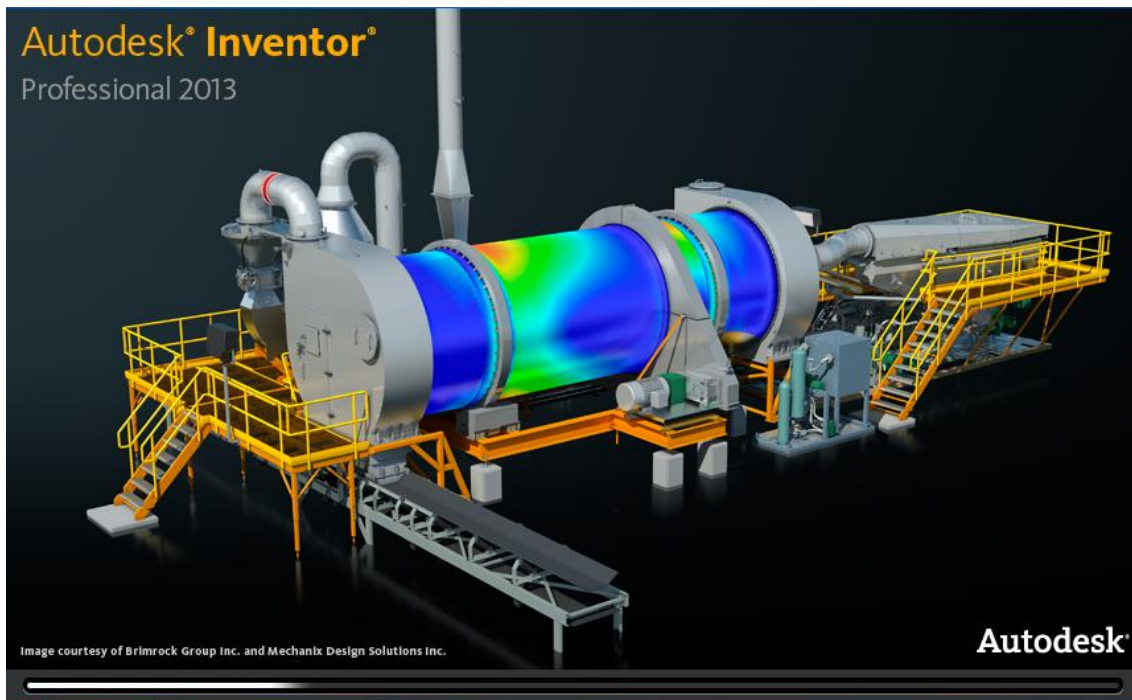


Figura 3.8 Portada Autodesk® Inventor®.

3.2.1 ¿Porqué elegir Autodesk® Inventor®?

A la hora de elegir una herramienta de diseño paramétrico, son varias las alternativas que ofrece el mercado, siendo las más relevantes Autodesk® Inventor®, SolidWorks® y SolidEdge® en la gama media, y CATIA®, I-Deas® y Unigraphics® en la gama profesional. La elección de Autodesk® Inventor® se fundamenta en las siguientes razones:

- Hoy en día, AutoCAD® es una de las aplicaciones de Diseño Asistido por Computador más utilizada en empresas y centros educativos. Por tratarse de programas de la misma compañía (Autodesk®), los dibujos de AutoCAD® pueden importarse como bocetos en Autodesk® Inventor® con suma facilidad.
- Autodesk® Inventor® dispone de una interfaz muy sencilla para la generación de bocetos, con un conjunto de potentes herramientas de trazados dotadas de elevada flexibilidad.
- Mediante Autodesk® Inventor® es posible crear diseños adaptativos. Estas piezas que poseen dicha propiedad mantienen entre sí una estrecha relación física, de modo que si se modifica la pieza base, la geometría asociada se adapta de forma inteligente.
- Gracias a las excepcionales prestaciones que posee, Autodesk® Inventor® maneja con facilidad ensamblajes grandes.

3.2.2 Interfaz gráfica

Al iniciar el programa se presenta la siguiente interfaz, en la cual se muestran los paneles *Launch*, *New Features* y *Videos and Tutorials*.

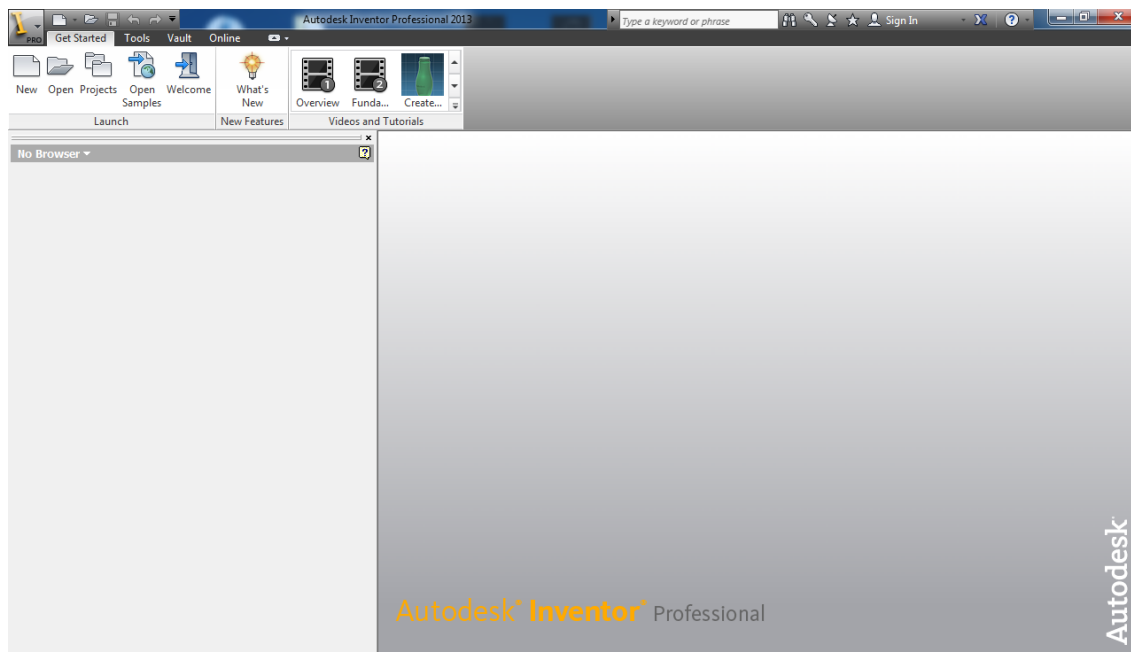


Figura 3.9 Interfaz gráfica de Autodesk® Inventor®.

- *Launch* (Inicio): brinda la opción de iniciar un nuevo archivo, abrir un archivo existente o iniciar un nuevo proyecto.
- *New Features* (Nuevas características): conecta en línea a la página Web oficial de Autodesk para mostrarnos las características más recientes de la versión 2013 de Inventor.
- *Videos and Tutorials* (Videos y tutoriales): ofrece ayuda con ejemplos, tutoriales y animaciones desde la página web de Autodesk.

Al hacer clic en la opción *NEW*, se abre la siguiente ventana de la figura 3.10, donde se muestran los diferentes entornos de trabajo.

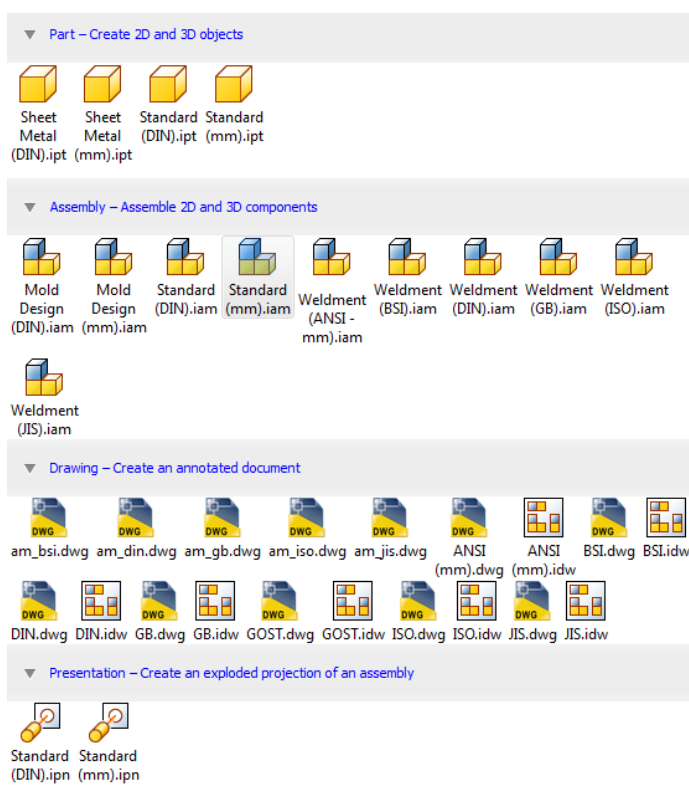


Figura 3.10 Entornos de trabajo en Autodesk® Inventor®.

3.2.2.1 Entornos de trabajo

Para facilitar al usuario el trabajo en las distintas etapas de diseño, Autodesk® Inventor® posee cuatro entornos de trabajos diferenciados. A cada uno de ellos se accede mediante una plantilla específica que se ajusta a las características del entorno elegido. A continuación se describen sus características más notables.

- Entorno de operaciones.

Permite la creación de modelos sólidos paramétricos a partir de bocetos bidimensionales. Autodesk® Inventor® posee una interfaz muy flexible para el bocetado, con herramientas sencillas dotadas de gran potencia, que permiten captar las ideas del diseñador con unos pocos clics de ratón. También es posible incluir bocetos dibujados en otras aplicaciones de diseño como AutoCAD®. Mediante las operaciones de modelado, los bocetos se convierten en cuerpos sólidos. Los componentes 3D creados en este entorno se almacenan en ficheros con extensión *.ipt* (*Inventor ParTs*). También emplean este tipo de ficheros las piezas de chapa.

- Entorno de ensamblaje.

Los mecanismos o ensamblajes están formados por una serie de componentes que se relacionan entre sí por medio de condiciones de montaje, también reciben el nombre de restricciones. Autodesk® Inventor® dispone de un entorno preparado para la agregación de piezas individuales para formar un ensamblaje, bien sea por medio de técnicas ascendentes (incluyendo componentes externos), descendentes (diseñando los componentes desde el mismo entorno de ensamblaje) o mixtas. Las restricciones de ensamblajes se asignan mediante un cuadro de diálogo e incluso pueden tener un comportamiento inteligente. A los componentes de un ensamblaje se les puede asignar un comportamiento adaptativo, lo que acomoda sus dimensiones de forma automática, ajustándose a las modificaciones que experimentan los elementos con los que están relacionados. Los ensamblajes de Autodesk® Inventor® se almacenan en ficheros con extensión *.iam* (*Inventor AsseMbly*).

- Entorno de documentación.

La herramienta de comunicación universal entre los técnicos involucrados en el desarrollo de un proyecto de ingeniería son los planos, los cuales se generan en esta aplicación. A partir de una vista base, es sencillo generar otras vistas ortogonales (plantas, alzados y perfiles), vistas auxiliares, cortes, vistas de detalle, isometrías tanto de piezas como ensamblajes. Los ficheros empleados en el entorno de documentación tienen extensión *.idw* (*Inventor DraWing*).

- Entorno de presentaciones.

Con el fin de mejorar la visualización del diseño y facilitar la generación de manuales, catálogos o instrucciones de montaje, Autodesk® Inventor® dispone de herramientas para llevar a cabo la vista explosionada de un ensamblaje. Los ficheros del entorno de presentaciones se almacenan con extensión *.inp* (*Inventor PreseNtation*).

3.2.3 Interfaz de usuario

Inventor® presenta varios entornos de trabajo. Por ejemplo, después de escoger *New* y de haber seleccionado la plantilla *Standard.ipt*, del cuadro de diálogo *New File*, se muestra el entorno de *sketch* (boceto) que presenta los siguientes elementos:

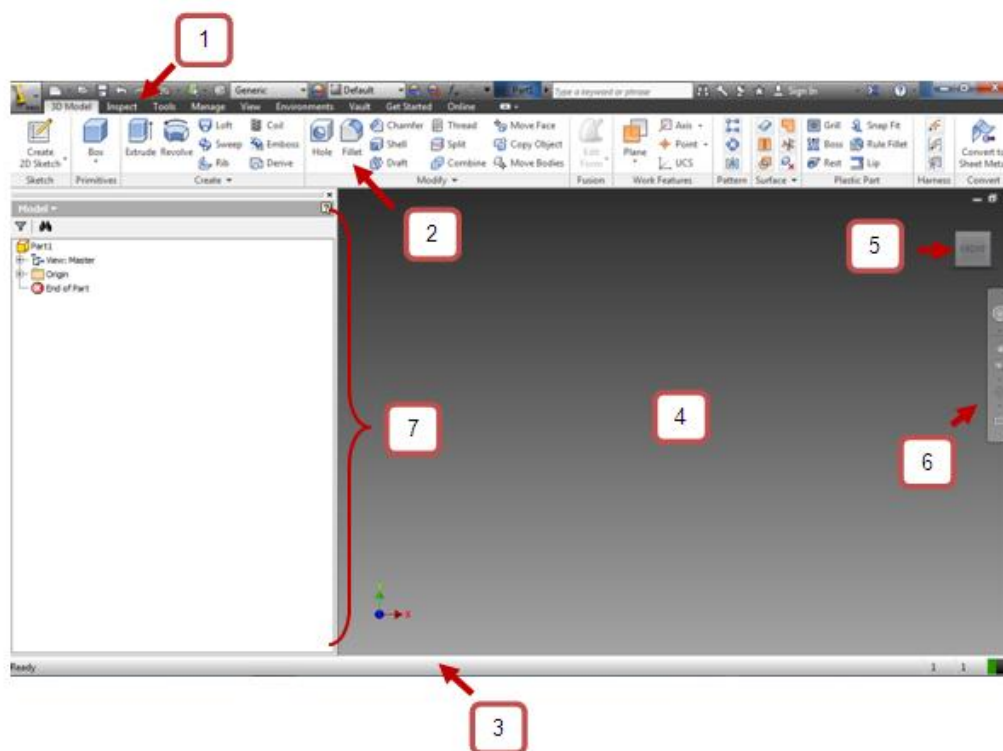


Figura 3.11 Interfaz de usuario de Autodesk® Inventor®.

Barra de Menús (1): esta barra muestra una serie de pestañas en las cuales se encuentran agrupados los paneles con los comandos que se muestran en la barra de herramientas.

Barra de Herramientas (2): se muestran los comandos de acuerdo a su utilización en relación a la pestaña elegida en la barra de menús.

Barra de Estado (3): se encuentra en la parte inferior de la pantalla. Propone diferente tipo de información acerca de la herramienta que seleccionemos, así como los pasos que se deben seguir cuando se realiza alguna tarea.

Zona de Gráficos (4): se muestra al abrir un archivo o crear uno nuevo. Cuando hay abiertos varios archivos, la ventana grafica en la que está trabajando se denomina ventana activa.

ViewCube (5): es una herramienta de navegación en 3D que aparece por defecto en la esquina superior derecha de la zona de gráficos. Con el *ViewCube*, puede intercambiar entre vistas estándar o isométricas.

Navigator Bar (6): es una barra transparente en la cual tenemos acceso directo a una serie de comandos que son utilizados usualmente durante un proceso de diseño en 3D.

Browser Menú (7): se ubica a la izquierda de la zona de gráficos. En el *browser* menú se encuentran agrupados a manera de árbol windows los bocetos, acciones, y operaciones utilizadas durante el diseño de un determinado elemento o ensamble.

3.2.4 Interfaz de simulación

El acceso a *Dynamic Simulation* se lleva a cabo desde la ficha *Environments* [16].

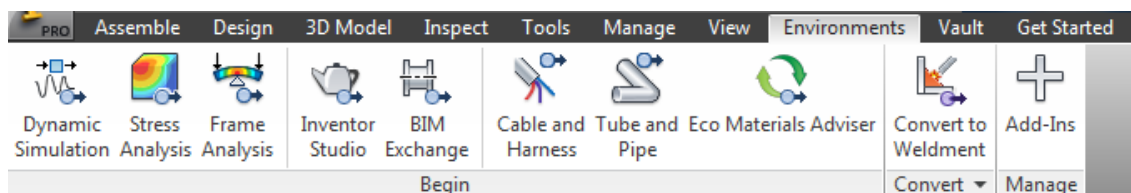


Figura 3.12 Ficha *Environments* de Autodesk® *Inventor*®.

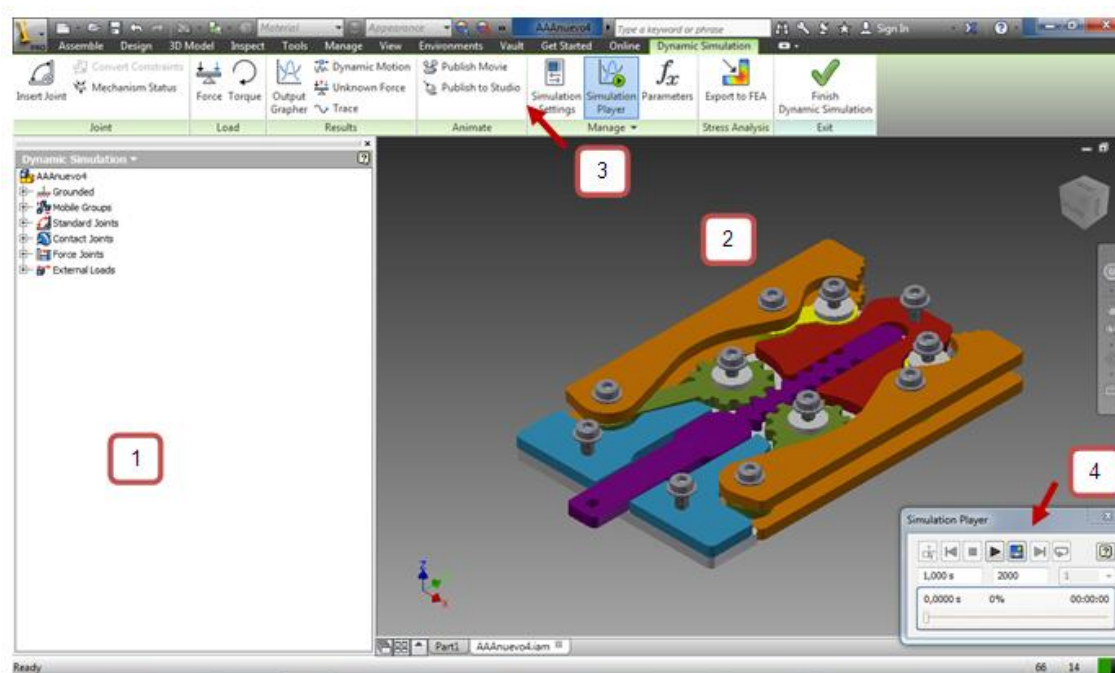


Figura 3.13 Interfaz de simulación de Autodesk® *Inventor*®.

Explorador de simulaciones (1): muestra una vista jerárquica de las simulaciones, junto con las partes o ensambles y los parámetros de cada simulación. La vista presenta información de características y atributos en niveles anidados.

Área gráfica para la simulación dinámica (2): muestra la geometría del modelo y los resultados de la simulación. Se actualiza para mostrar el estado actual de la

simulación, lo que incluye aplicar las condiciones de contorno y las cargas, con ayuda de herramientas para manipular las vistas.

Panel de simulación dinámica (3): en esta barra aparecen diferentes opciones que se usarán a la hora de crear uniones, convertir restricciones, aplicar fuerzas exteriores sobre los componentes, así como exportar los valores a gráficos, etc.

Reproductor de simulaciones (4): es una ventana emergente que se utiliza para llevar a cabo diferentes opciones de simulación.

3.2.5 Interfaz de usuario para el análisis de tensiones.

Autodesk® Inventor® puede transferir las fuerzas de reacción desde instantes determinados de la simulación al análisis de tensión, con el fin de usar el análisis de elementos finitos integrado para predecir la tensión y la flexión con cargas máximas exactas.

El análisis de tensiones es accesible desde la pestaña de entorno *Environments*.

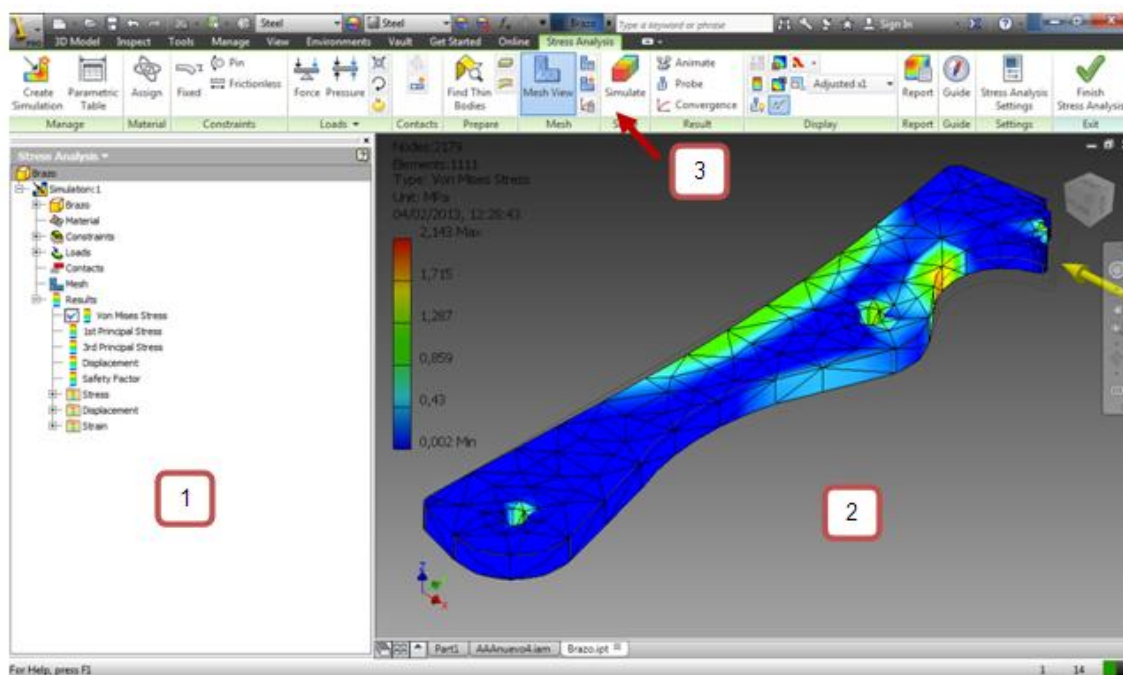


Figura 3.14 Interfaz de usuario para el análisis de tensiones de Autodesk® Inventor®.

Explorador *Stress Analysis* para el análisis de tensiones (1): muestra una vista jerárquica de las simulaciones, junto con las partes o ensamblajes y los parámetros de cada simulación. La vista presenta la información de características y atributos en niveles anidados.

Ventana gráfica *Stress Analysis* para el análisis de tensiones (2): muestra la geometría del modelo y los resultados de la simulación, lo que incluye aplicar las condiciones de contorno y las cargas, con la ayuda de herramientas para manipular las vistas.

Panel *Stress Analysis* (3): incluye diferentes opciones para definir el tipo de simulación que se llevará a cabo, establecer las restricciones de diseño, representar fuerzas exteriores que se ejercen sobre cada componente, creación y previsualización de la malla, ejecutar la simulación, mostrar las tensiones y deformaciones resultantes, etc.

3.3 Automation Studio™

Para la realización de los circuitos neumáticos hemos empleado el software Automation Studio™, el cual está provisto de bibliotecas completas cuyos símbolos siguen las normas ISO, DIN, IEC y NEMA. Para facilitar la búsqueda de componentes, los símbolos están clasificados por familias y categorías [17].

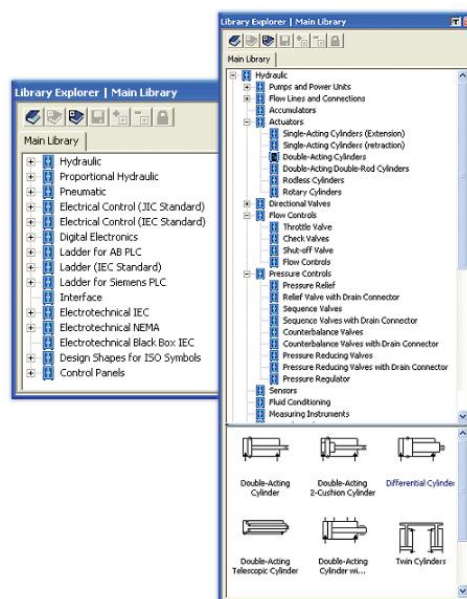


Figura 3.15 Bibliotecas de componentes de Automation Studio™ [17].

Permite crear circuitos, desde los más simples a los más complejos, y modificarlos fácilmente utilizando los símbolos preconfigurados o las herramientas de configuración. Así mismo, permite modificar la configuración de las válvulas, pistones, etc., con el fin de conseguir componentes de acuerdo con las normas y que tendrán un comportamiento consecuente en la simulación.

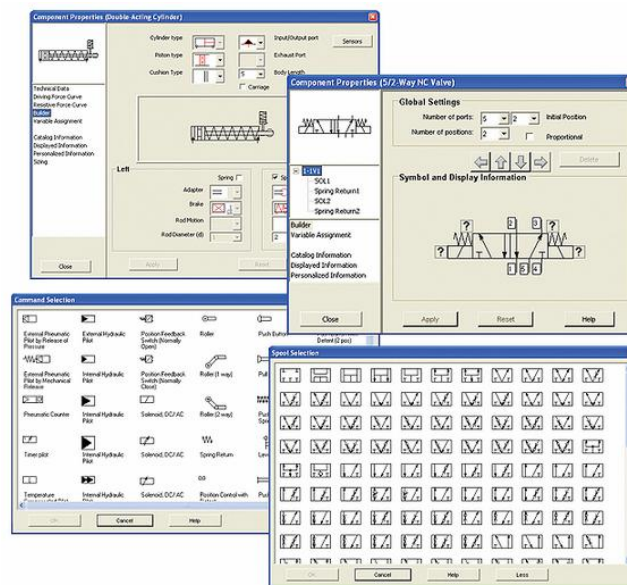
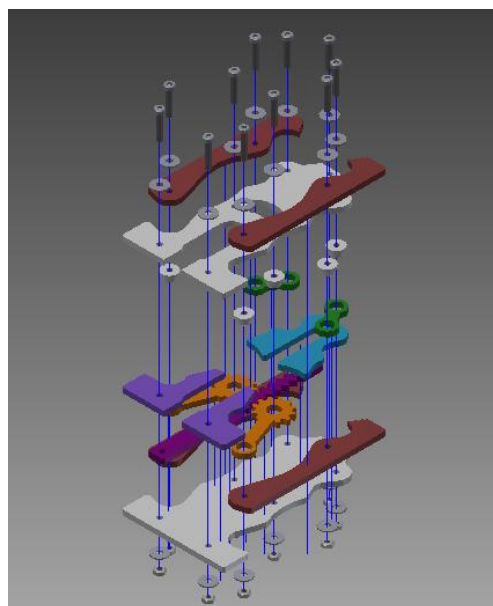


Figura 3.16 Herramientas para configurar válvulas de Automation Studio™.

Automation Studio™ permite reproducir el comportamiento de los sistemas de modo dinámico y visual. En el momento de la simulación, los componentes se animan y los conductos cambian de color según su estado. De esta manera, la simulación permite explicar el funcionamiento de los circuitos en todos los niveles. Está provisto de hojas de cálculo específicas a cada familia de componentes neumáticos, hidráulicos y electrotécnicos que incluye las herramientas de cálculo necesarias para el dimensionamiento.

Capítulo 4

DISEÑO



Para la construcción de la pinza de sujeción con garras retráctiles se necesita realizar el diseño de cada componente, el montaje del conjunto y la simulación del movimiento del prototipo con el fin de asegurar el correcto funcionamiento del mismo.

Para ello, el material que se va a emplear es acero inoxidable, cuyas propiedades se presentan en la tabla 4.1.

Propiedades del acero inoxidable	
Densidad (ρ)	7.850 kg/m ³
Módulo de Elasticidad (E)	210.000N/mm ²
Módulo de Rigidez (G)	81.000N/mm ²
Coefficiente de Poisson (ν)	0,3
Coefficiente de dilatación térmica (α)	1,2*10 ⁻⁵ (°C)
Límite elástico	240.000 N/mm ²

Tabla 4.1 Propiedades del acero.

Se ha elegido este material por ser extremadamente fuerte, con buena maquinabilidad para uso mecánico. También es maleable, es decir, se pueden obtener fácilmente láminas delgadas y es un material muy tenaz.

A continuación se muestran los nombres de los diferentes componentes para facilitar futuras explicaciones.

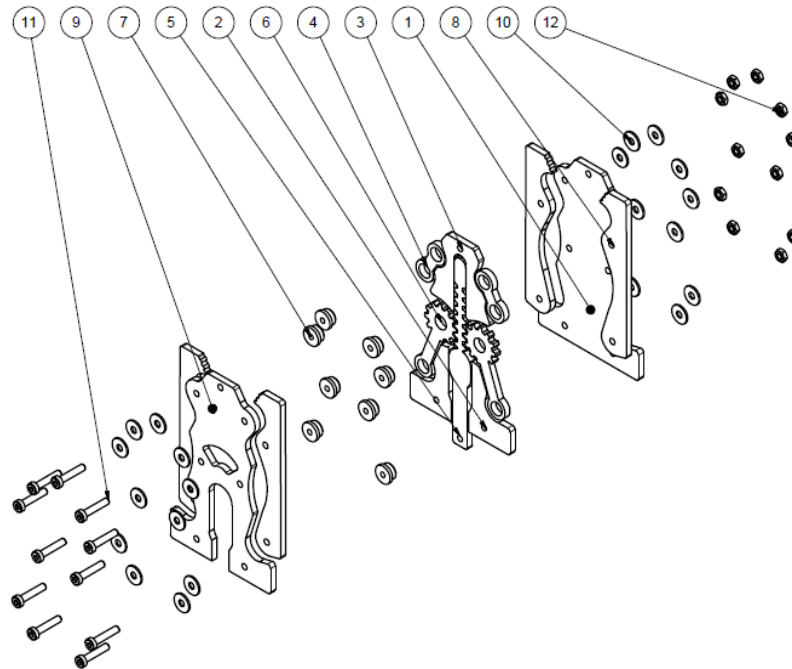


Figura 4.1 Componentes del modelo final de pinza.

LISTA DE PIEZAS		
Elemento	Cantidad	Nombre
1	1	Base
2	2	Base inferior
3	1	Tope de la cremallera
4	2	Rótula
5	1	Cremallera
6	2	Rueda dentada
7	8	Cojinete
8	4	Brazo
9	1	Tapa
10	22	ISO 7089
11	11	ISO 4762 M3 x 25
12	11	ISO 4032 M3

Tabla 4.2 Nombre de los componentes.

Los pasos que se van a llevar a cabo para la obtención del prototipo son los siguientes:

- Crear los distintos componentes.
- Aplicar las propiedades a los componentes.
- Montar el conjunto asignando las diferentes restricciones entre piezas.
- Especificar las condiciones de contorno.
- Definir el movimiento.
- Ejecutar la simulación y se analizan los resultados obtenidos.

En los apartados siguientes se procede a explicar detalladamente la evolución de los componentes hasta llegar al diseño final.

4.1 Modelado de piezas

Primero se parte del entorno boceto (*sketch*), donde se elige el plano en el cual se realizan los bocetos, como puede observarse en la figura 4.2.

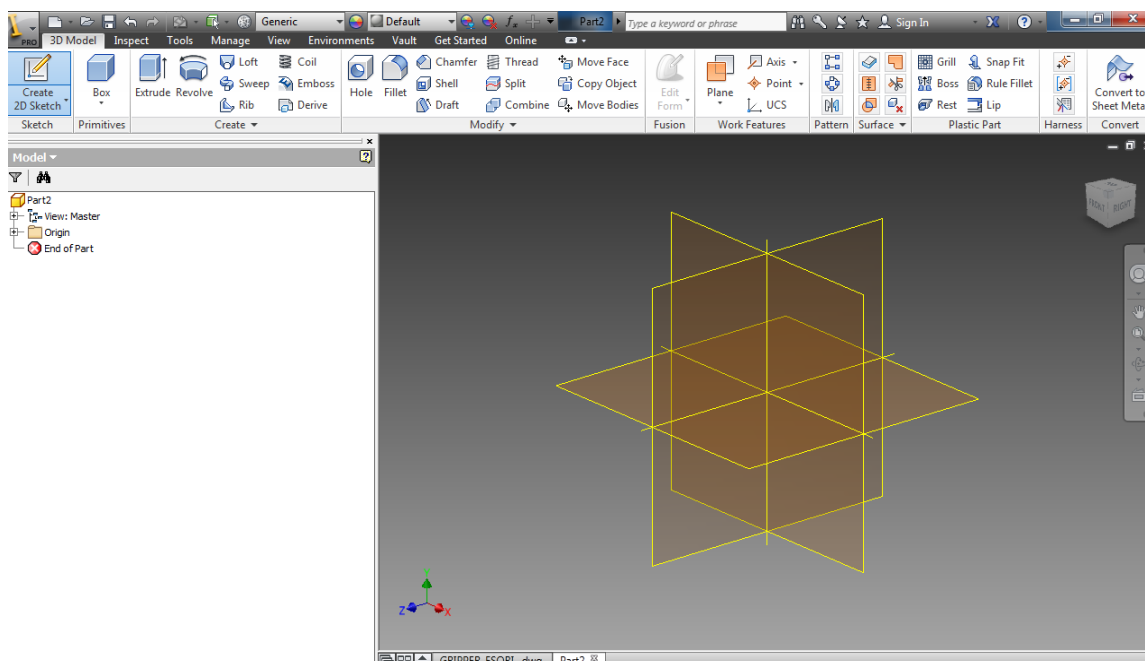


Figura 4.2 Entorno boceto.

A continuación, se dibuja la pieza con las herramientas proporcionadas por el programa Autodesk® Inventor®, como se muestra en la figura 4.3.

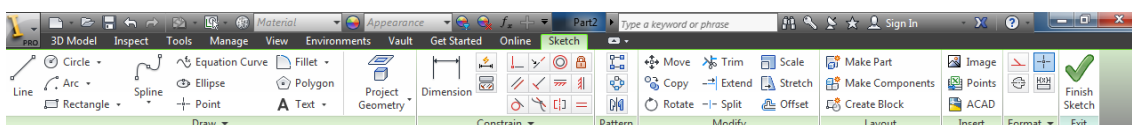


Figura 4.3 Herramientas de dibujo de Autodesk® Inventor®.

Todas las piezas, a excepción de los cojinetes y las piezas normalizadas, tienen un espesor de 4mm y se obtienen realizando extrusión de las mismas a partir del boceto.

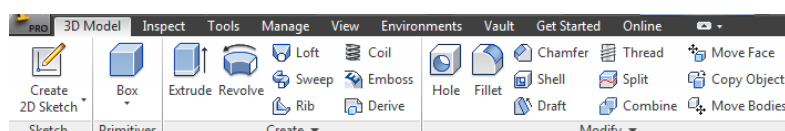


Figura 4.4 Barra de operaciones de Autodesk® Inventor®.

4.1.1 Base

En la figura 4.5a, se puede observar el diseño original usado en los modelos fabricados en cartulina y en madera, y el modelo final en la figura 4.5b.

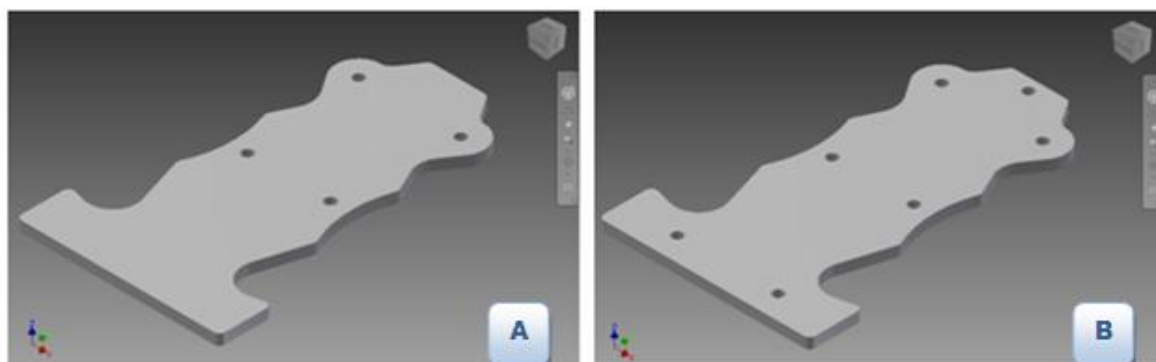


Figura 4.5 Base original y final.

Las mejoras que se han introducido en este elemento consisten en la realización de tres agujeros adicionales, todos son de 4mm para unificar los costes y los tiempos de fabricación.

4.1.2 Tope de la cremallera

Al igual que en la pieza anterior, en ésta se efectúa un agujero para ajustar la fijación de la misma en el montaje.

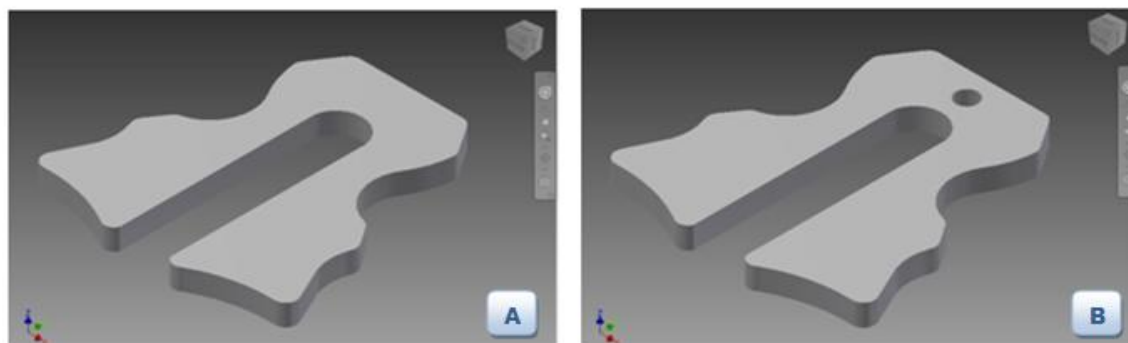


Figura 4.6 Tope de cremallera original y final.

4.1.3 Base inferior

En la figura 4.7a se muestra la base inferior usada en los modelos iniciales de cartulina y madera. Ésta evoluciona a la que se muestra en la figura 4.7b, ya que este componente tiene que dividirse en dos piezas para dejar paso a la cremallera en su movimiento. Finalmente se llega a la pieza final que tiene un orificio para facilitar su montaje, como se muestra en la figura 4.7c.

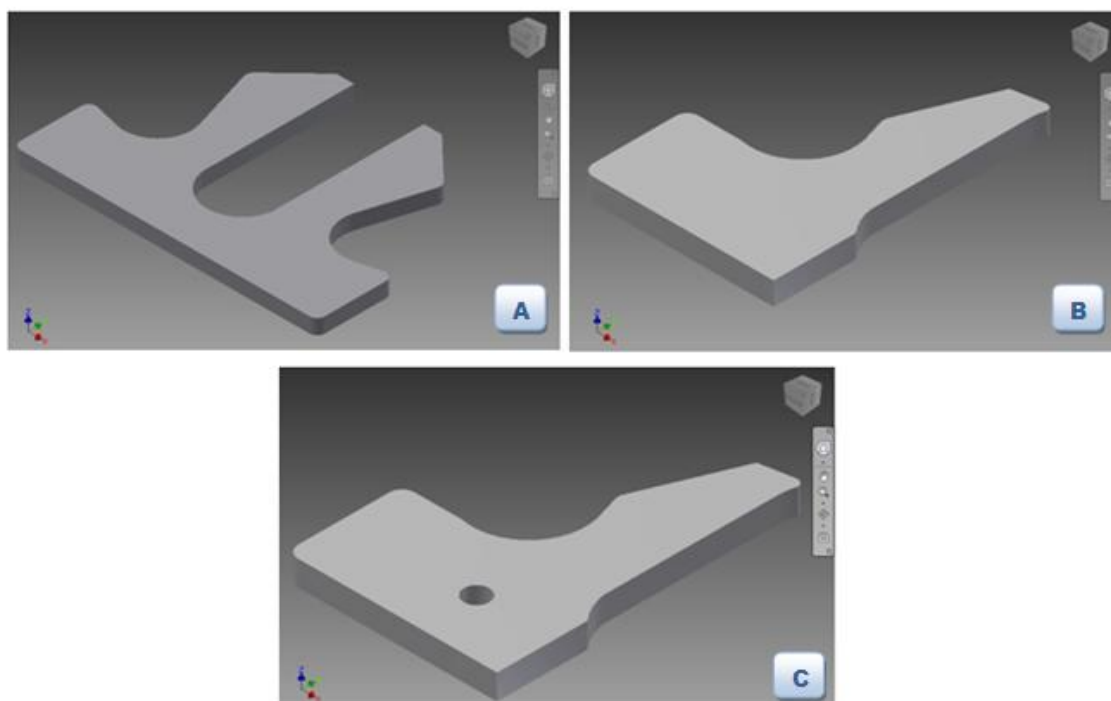


Figura 4.7 Evolución de la base inferior.

4.1.4 Rueda dentada

La rueda dentada no presenta ningún cambio de forma con respecto a su configuración inicial. La característica principal que presenta esta pieza es que se trata del eslabón motriz del conjunto, es decir, esta pieza se mueve debido al desplazamiento de la cremallera, con el consiguiente desplazamiento de los brazos de la pinza.

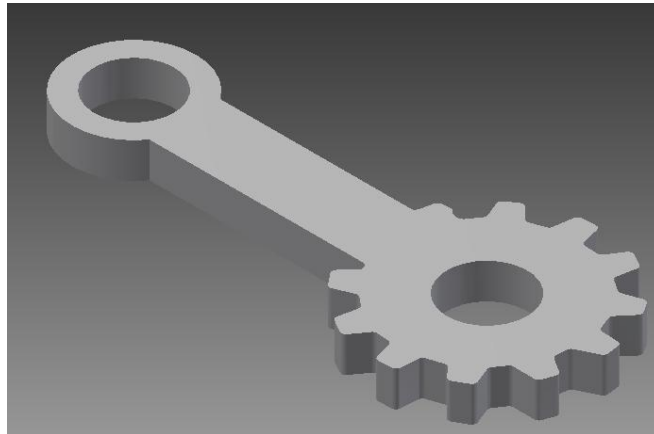


Figura 4.8 Rueda dentada.

4.1.5 Cremallera

La cremallera experimenta la evolución que se muestra en la figura 4.9. Para que el sistema de sujeción pueda ser accionado de forma remota es necesario enlazar esta pieza con el sistema actuador, por ello, la cremallera experimenta este cambio de forma junto con la incorporación del agujero.

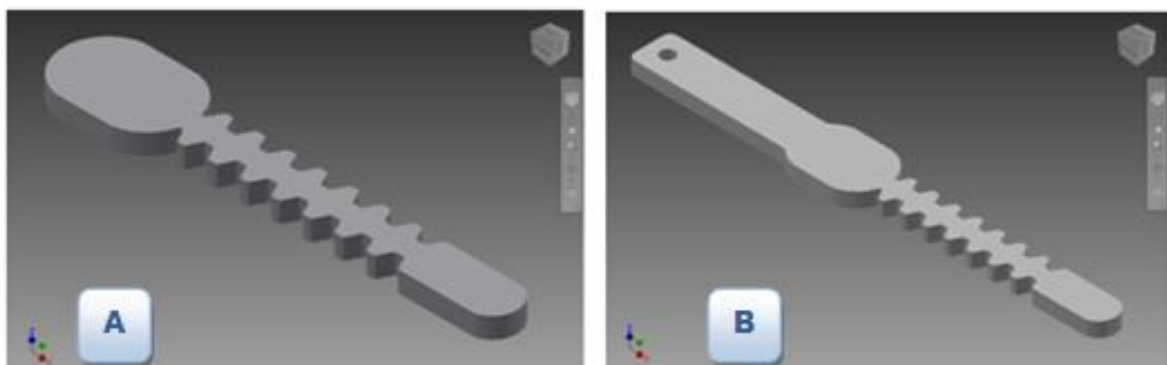


Figura 4.9 Cremallera inicial y final.

4.1.6 Rótula

Las rótulas tampoco experimentan cambio de geometría desde el modelo inicial al modelo definitivo. La característica principal que presenta esta pieza es permitir el correcto movimiento del brazo, evitando cualquier posible interferencia entre éste con la tapa y la base.

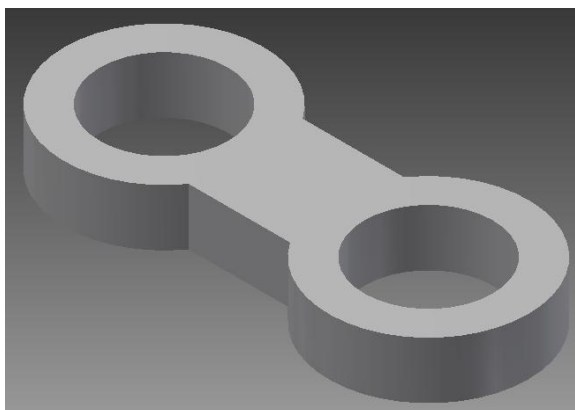


Figura 4.10 Rótula.

4.1.7 Brazo

El prototipo final está constituido por cuatro piezas como las que se muestra en la figura 4.11. El dispositivo de sujeción posee dos garras, por lo que cada una de ellas está constituida por dos piezas de tipo brazo.



Figura 4.11 Brazo.

Sin embargo, cada garra del modelo llevado a cabo en madera estaba constituida por dos piezas tipo brazo y una pieza intermedia a las anteriores, esta pieza intermedia se observa en la figura 4.12.

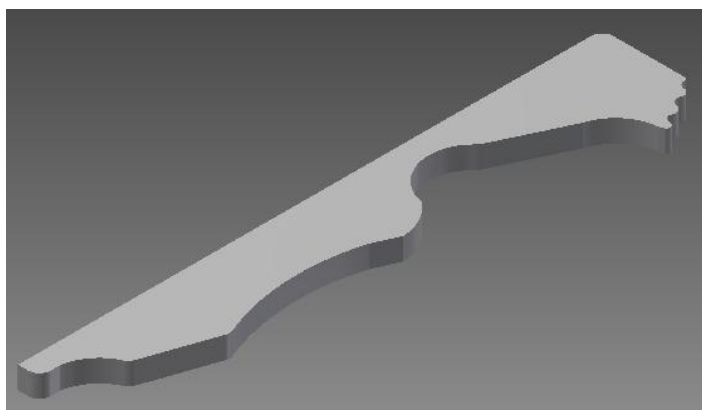


Figura 4.12 Pieza intermedia del brazo, que en el modelo final no se usa.

La pieza de la figura 4.12 carece de sentido en el modelo final, ya que dicho prototipo está construido con acero y esta pieza anteriormente estaba pegada a uno de los brazos para dar mayor compactibilidad, así el modelo final presenta mayor ligereza.

4.1.8 Tapa

La tapa del sistema de agarre presenta la evolución que se muestra en la figura 4.13. Gracias a su geometría se puede observar el movimiento de las piezas interiores, así como posibles fallos que puede presentar a lo largo del tiempo y poder detectar fácilmente el desperfecto de algún diente de la cremallera o la rueda dentada.

A la pieza de la figura 4.13c, se le han incorporado tres agujeros con respecto a la de la figura 4.13b, para asegurar un agarre más eficaz entre las distintas piezas.

Al igual que en el resto de piezas, todos los agujeros son de 4mm para unificar los costes y los tiempos de fabricación.

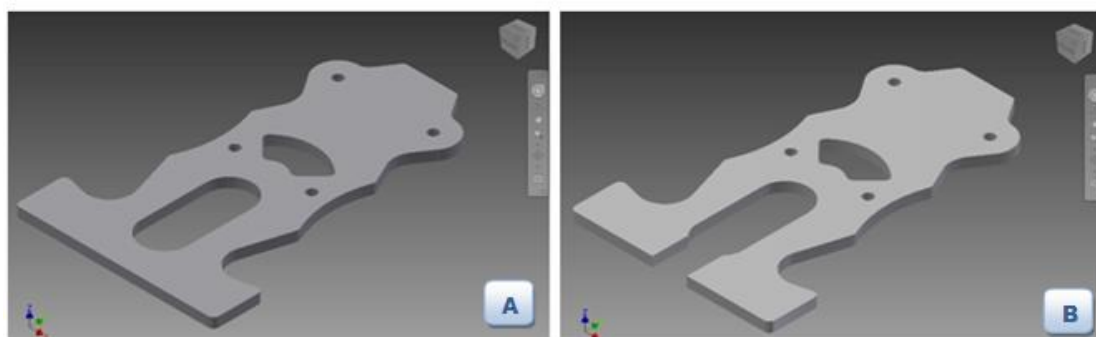




Figura 4.13 Evolución de la tapa.

4.1.9 Cojinete

El proceso para el modelado del cojinete se indica a continuación en la figura 4.14. Primero se lleva a cabo el boceto, al cual se le aplica la operación de revolución, como se muestra en las figuras 4.14a y 4.14b. Posteriormente se llevan a cabo el achaflanado, figura 4.14c, y se realiza un agujero como se puede observar en la figura 4.14d.

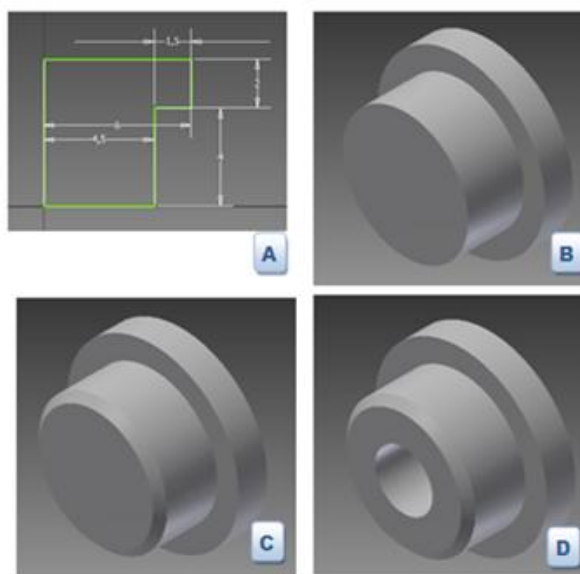


Figura 4.14 Cojinete.

4.1.10 Arandelas ISO 7089 M3

Las arandelas se seleccionan de la biblioteca de Autodesk® Inventor®. Se elige el modelo DIN 125-1A que corresponde al modelo ISO 7089, cuyas características se muestran en las figuras 4.15 y 4.16.

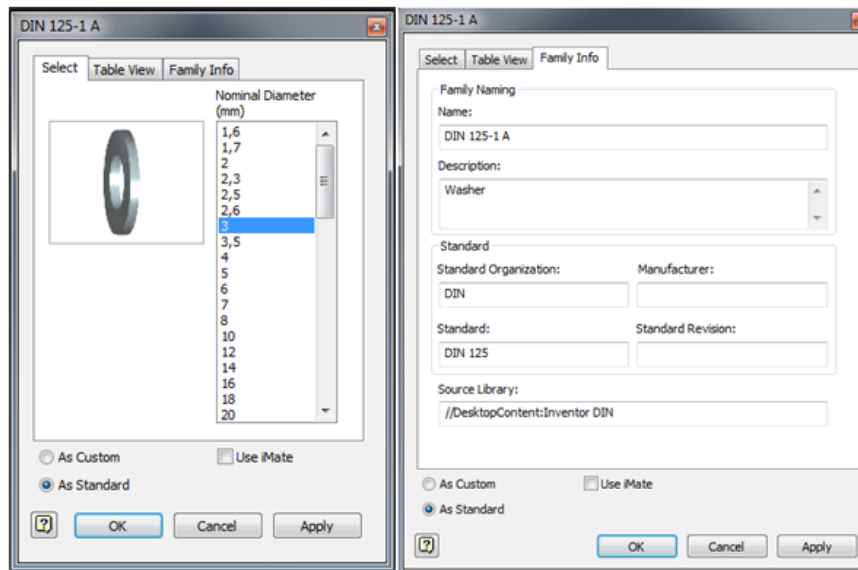
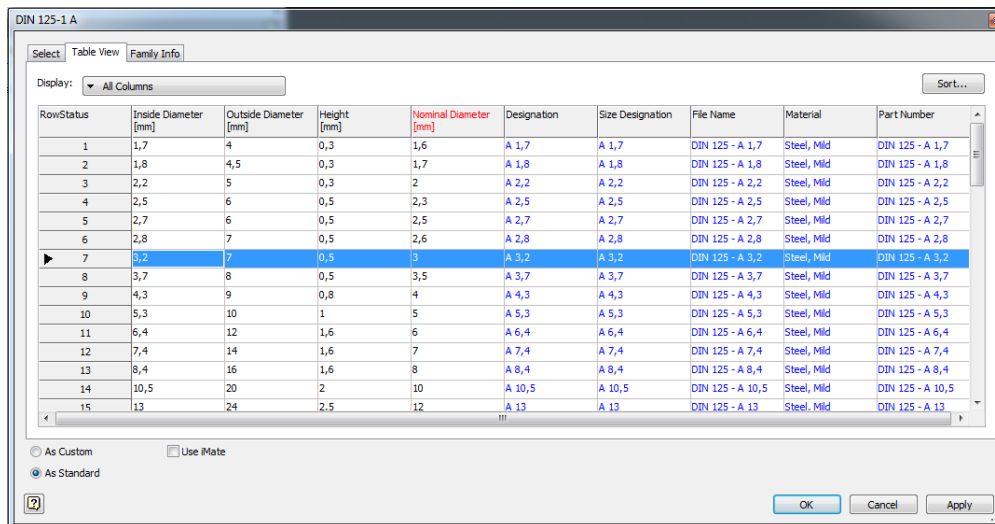


Figura 4.15 Características arandelas DIN 125-1A o ISO 7089.



RowStatus	Inside Diameter [mm]	Outside Diameter [mm]	Height [mm]	Nominal Diameter [mm]	Designation	Size Designation	File Name	Material	Part Number
1	1,7	4	0,3	1,6	A 1,7	A 1,7	DIN 125 - A 1,7	Steel, Mild	DIN 125 - A 1,7
2	1,8	4,5	0,3	1,7	A 1,8	A 1,8	DIN 125 - A 1,8	Steel, Mild	DIN 125 - A 1,8
3	2,2	5	0,3	2	A 2,2	A 2,2	DIN 125 - A 2,2	Steel, Mild	DIN 125 - A 2,2
4	2,5	6	0,5	2,3	A 2,5	A 2,5	DIN 125 - A 2,5	Steel, Mild	DIN 125 - A 2,5
5	2,7	6	0,5	2,5	A 2,7	A 2,7	DIN 125 - A 2,7	Steel, Mild	DIN 125 - A 2,7
6	2,8	7	0,5	2,6	A 2,8	A 2,8	DIN 125 - A 2,8	Steel, Mild	DIN 125 - A 2,8
7	3,2	7	0,5	3	A 3,2	A 3,2	DIN 125 - A 3,2	Steel, Mild	DIN 125 - A 3,2
8	3,7	8	0,5	3,5	A 3,7	A 3,7	DIN 125 - A 3,7	Steel, Mild	DIN 125 - A 3,7
9	4,3	9	0,8	4	A 4,3	A 4,3	DIN 125 - A 4,3	Steel, Mild	DIN 125 - A 4,3
10	5,3	10	1	5	A 5,3	A 5,3	DIN 125 - A 5,3	Steel, Mild	DIN 125 - A 5,3
11	6,4	12	1,6	6	A 6,4	A 6,4	DIN 125 - A 6,4	Steel, Mild	DIN 125 - A 6,4
12	7,4	14	1,6	7	A 7,4	A 7,4	DIN 125 - A 7,4	Steel, Mild	DIN 125 - A 7,4
13	8,4	16	1,6	8	A 8,4	A 8,4	DIN 125 - A 8,4	Steel, Mild	DIN 125 - A 8,4
14	10,5	20	2	10	A 10,5	A 10,5	DIN 125 - A 10,5	Steel, Mild	DIN 125 - A 10,5
15	13	24	2,5	12	A 13	A 13	DIN 125 - A 13	Steel, Mild	DIN 125 - A 13

Figura 4.16 Tabla de características arandelas DIN 125-1A o ISO 7089.

4.1.11 Tornillos ISO 4762 M3

En las figuras 4.17 y 4.18 se muestra el modelo seleccionado para los tornillos. El modelo DIN 912 se corresponde con el modelo ISO 4762.

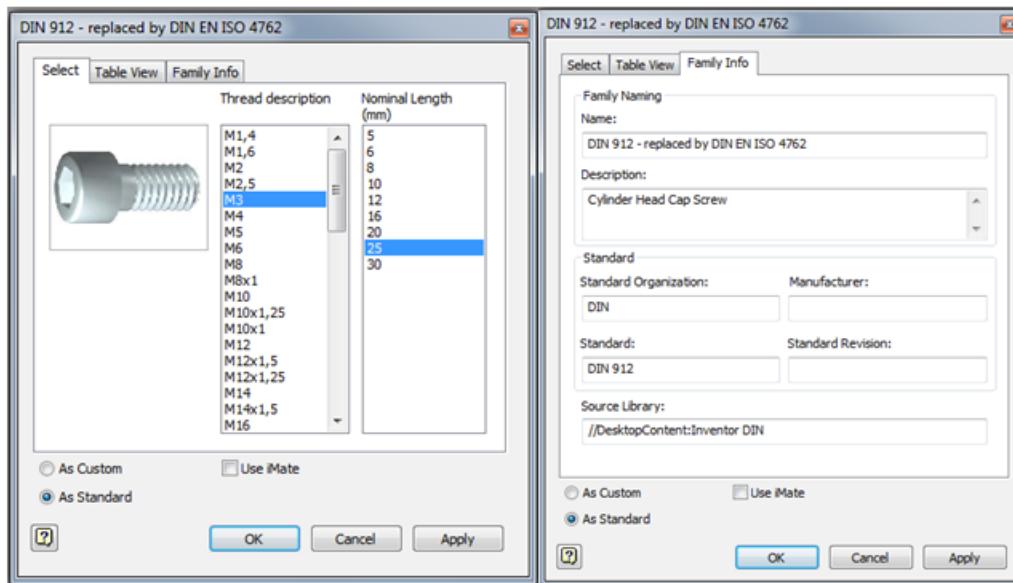
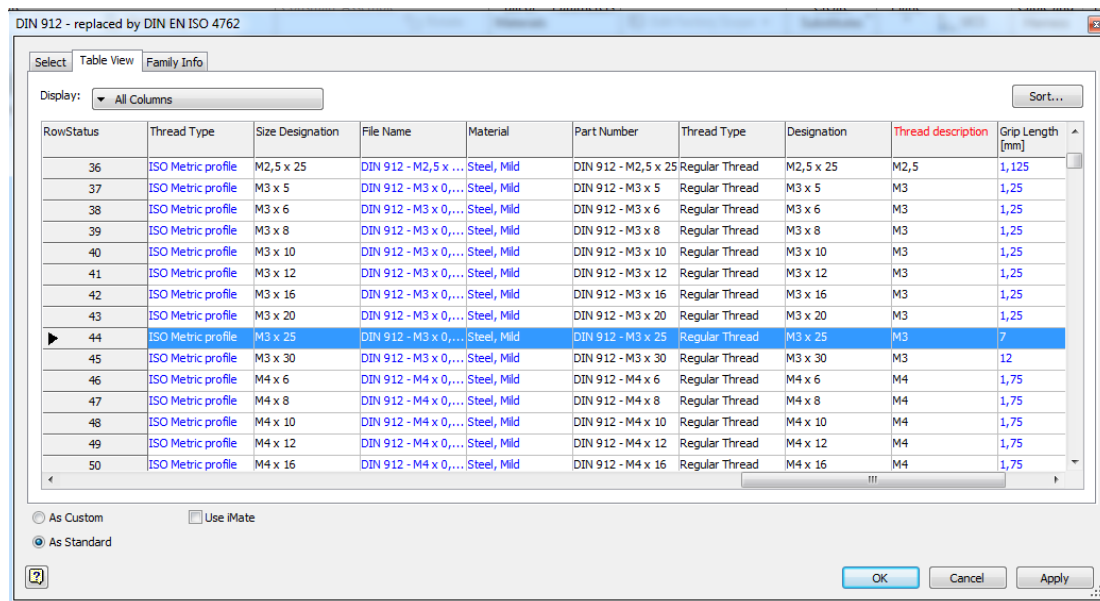


Figura 4.17 Características tornillos DIN 912 o ISO 4762.



RowStatus	Thread Type	Size Designation	File Name	Material	Part Number	Thread Type	Designation	Thread description	Grip Length [mm]
36	ISO Metric profile	M2,5 x 25	DIN 912 - M2,5 x ...	Steel, Mild	DIN 912 - M2,5 x 25	Regular Thread	M2,5 x 25	M2,5	1,125
37	ISO Metric profile	M3 x 5	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 5	Regular Thread	M3 x 5	M3	1,25
38	ISO Metric profile	M3 x 6	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 6	Regular Thread	M3 x 6	M3	1,25
39	ISO Metric profile	M3 x 8	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 8	Regular Thread	M3 x 8	M3	1,25
40	ISO Metric profile	M3 x 10	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 10	Regular Thread	M3 x 10	M3	1,25
41	ISO Metric profile	M3 x 12	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 12	Regular Thread	M3 x 12	M3	1,25
42	ISO Metric profile	M3 x 16	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 16	Regular Thread	M3 x 16	M3	1,25
43	ISO Metric profile	M3 x 20	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 20	Regular Thread	M3 x 20	M3	1,25
44	ISO Metric profile	M3 x 25	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 25	Regular Thread	M3 x 25	M3	7
45	ISO Metric profile	M3 x 30	DIN 912 - M3 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M3 x 30	Regular Thread	M3 x 30	M3	12
46	ISO Metric profile	M4 x 6	DIN 912 - M4 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M4 x 6	Regular Thread	M4 x 6	M4	1,75
47	ISO Metric profile	M4 x 8	DIN 912 - M4 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M4 x 8	Regular Thread	M4 x 8	M4	1,75
48	ISO Metric profile	M4 x 10	DIN 912 - M4 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M4 x 10	Regular Thread	M4 x 10	M4	1,75
49	ISO Metric profile	M4 x 12	DIN 912 - M4 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M4 x 12	Regular Thread	M4 x 12	M4	1,75
50	ISO Metric profile	M4 x 16	DIN 912 - M4 x 0,...	Steel, Mild	DIN 912 - M4 x 16	Regular Thread	M4 x 16	M4	1,75

Figura 4.18 Tabla de características para tornillos DIN 912 o ISO 4762.

4.1.12 Tuercas ISO 4032 M3

Las características de las tuercas utilizadas para la realización del modelo final son las que se indican en las figuras 4.19 y 4.20.

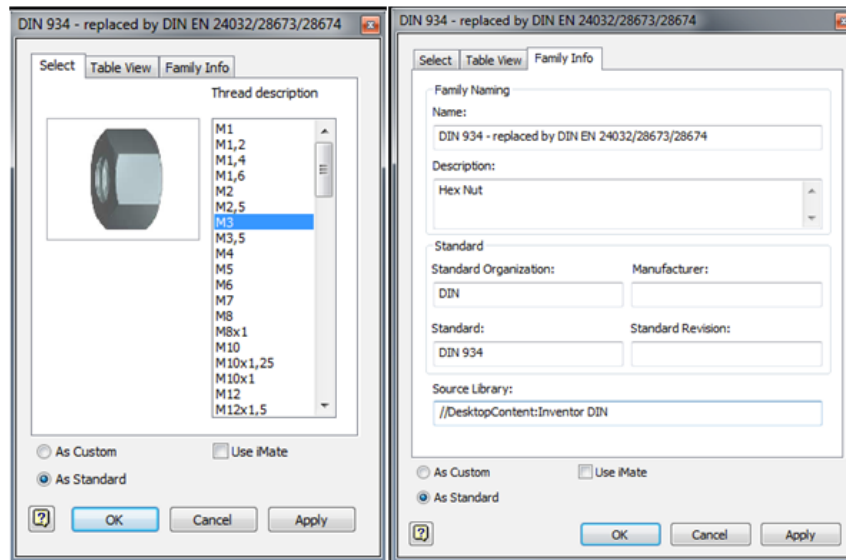
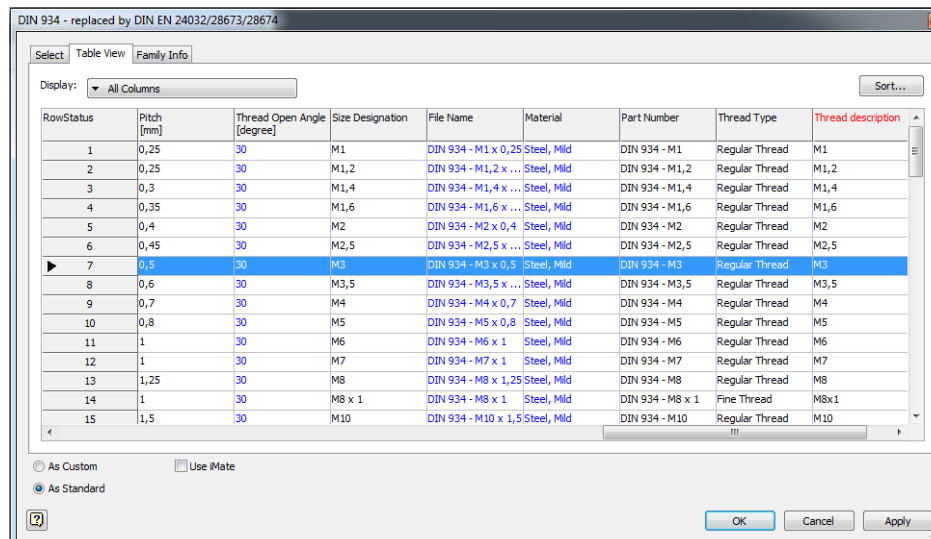


Figura 4.19 Características tuercas DIN 934 o ISO 4032.



RowStatus	Pitch [mm]	Thread Open Angle [degree]	Size Designation	File Name	Material	Part Number	Thread Type	Thread description
1	0,25	30	M1	DIN 934 - M1 x 0,25	Steel, Mild	DIN 934 - M1	Regular Thread	M1
2	0,25	30	M1,2	DIN 934 - M1,2 x ...	Steel, Mild	DIN 934 - M1,2	Regular Thread	M1,2
3	0,3	30	M1,4	DIN 934 - M1,4 x ...	Steel, Mild	DIN 934 - M1,4	Regular Thread	M1,4
4	0,35	30	M1,6	DIN 934 - M1,6 x ...	Steel, Mild	DIN 934 - M1,6	Regular Thread	M1,6
5	0,4	30	M2	DIN 934 - M2 x 0,4	Steel, Mild	DIN 934 - M2	Regular Thread	M2
6	0,45	30	M2,5	DIN 934 - M2,5 x ...	Steel, Mild	DIN 934 - M2,5	Regular Thread	M2,5
7	0,5	30	M3	DIN 934 - M3 x 0,5	Steel, Mild	DIN 934 - M3	Regular Thread	M3
8	0,6	30	M3,5	DIN 934 - M3,5 x ...	Steel, Mild	DIN 934 - M3,5	Regular Thread	M3,5
9	0,7	30	M4	DIN 934 - M4 x 0,7	Steel, Mild	DIN 934 - M4	Regular Thread	M4
10	0,8	30	M5	DIN 934 - M5 x 0,8	Steel, Mild	DIN 934 - M5	Regular Thread	M5
11	1	30	M6	DIN 934 - M6 x 1	Steel, Mild	DIN 934 - M6	Regular Thread	M6
12	1	30	M7	DIN 934 - M7 x 1	Steel, Mild	DIN 934 - M7	Regular Thread	M7
13	1,25	30	M8	DIN 934 - M8 x 1,25	Steel, Mild	DIN 934 - M8	Regular Thread	M8
14	1	30	M8 x 1	DIN 934 - M8 x 1	Steel, Mild	DIN 934 - M8 x 1	Fine Thread	M8x1
15	1,5	30	M10	DIN 934 - M10 x 1,5	Steel, Mild	DIN 934 - M10	Regular Thread	M10

Figura 4.20 Tabla de características para tuercas DIN 934 o ISO 4032.

4.2 Montaje del conjunto

Una vez que se han diseñado todos los componentes, se procede a realizar el montaje del conjunto. El ensamblaje de un conjunto se lleva a cabo imponiendo relaciones asociativas entre las piezas que lo componen.

Al empezar un nuevo documento de ensamblaje se modificará la cinta de opciones y aparecerán nuevas herramientas. Se utiliza la plantilla *Standard (mm).iam*.

Se insertan los componentes en el menú de comandos frecuentes o en el panel componente de la ficha ensamblar [19].

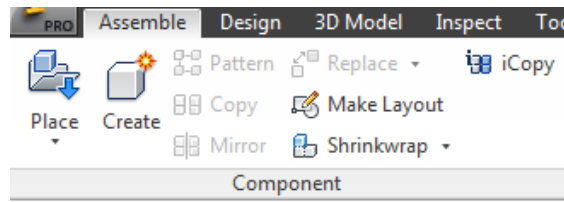


Figura 4.21 Panel componente de la ficha ensamblar.

Se busca el componente que aparecerá en el ensamblaje, los componentes que se añaden aparecen en el Navegador donde se muestran los nombres de las piezas seguidos por dos puntos y un número adicional. Este número indica qué instancia del componente se está viendo.

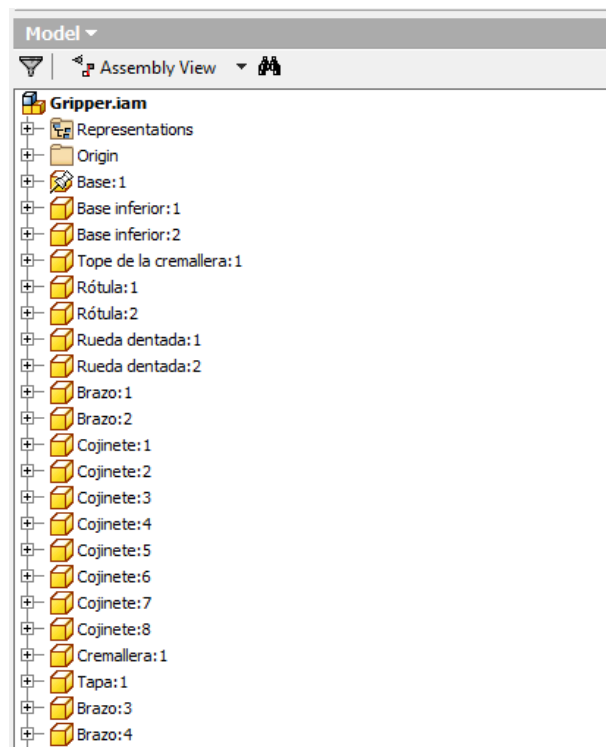


Figura 4.22 Navegador.

El primer componente que se añade a un ensamblaje se denomina componente base.



Figura 4.23 Icono componente base.

La chincheta que aparece en la figura 4.23 significa que el componente es fijo y que no se tiene que restringir la pieza base con respecto al sistema de coordenadas del documento de ensamblaje.

El propósito de restringir todos los componentes de un ensamblaje es imitar el comportamiento de los componentes en la realidad. Las restricciones eliminan grados de libertad de los componentes. Aunque no es necesario eliminar todos los grados de libertad, habrá que eliminar los que no se necesiten para colocar correctamente la pieza. Autodesk® Inventor® tiene relativamente pocas herramientas de restricción, pero algunas de ellas pueden utilizarse de muchas formas.

En el cuadro de diálogo *Constrain* (añadir restricción) hay cuatro fichas: *Assembly* (ensamblaje), *Motion* (movimiento), *Transitional* (transicional) y *Constraint Set* (conjunto de restricciones). Cada ficha incluye herramientas que ofrecen distintas formas de resolver el ensamblaje. La zona de selecciones de cada ficha es distinta y cada una ofrece botones con distintos colores que se reflejan en el ensamblaje cuando se seleccionan las entidades.

La ficha *Assembly* de la figura 4.24 incluye cuatro tipos de restricciones: *Mate* (coincidencia), *Angle* (ángulo), *Tangent* (tangente) e *Insert* (insertar). Cada restricción tiene al menos dos soluciones.

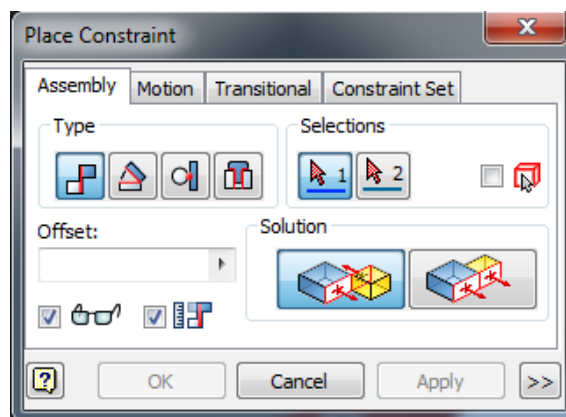


Figura 4.24 Cuadro de diálogo *Constrain*.

Las relaciones asociativas que se pueden aplicar a una pieza en un conjunto son las siguientes:

La restricción coincidencia tiene dos opciones: una solución *Mate* (coincidencia) y una solución *Flush* (nivelación). Cada una recolocará los componentes basándose en la geometría seleccionada, con la posibilidad de añadir un valor de *Offset* (desfase) que crea una separación o interferencia entre los componentes dependiendo del valor y de la alineación de las piezas.

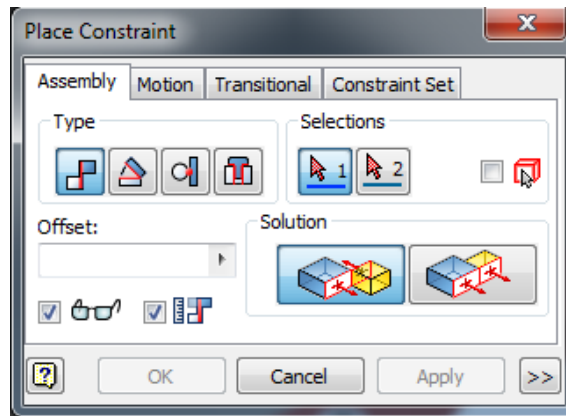


Figura 4.25 Restricción de coincidencia.

La restricción insertar es un híbrido que combina una restricción coincidencia en el eje y entre las caras adyacentes de aristas curvas. Tiene muchas utilidades, pero suele ser muy utilizada para colocar piezas redondas en agujeros redondos.

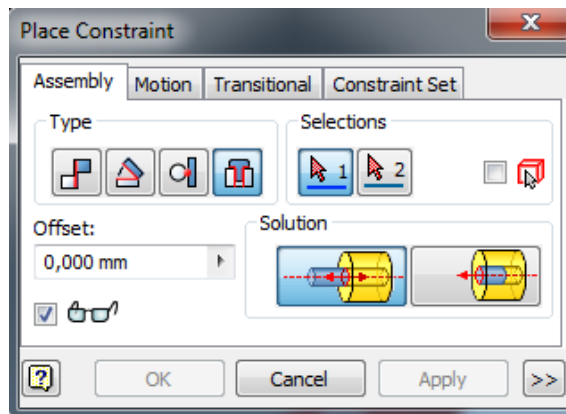


Figura 4.26 Restricción insertar.

La restricción ángulo tiene tres soluciones flexibles para configurar.

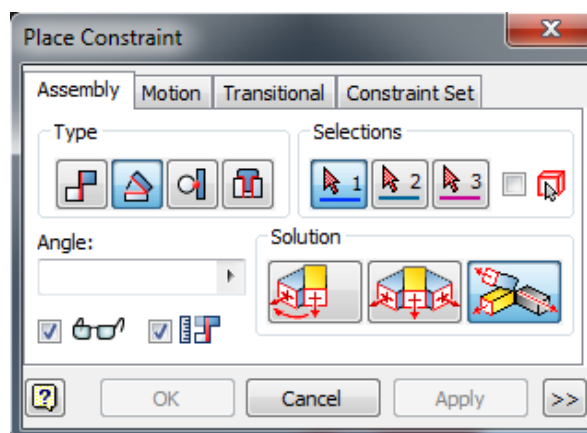


Figura 4.27 Restricción ángulo.

La restricción tangente se emplea cuando las caras redondas tienen que estar en contacto con otras caras redondas. Esta restricción tiene dos soluciones: *Inside* (interior) y *Outside* (exterior).

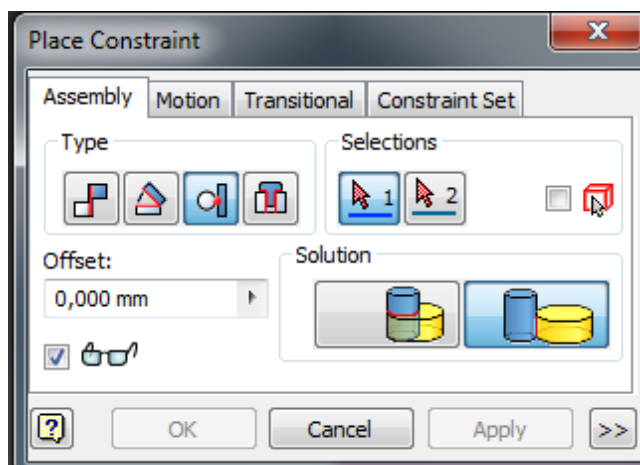


Figura 4.28 Restricción tangente.

También se pueden utilizar elementos de la biblioteca, para ello se localiza la herramienta *Place from Content Center* (insertar desde el centro de contenido), situada debajo de la herramienta *Place* (insertar) en el panel *Component* de la ficha *Assemble*.

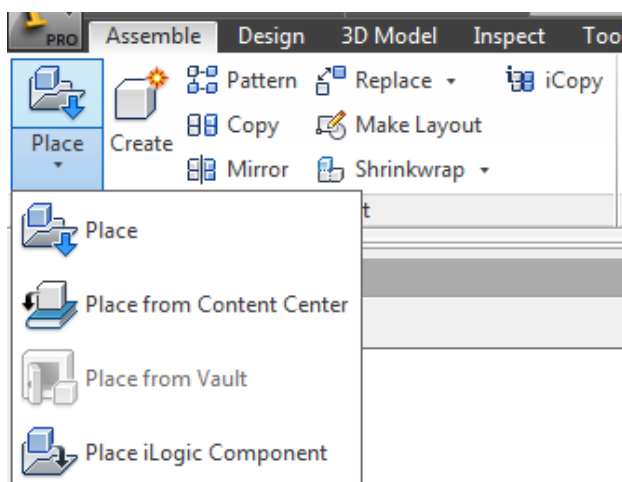


Figura 4.29 Insertar elementos de la biblioteca.

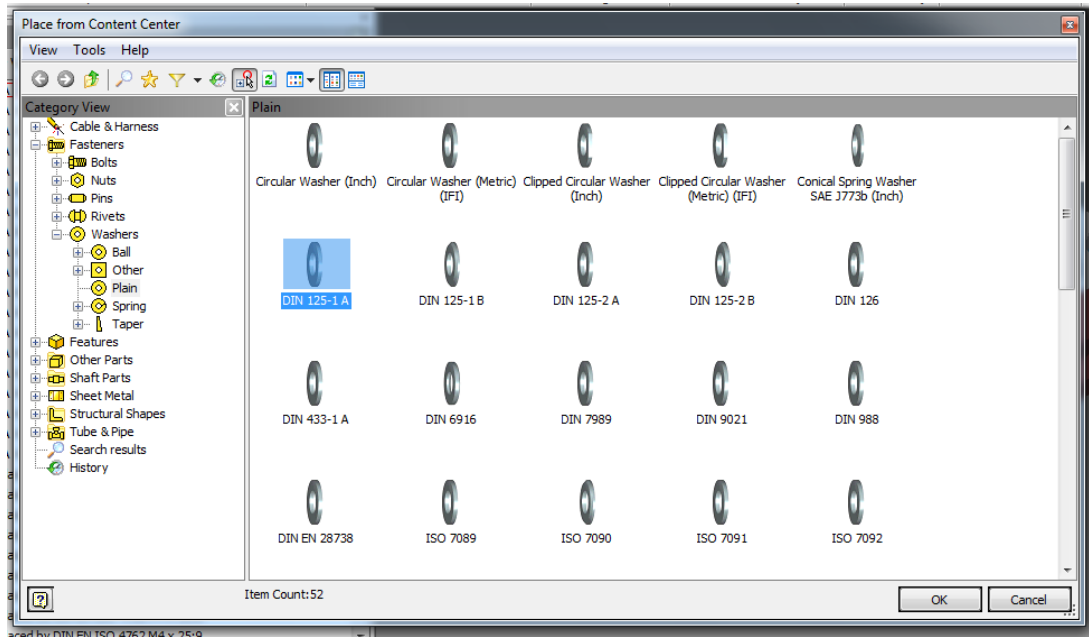


Figura 4.30 Elementos de la biblioteca.

Una vez ensambladas todas las piezas de acuerdo con sus correspondientes relaciones asociativas, se obtiene el conjunto. A continuación se puede observar el diseño final:

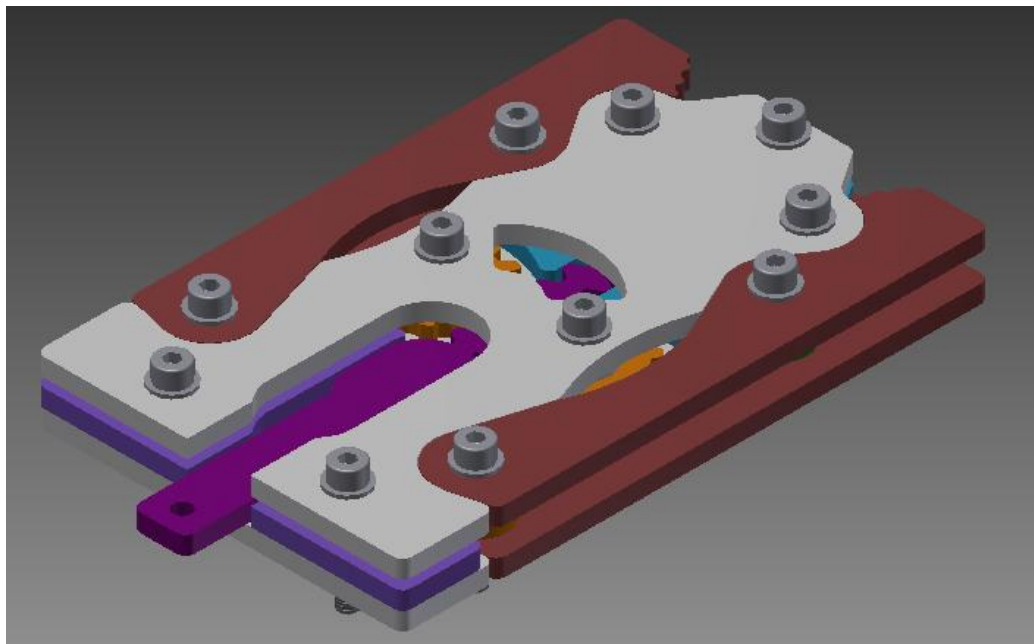

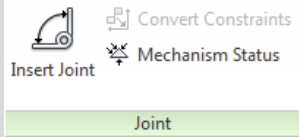

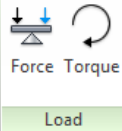

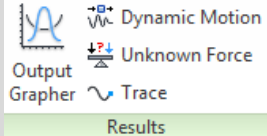

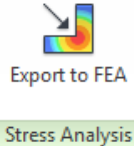



Figura 4.31 Diseño final.

4.3 Simulación

Una vez que se tiene ensamblado el conjunto se puede proceder a realizar la simulación del movimiento del prototipo. Para ello, antes de arrojar los resultados obtenidos, se procede a realizar una explicación del funcionamiento del entorno de simulación dinámica del programa, *Dynamic Simulation*.

El proceso para crear una simulación dinámica comprende una serie de fases que se explicarán a continuación [16].

Ficha <i>Dynamic Simulation</i>	Flujo de trabajo	Descripción
		Agrupar los componentes y ensamblajes.
		Insertar unión (<i>Insert Joint</i>): crear uniones estándar y no estándar. Convertir restricciones (<i>Convert Constraints</i>): crear uniones estándar seleccionando restricciones de ensamblaje.
		Fuerza (<i>Force</i>): aplicar fuerzas exteriores sobre los componentes.
		Trazo (<i>Trace</i>): calcular el trazado y las posiciones de salida de uniones y componentes en el gráfico de salida, incluidas la posición, velocidad y aceleración. Gráfico de salida (<i>Output Grapher</i>): analizar los resultados de las uniones, incluidas las posiciones, velocidades y aceleraciones.
		Exportar a CEF (<i>Export to FEA</i>): transferir las cargas de reacción al entorno del análisis de tensión. (Nota: FEA: <i>Finite Element Analysis</i> ; CEF: Cálculo de elementos finitos)

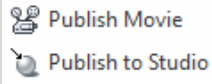

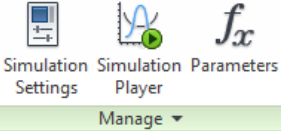
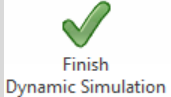
 Animate		Publicar película (<i>Publish Movie</i>): exportar el movimiento como un archivo de vídeo.
 Manage		Configuración de simulación (<i>Simulation Settings</i>): configuración y ajustes. Simulador (<i>Simulation Player</i>): herramientas para reproducir la simulación. Parámetros (<i>Parameter</i>): tabla de parámetros.
 Exit		

Tabla 4.3 Fases para llevar a cabo la simulación [16].

La fase 1 se ha llevado a cabo en el apartado 4.2 del presente Proyecto, correspondiente al montaje y ensamble del conjunto.

Para la fase 2 se crean las uniones estándar (*Standard Joints*) que se pueden obtener automáticamente a partir de restricciones de ensamblaje, con la herramienta *Automatically Convert Constraints to Standard Joints*.

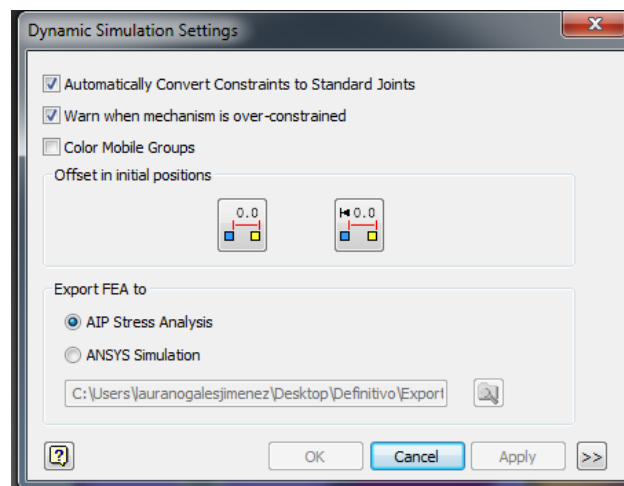


Figura 4.32 Ventana de simulación dinámica.

No obstante, para el correcto funcionamiento del sistema de agarre es necesario crear uniones no estándar.

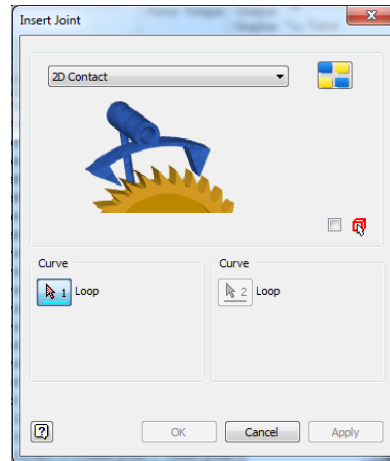


Figura 4.33 Creación de uniones de contacto 2D.

Se crean uniones de contacto 2D (*2D Contact*) que permiten el movimiento entre la curva de un componente y la curva de otro componente sin que ninguno de ellos se incorpore en el otro, es decir, dando consistencia a las piezas. De esta manera se crean ocho uniones de este tipo entre los brazos y la base, y los brazos y la tapa respectivamente, así como entre la cremallera con el tope superior y con las bases inferiores, como se muestra en la figura 4.34. Se trata de un tipo de contacto que no es permanente para toda la simulación, sino sólo para instantes determinados producidos por el choque entre las piezas.

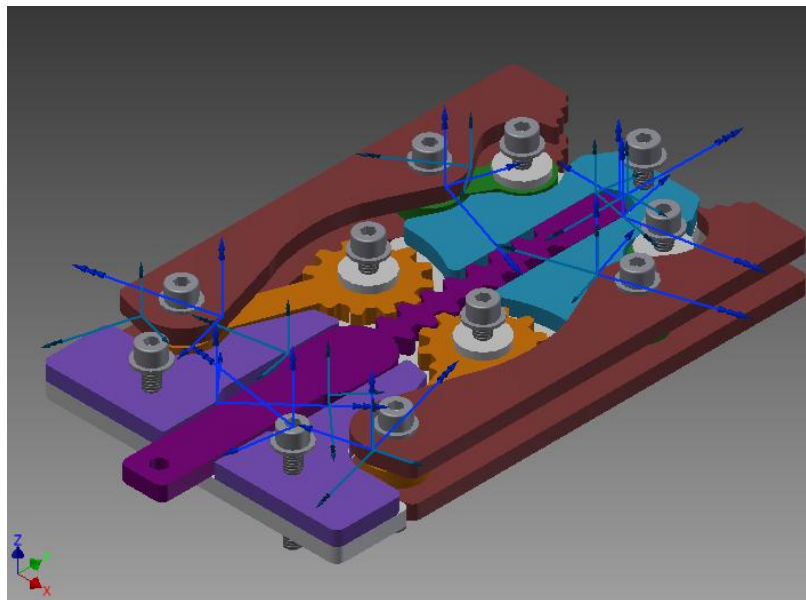


Figura 4.34 Contactos 2D.

Así mismo, se crean dos uniones de contacto 3D (*3D Contact*) entre la cremallera y cada una de las ruedas dentadas, éstas son uniones de fuerza muy sensibles

ante cualquier cambio. Este tipo de uniones permiten el correcto funcionamiento entre ambos componentes, asegurando un engrane perfecto.

Es necesario aplicar tanto las uniones de contacto 2D como las uniones de contacto 3D, ya que no hay restricciones de ensamblaje equivalentes.

En la fase 3 se aplican fuerzas exteriores sobre los componentes. En este caso la fuerza se aplicará en el orificio de la cremallera. Se indica la magnitud de la fuerza en componentes vectoriales teniendo en cuenta el sistema de referencia como se observa en la figura 4.36.

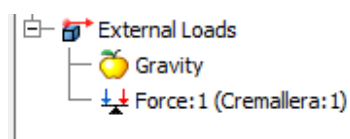


Figura 4.35 Fuerzas externas aplicadas.

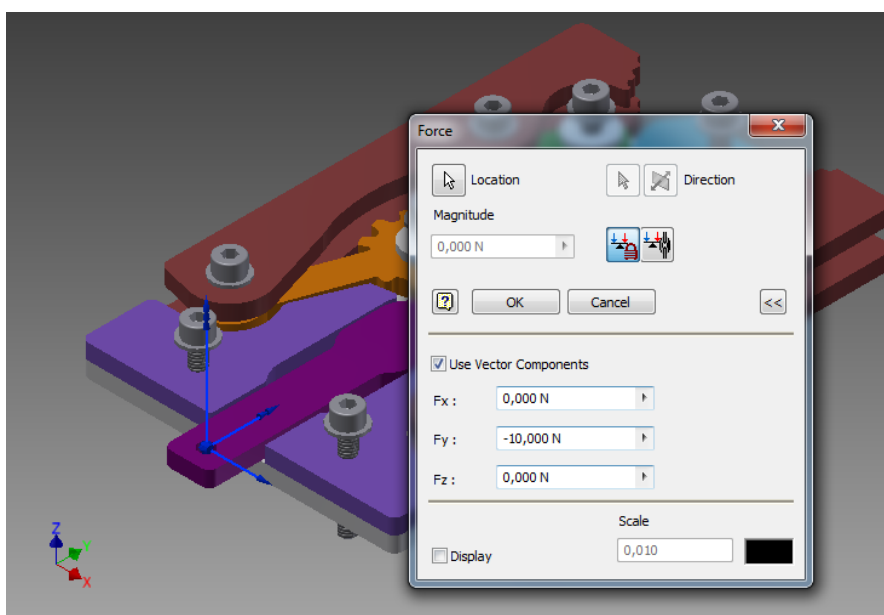


Figura 4.36 Localización de la fuerza aplicada.

Para aplicar la fuerza de la gravedad se selecciona *Construction Mode* en el reproductor de simulación. Bajo *External Loads*, en el panel *Simulation* seleccionamos *Gravity*. Se selecciona *Vector Components* y se especifica -9810mm/s^2 para la componente $g[Y]$ de manera que la gravedad actúa hacia abajo como se muestra en la figura 4.37.

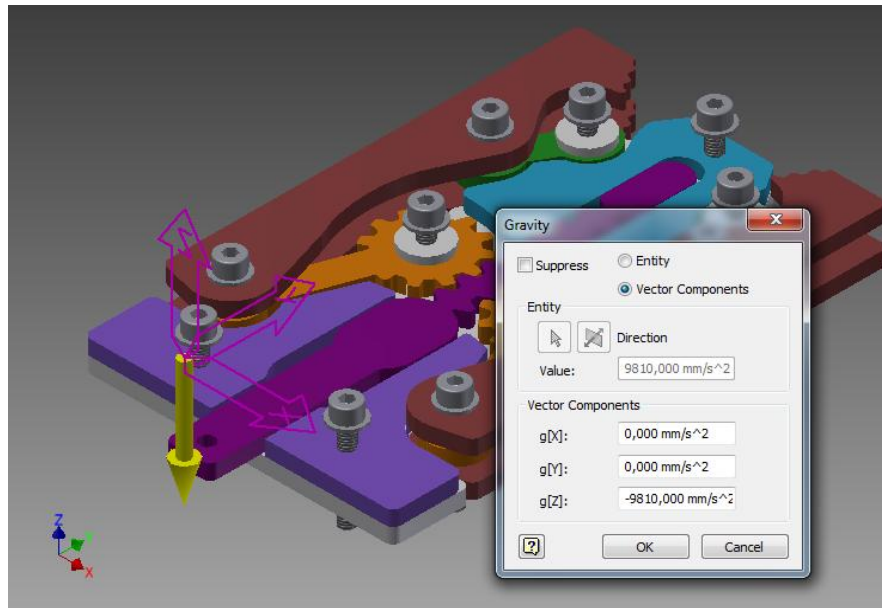


Figura 4.37 Aplicación de la fuerza de la gravedad.

La fase 4 es la fase de análisis de los resultados mediante gráficos de salida (*Output Grapher*). El acceso al gráfico de salida se produce desde el panel de simulación *Simulation Panel*. Para poder obtener las gráficas, primero es necesario reproducir la simulación seleccionando *Play Simulation*.

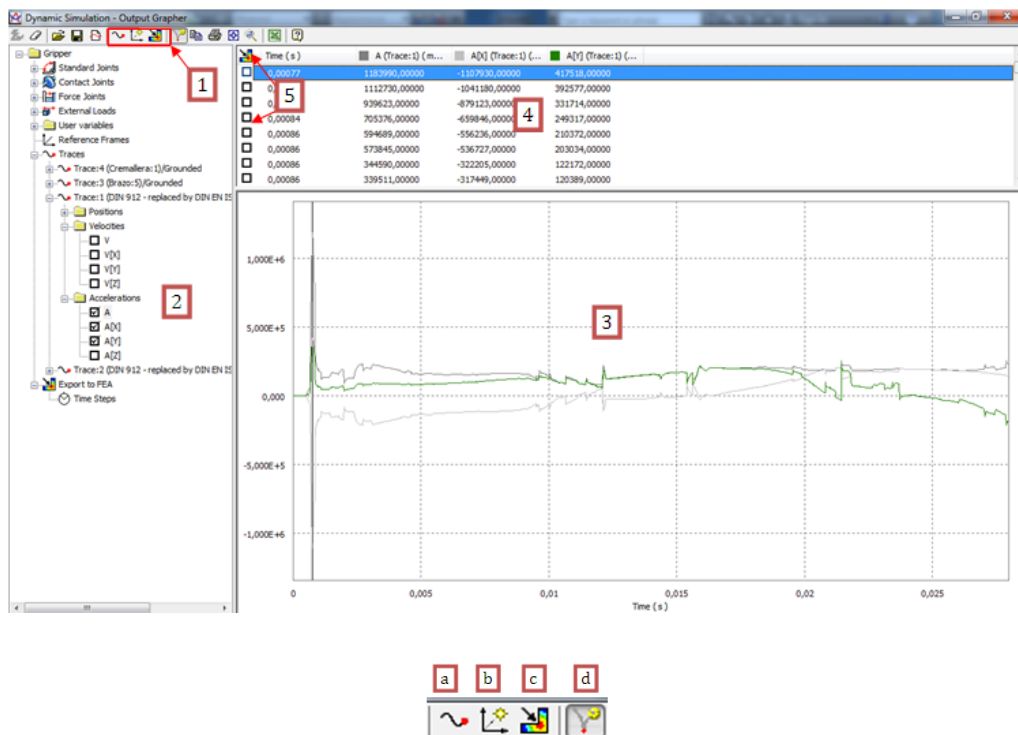


Figura 4.38 Gráfico de salida.

Herramientas especializadas del gráfico de salida (1):

- a. Añadir trazos (*Trace*): permite la creación de trazos de componentes y uniones, tanto visualmente como de forma numérica, mostrando los datos en el gráfico de salida.
- b. Añadir marco de referencia (*Reference Frame*): permite examinar los resultados en referencia a otros componentes u orígenes definidos.
- c. Exportar a CEF (*Export to FEA*): se especifica el componente para analizar en el entorno análisis de tensión (*Stress Analysis*).
- d. Eventos precisos (*Precise Events*): permite determinar la duración exacta de los eventos de contacto o impacto.

Árbol de jerarquía del gráfico de salida (2): se tiene acceso a los datos de todas las uniones en el seno de la simulación.

Área gráfica (3): se muestran los gráficos con los datos. Mediante un doble clic en éste área se establece un tiempo en el gráfico que estará sincronizado con la columna del tiempo y con el mecanismo mostrado en la ventana gráfica, así como también, en el reproductor de simulaciones.

La columna *Time* (4): incluye columnas para las marcas del tiempo y el número de pasos que se corresponden con las imágenes del modo de tiempo en el reproductor de simulaciones.

Columna *Load Transfer* (5): se pueden seleccionar las marcas de tiempo de las cargas que se vayan a transferir.

La fase 5 se explica más adelante en el capítulo 5.

Finalmente una vez realizada la simulación, la fase 6 corresponde a la generación de un fichero *.avi* especificando, en tiempo o número de fotogramas, el inicio y el fin de la animación. Para generar dicho archivo, primero es necesario seleccionar *Publish Movie* y posteriormente ejecutar la simulación de *Simulation Player*.

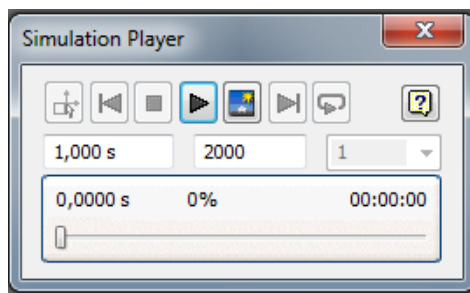


Figura 4.39 Simulation Player.

En la figura 4.40 se muestra el movimiento completo de avance del sistema de agarre.

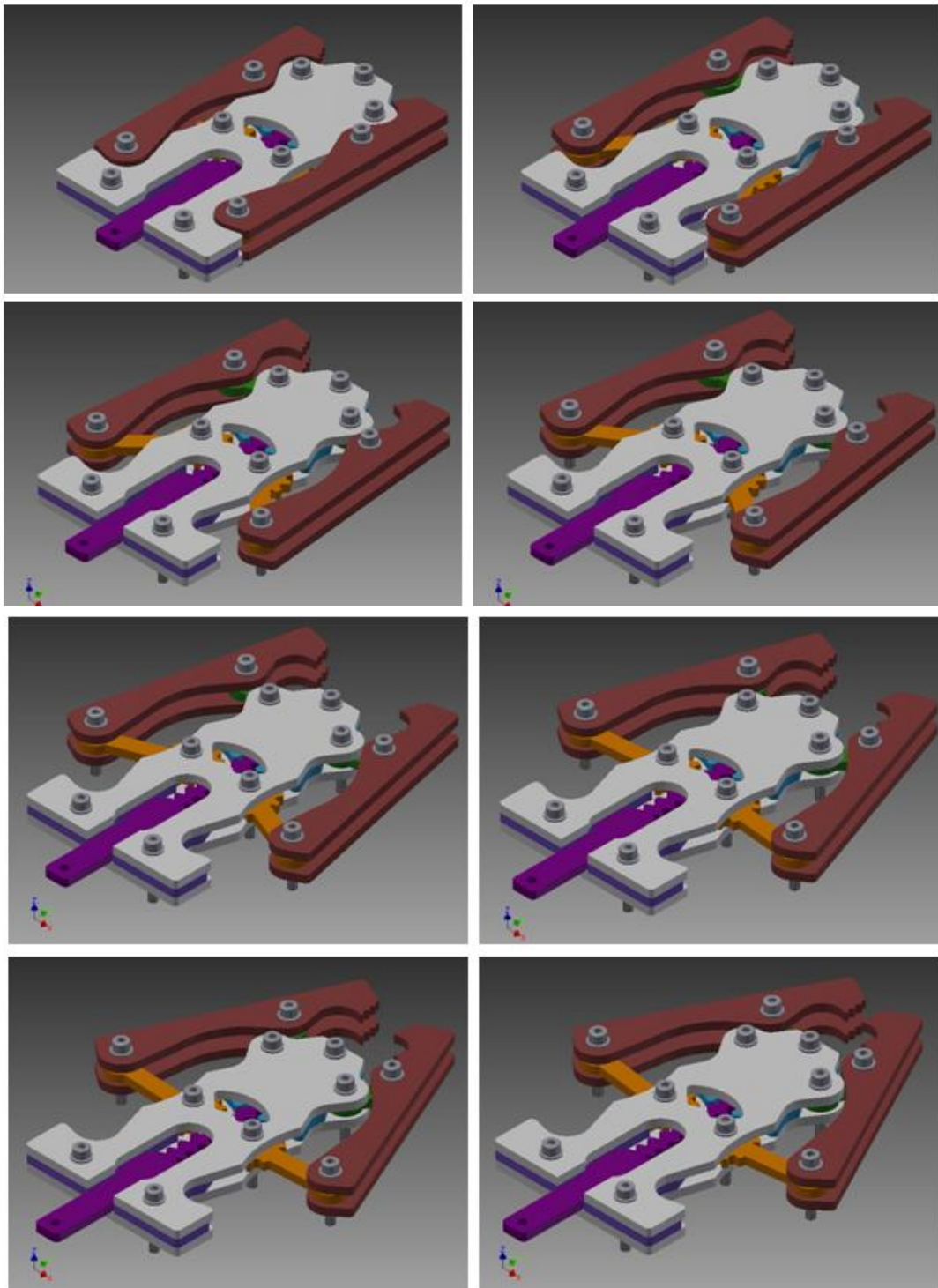


Figura 4.40 Secuencia de movimiento.

Una vez obtenida la simulación y creada la animación en formato *.avi*, se procede a detectar posibles interferencias entre todas las piezas del conjunto. Las interferencias obtenidas son nulas, por lo que se puede afirmar que el diseño y la simulación realizados son correctos.

4.4 Planos

Una vez que ya se ha diseñado el conjunto y se ha comprobado su correcto funcionamiento por medio de la simulación, se proceden a realizar los planos correspondientes para la fabricación y montaje de todos los componentes.

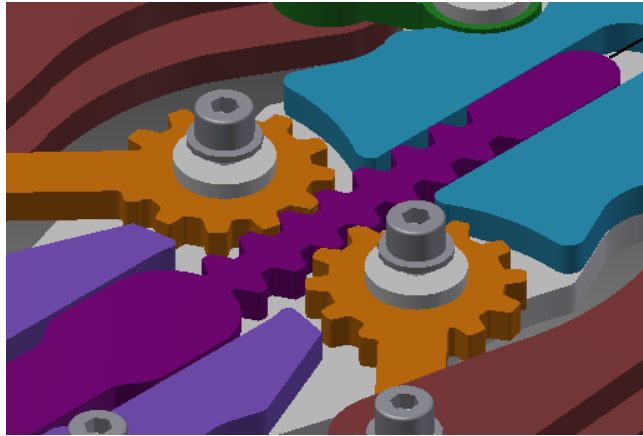
Se realizan trece planos correspondientes a la fabricación y montaje, en formatos *A3* y *A4*. A continuación se muestra una tabla donde se indica el formato en el que se ha diseñado cada plano:

Formato del plano	Nombre
A3	Perspectivas gripper (posición inicial)
	Perspectivas gripper (posición intermedia)
	Perspectivas gripper (posición final)
	Explosionado
	Tapa
	Base
	Cremallera
A4	Base inferior
	Brazo
	Cojinete
	Rótula
	Rueda dentada
	Tope de la cremallera

Tabla 4.4 Formato de los planos.

En Anexos se pueden consultar dichos planos.

Capítulo 5



ANÁLISIS Y RESULTADOS

5.1 Determinación del tamaño del objeto a agarrar

Una vez realizado el montaje, simulación y comprobación del correcto funcionamiento, se procede a determinar el rango de objetos que el sistema de agarre en estudio puede sujetar. En la figura 5.1 se muestra la pinza en su posición inicial, con los brazos recogidos.

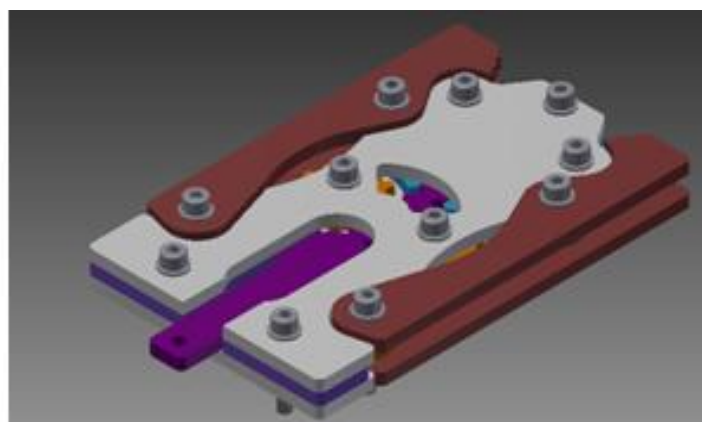


Figura 5.1 Pinza en la posición inicial.

En la figura 5.2 y en la figura 5.3 se observa la pinza en su posición extendida, agarrando dos objetos de diferentes dimensiones. Los brazos de la pinza se encuentran abiertos una determinada distancia en función del tamaño del objeto.

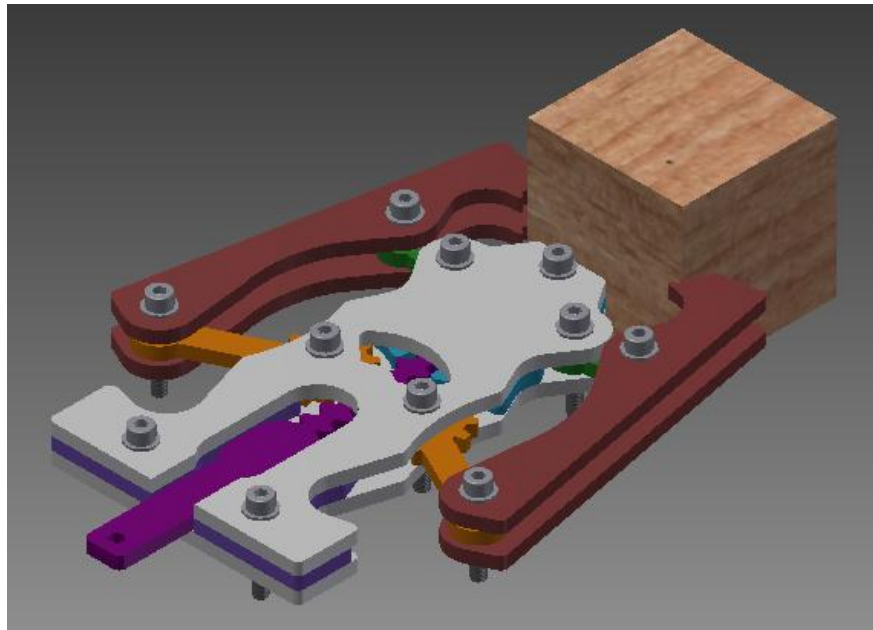


Figura 5.2 Máximo objeto.

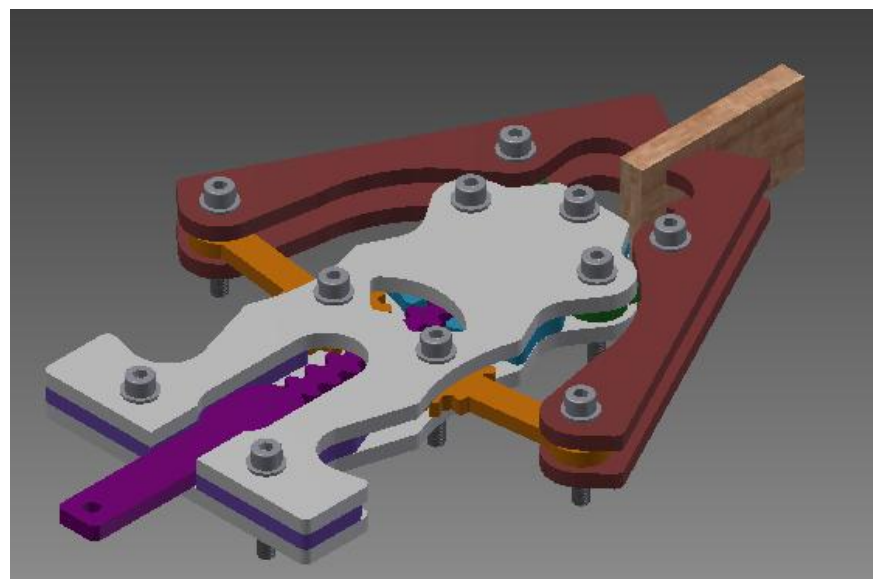


Figura 5.3 Mínimo objeto.

En la figura 5.2 la distancia entre los dientes más próximos de los respectivos brazos que constituyen la pinza es de 50mm, mientras que en la figura 5.3 los brazos se aproximan hasta llegar a una distancia de 7mm entre los dientes más salientes de cada brazo.

Por tanto, el objeto que puede ser agarrado se encuentra en el rango de dimensiones de la tabla 5.1.

Tamaño del objeto mínimo	Tamaño del objeto máximo
7mm	50mm

Tabla 5.1 Rango de tamaños del objeto.

Los tamaños indicados no consideran la forma, el peso, la rigidez del objeto, la naturaleza del material, ni a la rugosidad del mismo, proponiéndose dichas cualidades como trabajo futuro.

5.2 Cálculo de la fuerza del actuador

Para el funcionamiento de las pinzas es necesario disponer de un elemento de trabajo o actuador. Se ha elegido un cilindro de doble efecto, cuyas especificaciones se encuentran en los Anexos. Para este modelo de cilindro, se calcula la fuerza de avance y retroceso del émbolo.

La elección de este componente se debe al hecho de que estos dispositivos transforman la energía del aire comprimido en un movimiento lineal, es decir, generan un movimiento rectilíneo de avance y retroceso, con bajo costo.

Para comprender los términos empleados, en la figura 5.4 se determinan cada una de las partes del cilindro.

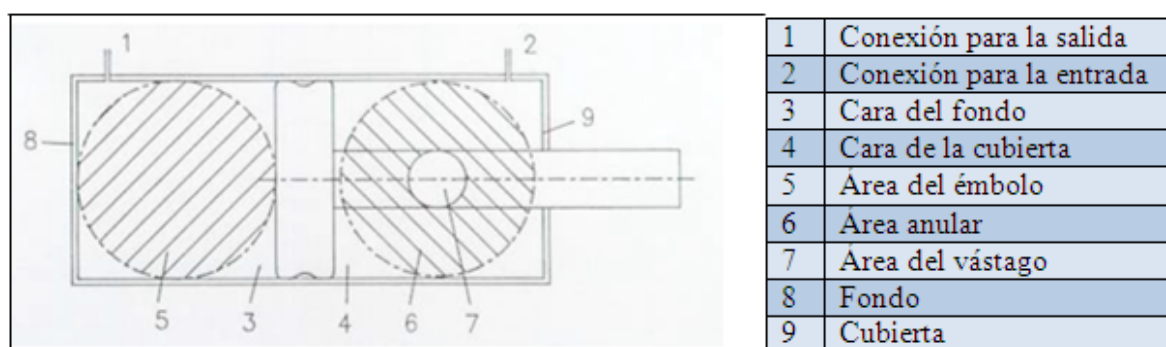


Figura 5.4 Determinación de las partes del cilindro de doble efecto.

Diámetro vástago	Diámetro émbolo	Longitud de la carrera (mm)	Presión de servicio de la red (bar)	Fuerza de rozamiento
d (mm)	D (mm)			
4	10	45	6	10 % (valor medio)

Tabla 5.2 Especificaciones.

- Superficie del émbolo:

$$A_{\text{émbolo}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2$$

- Superficie anular del émbolo:

$$A_{\text{anular}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 65,97 \text{ mm}^2$$

- Fuerza teórica de empuje en el avance:

$$F_{\text{teor,av}} = A_{\text{émbolo}} \cdot p = 47,12 \text{ N}$$

- Resistencia de rozamiento en el avance:

$$F_{R,av} = 0,1 \cdot F_{\text{teor,av}} = 4,71 \text{ N}$$

- Fuerza real de empuje del émbolo en el avance:

$$F_{\text{real,av}} = A_{\text{émbolo}} \cdot p - F_{R,av} = 42,40 \text{ N}$$

- Fuerza teórica de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_{\text{teor,ret}} = A_{\text{anular}} \cdot p = 39,58 \text{ N}$$

- Resistencia de rozamiento en el retorno:

$$F_{R,ret} = 0,1 \cdot F_{\text{teor,ret}} = 3,95 \text{ N}$$

- Fuerza real de tracción del émbolo en el retorno:

$$F_{real,ret} = A_{anular} \cdot p - F_{R,ret} = 35,62 \text{ N}$$

La fuerza de tracción del émbolo en el retorno hace que los brazos de la pinza se abran para agarrar el objeto, por este motivo el vástago inicialmente se encuentra en su posición saliente.

5.3 Grados de libertad

En cualquier mecanismo que se analice, uno de los aspectos de mayor interés y que permitirá entender su funcionamiento, es el conocimiento del número de variables independientes en cualquier instante de un eslabón y por tanto del mecanismo, es decir, el número de grados de libertad (GDL) o la movilidad del mecanismo [18].

Se trata de relacionar la sistemática de eslabonamientos con el número de grados de libertad del mecanismo a través de la ecuación de Grübler. Dicha ecuación se puede expresar para el caso plano de la siguiente forma:

$$GDL = 3(N - 1) - 2f$$

Donde GDL es el número de grados de libertad del mecanismo, N es el número de eslabones y f es el número de pares cinemáticos.

La ecuación de Grübler tiene en cuenta únicamente configuraciones con juntas completas. Sin embargo existe una modificación de la misma que introduce la influencia de las semijuntas en la ecuación anterior. Esta ecuación es conocida como la ecuación de Grübler-Kutzbach.

$$GDL = 3(N - 1) - 2f_1 - f_2$$

Donde GDL es el número de grados de libertad del mecanismo, N es el número de eslabones, f_1 es el número de juntas completas o número de pares de 1GDL y f_2 es el número de semijuntas del mecanismo o número de pares de 2 GDL.

Para el caso de estudio se simplifica el mecanismo como aparece en la figura 5.5.

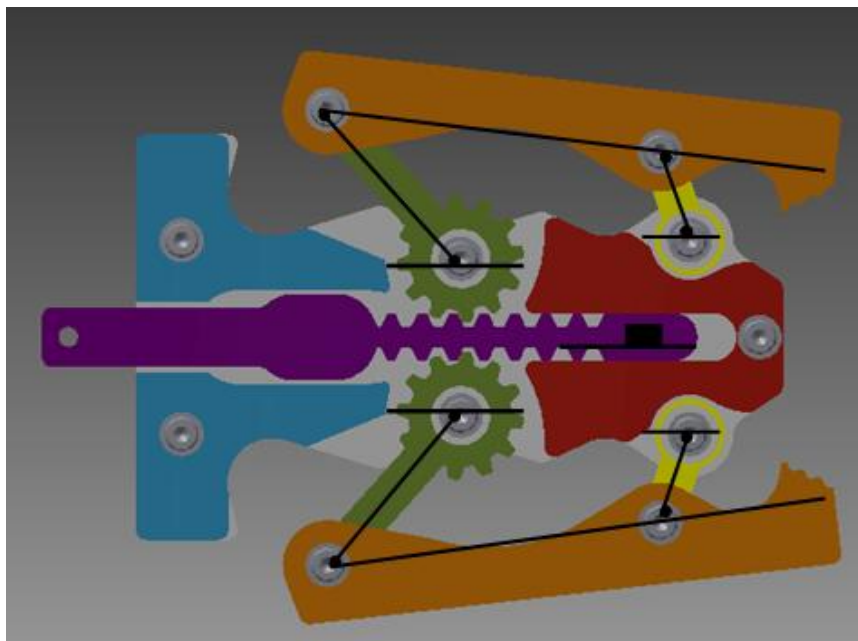


Figura 5.5 Representación del mecanismo, primer caso.

- Para uno de los brazos:

$$GDL = 3(N - 1) - 2f_1 - f_2 = 3(4 - 1) - 2 * 4 - 0 = 1$$

Siendo: $N=4, f_1=4, f_2=0$.

- Para la cremallera:

$$GDL = 3(N - 1) - 2f_1 - f_2 = 3(2 - 1) - 2 * 1 - 0 = 1$$

Siendo: $N=2, f_1=1, f_2=0$.

Por tanto, el diseño de pinza propuesto tiene un grado de libertad para el brazo y uno para la cremallera, el mecanismo completo posee 2GDL.

A continuación se procede a su análisis de manera que la cremallera interacciona con la rueda dentada, como ocurre en la realidad.

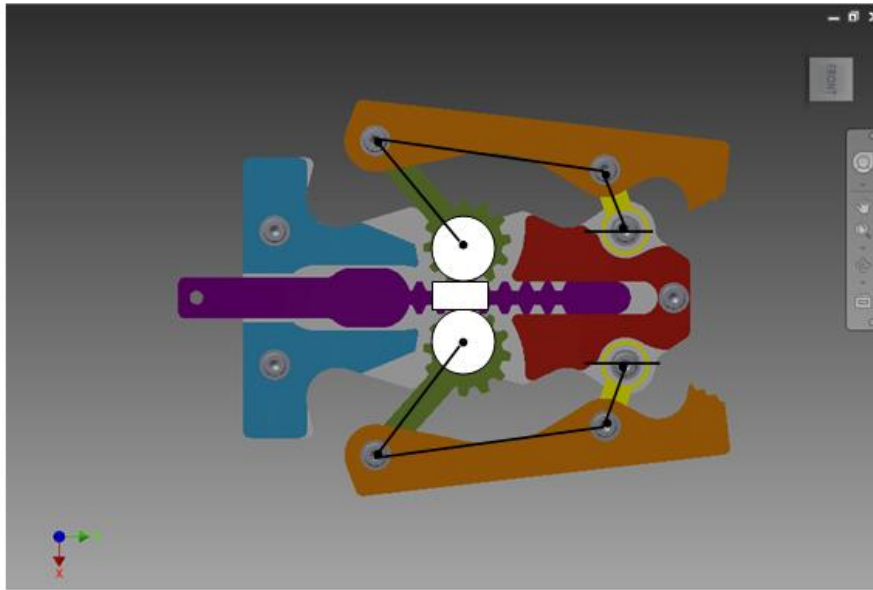


Figura 5.6 Representación del mecanismo, segundo caso.

Como es simétrico, el mecanismo se simplifica al de la figura 5.7.

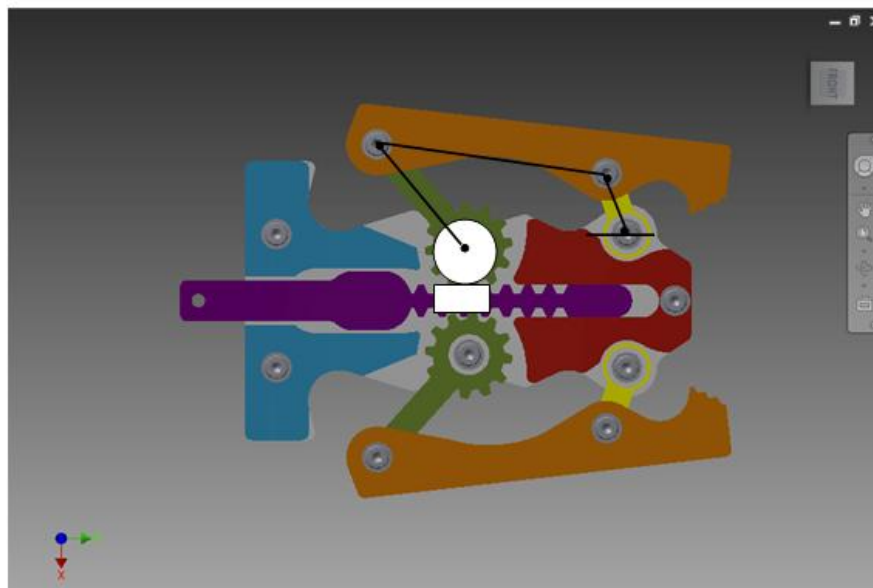


Figura 5.7 Representación del mecanismo, tercer caso.

La cremallera realiza un movimiento de traslación y la rueda dentada uno de rotación, que junto con las uniones de la manivela con tierra y las uniones biela-manivela, suman un total de $f_1=5$. Por otra parte, la unión cremallera-rueda dentada hace que se produzca rodadura pura sin deslizamiento, por este motivo no se tiene juntas tipo 2, es decir: $f_2=0$.

$$GDL = 3(N - 1) - 2f_1 - f_2 = 3(5 - 1) - 2 * 5 - 0 = 2$$

Siendo: $N=5$, $f_1=5$, $f_2=0$.

5.4 Análisis cinemático

En este apartado se realiza un análisis cinemático de los puntos más representativos de la pinza. Estos puntos están indicados en la figura 5.8.

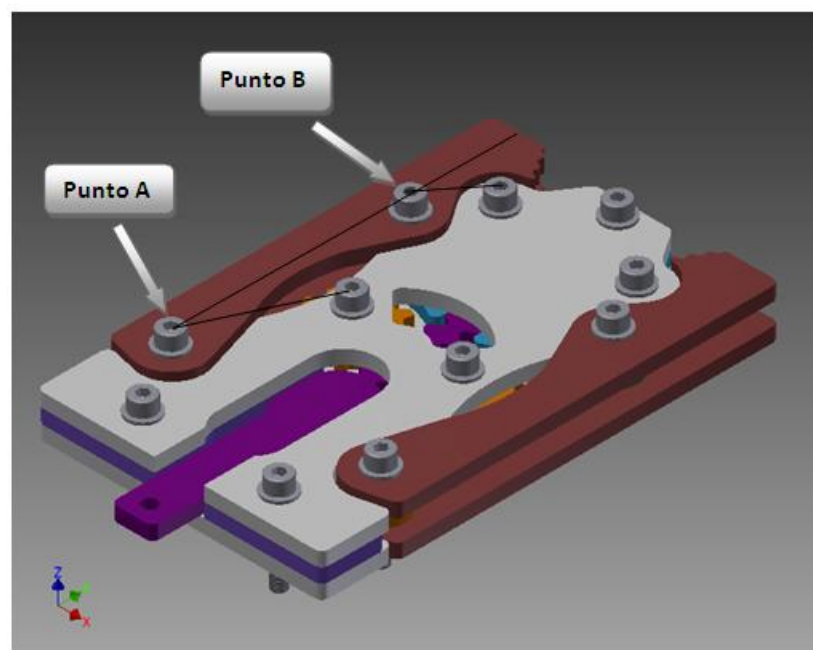


Figura 5.8 Representación de los puntos de estudio.

Con el programa Autodesk® Inventor®, en el entorno de simulación, se aplican las fuerzas calculadas en el apartado 5.2 correspondiente al cálculo de la fuerza del actuador. Es decir, para que los brazos de las pinzas se abran y agarren el objeto, se aplica la fuerza de retroceso del vástago, $F=35,62 \text{ N}$.

En la figura 5.9 se representa el sistema de referencia y el punto donde se aplica la fuerza.

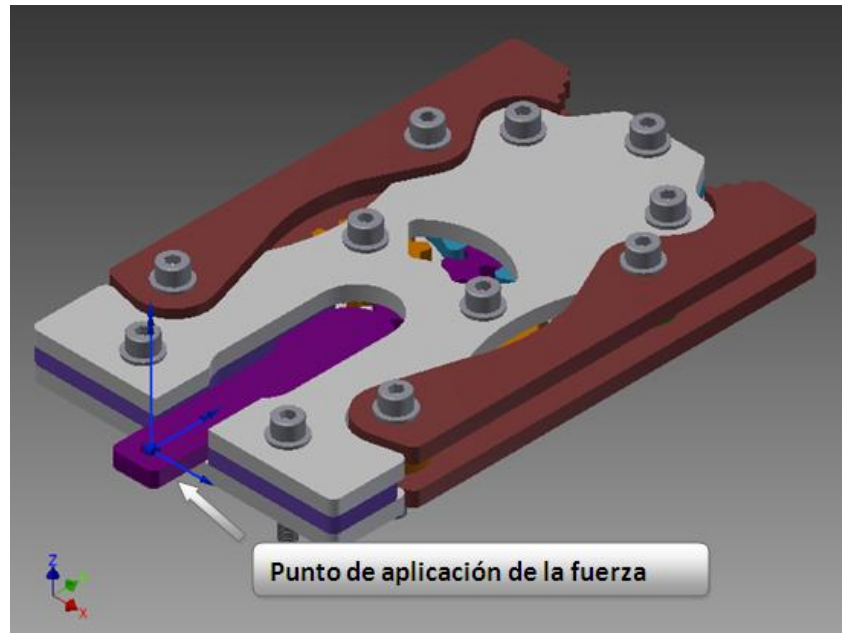


Figura 5.9 Punto de aplicación de la fuerza.

5.4.1 Modelo analítico

Se procede a analizar, a partir de la información de la cremallera proporcionada por el programa, la velocidad y aceleración de los puntos representativos indicados en la figura 5.8. Los resultados obtenidos analíticamente se compararán con los que proporciona Autodesk® Inventor®.

Para este estudio se especifican dos situaciones:

- El instante en el que la pinza agarra el objeto de máximas dimensiones, figura 5.10.
- El instante en el que la pinza agarra el objeto de mínimas dimensiones, figura 5.11.

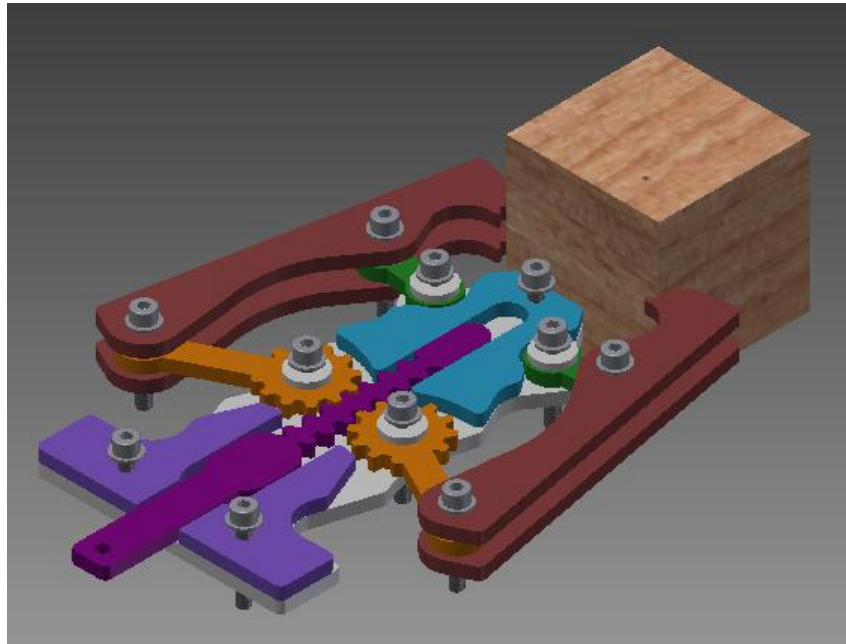


Figura 5.10 La pinza agarra el objeto dimensiones máximas.

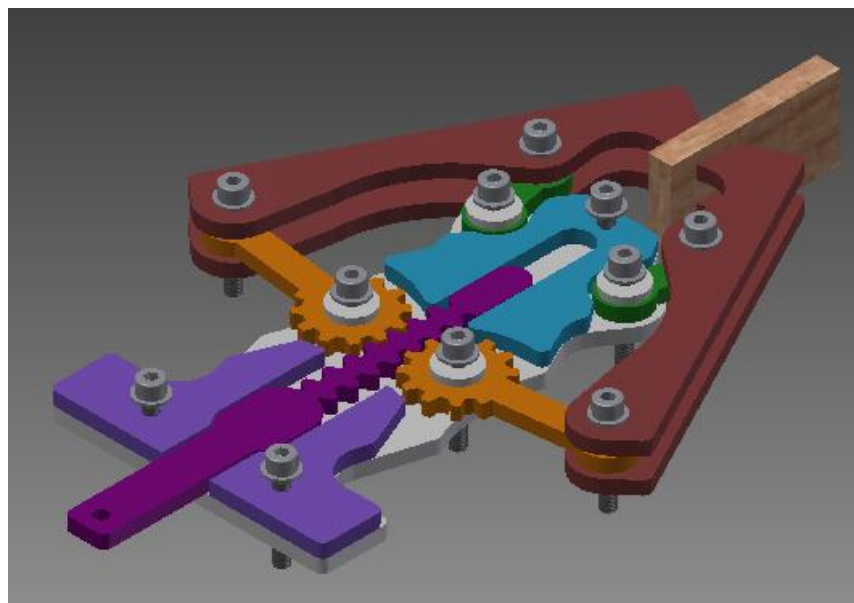


Figura 5.11 La pinza agarra el objeto dimensiones mínimas.

Para la determinación de las velocidades y aceleraciones se realiza la simplificación de la pinza al mecanismo plano representado en la figura 5.12 y se aplica el método del cinema de velocidades y aceleraciones respectivamente.

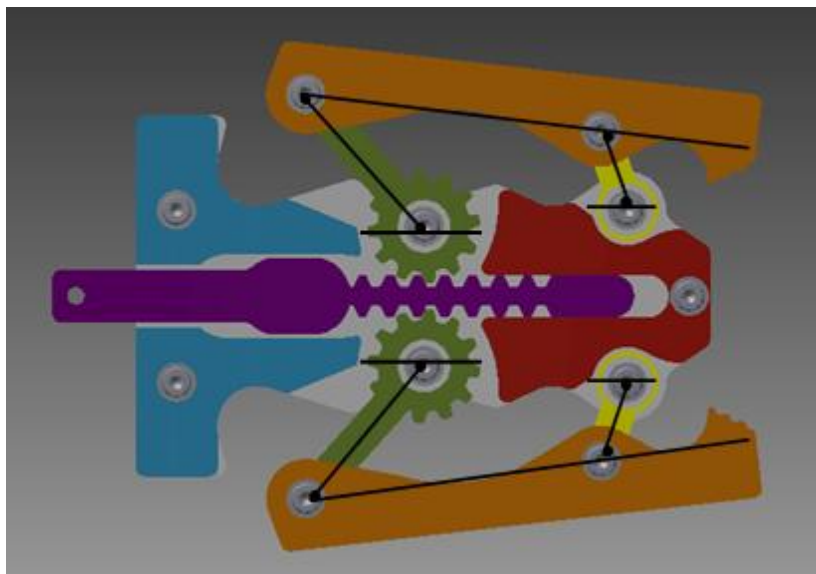


Figura 5.12 Simplificación del mecanismo.

El cinema de velocidades se obtiene llevando todos los vectores velocidad a un punto elegido arbitrariamente que se denomina polo de velocidades. El polo de velocidades representa todos los puntos de velocidad cero, por tanto coincide con los centros instantáneos de rotación absoluto de todos los miembros [18,22].

Entre un eslabón y su cinema existe una relación de homología, que es la velocidad angular del mismo. El cinema de velocidades de un eslabón está escalado y girado 90° en el sentido de la velocidad angular.

Este método es muy útil para calcular la velocidad de cualquier punto del eslabón considerado. Se utilizan las propiedades geométricas de la homología, conservación de ángulos y proporciones, por ello es sencillo pasar desde el eslabón del mecanismo al cinema y viceversa. Existen más técnicas como el método de las velocidades relativas o el método de proyección.

Para poder estudiar las aceleraciones de un mecanismo es muy importante realizar correctamente el estudio del campo de velocidades del mismo. El cinema de aceleraciones de un eslabón representa el lugar geométrico de los extremos de los vectores aceleración absoluta de todos los puntos del eslabón.

El cinema de aceleraciones se obtiene mediante la composición de todos los vectores aceleración uniando los puntos de aplicación en un único punto que se denomina polo de aceleraciones. El polo de aceleraciones representa a todos los puntos de aceleración cero, y no guarda ningún tipo de relación con el polo de velocidades o centro instantáneo de rotación.

Entre un eslabón y su cinema existe una relación de homología. El cinema de aceleraciones de un eslabón está escalado y girado respecto al eslabón dado.

Para ambos casos de estudio, es necesario conocer la velocidad y aceleración de la cremallera. En las figuras 5.13 y 5.14 se representan la velocidad y la aceleración de la cremallera en todo su recorrido.

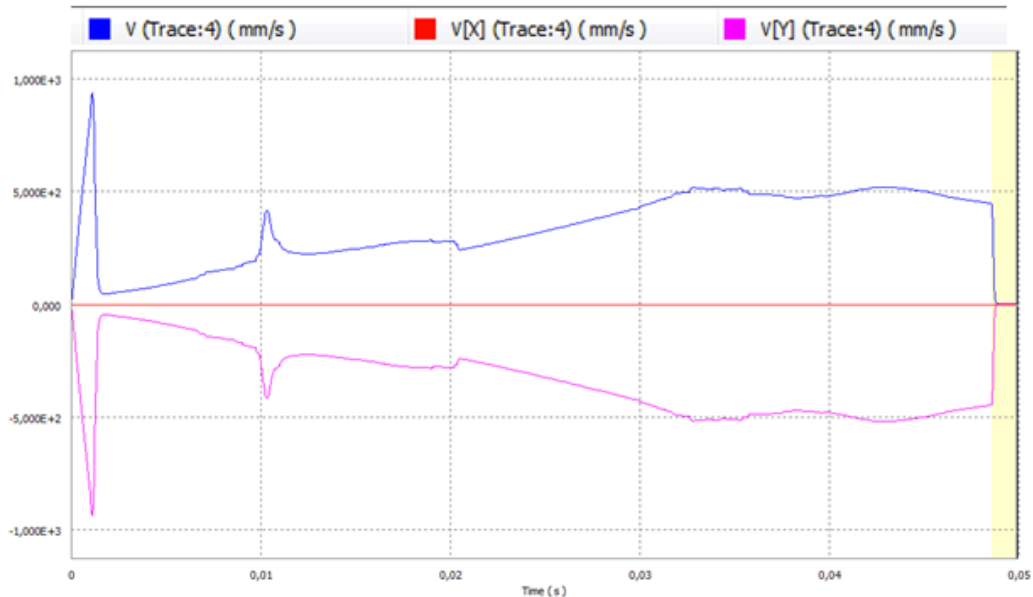


Figura 5.13 Representación de la velocidad de la cremallera.

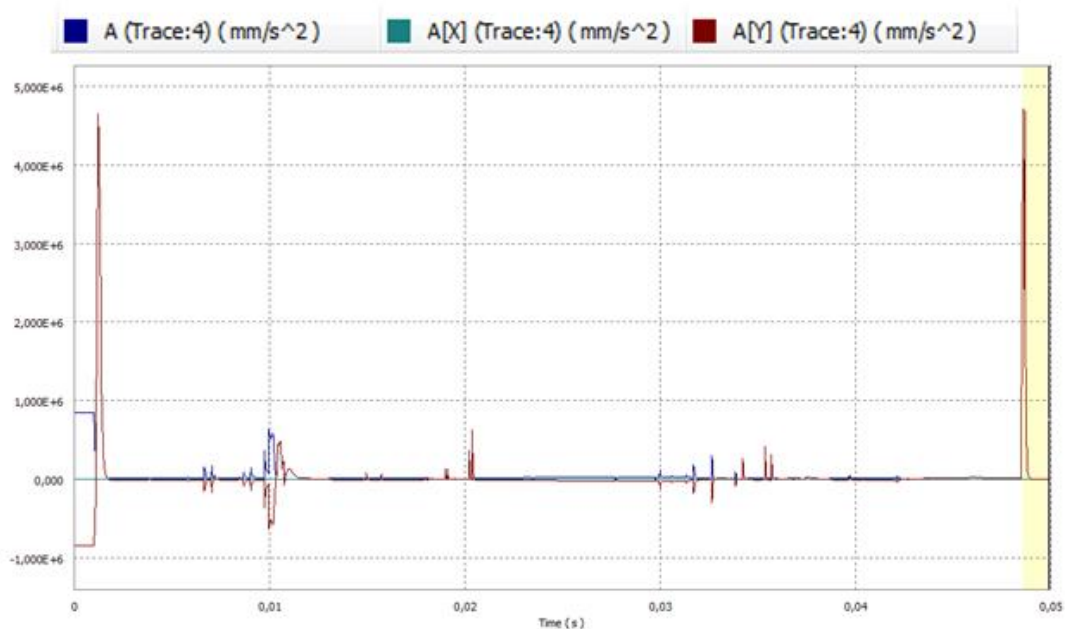


Figura 5.14 Representación de la aceleración de la cremallera.

Analizando la simulación, el instante en el que la pinza sujeta al objeto de máximas dimensiones se produce para $t=0,0306s$, mientras que el instante para sujetar al objeto de mínimas dimensiones es en $t=0,04869s$.

En las tablas 5.3 a 5.6 se observan los resultados obtenidos de velocidades y aceleraciones de la cremallera.

Time (s)	V (Trace:4) (mm/s)	V[X] (Trace:4) (mm/s)	V[Y] (Trace:4) (mm/s)
0,03009	434,72100	0,00000	-434,72100
0,03015	436,44400	0,00000	-436,44400
0,03022	438,22800	0,00000	-438,22800
0,03031	440,42500	0,00000	-440,42500
0,03042	443,10000	0,00000	-443,10000
0,03050	445,04300	0,00000	-445,04300
0,03059	447,15200	0,00000	-447,15200
0,03062	448,65800	0,00000	-448,65800

Tabla 5.3 Velocidad en el instante de agarrar el objeto de máximas dimensiones.

Time (s)	A (Trace:4) (mm/s ²)	A[X] (Trace:4) (mm/s ²)	A[Y] (Trace:4) (mm/s ²)
0,03042	24272,50000	0,00000	-24272,50000
0,03050	24608,00000	0,00000	-24608,00000
0,03059	24667,90000	0,00000	-24667,90000
0,03062	41916,10000	0,00000	-41916,10000
0,03064	34658,40000	0,00000	-34658,40000
0,03072	27787,00000	0,00000	-27787,00000
0,03078	26328,00000	0,00000	-26328,00000

Tabla 5.4 Aceleración en el instante de agarrar el objeto de máximas dimensiones.

Time (s)	V (Trace:4) (mm/s)	V[X] (Trace:4) (mm/s)	V[Y] (Trace:4) (mm/s)
0,04840	457,41900	0,00000	-457,41900
0,04849	456,24500	0,00000	-456,24500
0,04850	456,14700	0,00000	-456,14700
0,04857	455,12900	0,00000	-455,12900
0,04869	453,28500	0,00000	-453,28500

Tabla 5.5 Velocidad en el instante de agarrar el objeto de mínimas dimensiones.

Time (s)	A (Trace:4) (mm/s ²)	A[X] (Trace:4) (mm/s ²)	A[Y] (Trace:4) (mm/s ²)
0,04840	11061,00000	0,00000	11061,00000
0,04849	14025,80000	0,00000	14025,80000
0,04850	14149,50000	0,00000	14149,50000
0,04857	15014,40000	0,00000	15014,40000
0,04869	15453,00000	0,00000	15453,00000

Tabla 5.6 Aceleración en el instante de agarrar el objeto de mínimas dimensiones.

Es decir:

CASO 1: El instante en el que la pinza agarra el objeto de máximas dimensiones				CASO 2: El instante en el que la pinza agarra el objeto de mínimas dimensiones			
Velocidad		Aceleración		Velocidad		Aceleración	
mm/s	m/s	mm/s ²	m/s ²	mm/s	m/s	mm/s ²	m/s ²
447,15	0,447	24667,9	24,668	453,28	0,453	15453,0	15,453

Tabla 5.7 Velocidad y aceleración de los dos casos de estudio.

5.4.1.1 Caso 1, la pinza agarra el objeto de máximas dimensiones.

En la figura 5.15 se representa el mecanismo para calcular las velocidades y aceleraciones de los puntos más representativos, así como la velocidad y aceleración angular de los eslabones.

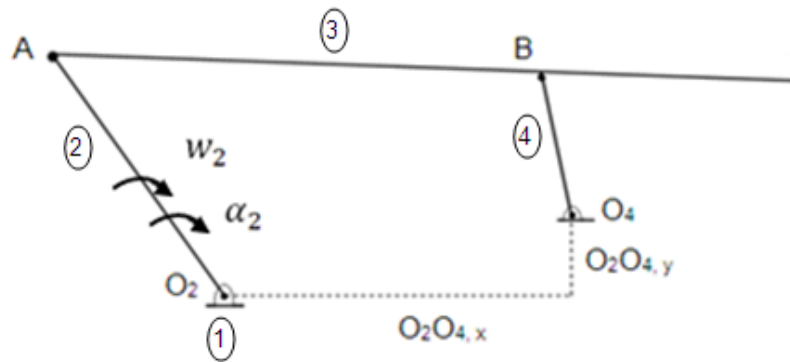


Figura 5.15 Simplificación del mecanismo del primer caso de estudio.

Se conoce la longitud de los eslabones. La velocidad angular y la aceleración angular del eslabón 2 se puede obtener a partir de los parámetros anteriormente descritos, obtenidos de la cremallera con Autodesk® Inventor®.

Se conoce:

$$\overline{O_2A} = 40 \text{ mm} \quad \overline{O_4B} = 19 \text{ mm} \quad \overline{AB} = 67 \text{ mm} \quad \overline{O_2O_4,x} = 46 \text{ mm}$$

$$\overline{O_2O_4,y} = 12 \text{ mm} \quad r_p = 23 \text{ mm} \quad v = 447,15 \text{ mm/s} \quad a_t = 24667,9 \text{ mm/s}^2$$

$$w_2 = \frac{v}{r_p} = 19,44 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_2 = \frac{a_t}{r_p} = 1072,52 \text{ rad/s}^2$$

Para la resolución del cinema de velocidades es necesario conocer y distinguir cada uno de los eslabones que forman el mecanismo. Del apartado 5.3 correspondiente al cálculo de los grados de libertad, se tiene:

$$GDL = 3(N - 1) - 2f_1 - f_2 = 3(4 - 1) - 2 * 4 - 0 = 1$$

Siendo: $N=4, f_1=4, f_2=0$.

Es un mecanismo desmodrómico. El análisis de velocidades se realiza eslabón por eslabón y se analizan los contactos entre eslabones.

Eslabón 2: se trata de una manivela. Las ecuaciones que gobiernan su velocidad son:

$$|\overline{V}_A| = \omega_2 \cdot \overline{O_2A} = 777,6 \text{ mm/s}$$

Con dirección perpendicular a O_2A y sentido acorde con ω_2 .

Este valor de velocidad se dibuja sobre un punto fijo y que será el punto de aplicación de todos los vectores de velocidad absoluta.

Eslabón 3: se trata de una biela. Dado que la velocidad en uno de sus puntos es conocida, puede calcularse la velocidad de otro de los puntos por medio de la ecuación de velocidades relativas:

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}$$

Siendo:

$$|\overline{V}_{BA}| = \omega_3 \cdot \overline{AB}$$

Con dirección perpendicular a AB y sentido acorde con ω_3 .

Eslabón 4: se trata de una manivela. Las ecuaciones de velocidad son:

$$|\overline{V}_B| = \omega_4 \cdot \overline{O_4B}$$

Con dirección perpendicular a O_4B y sentido acorde con ω_4 .

De esta manera se obtiene el cinema de velocidades equivalente que se muestra en la figura 5.16.

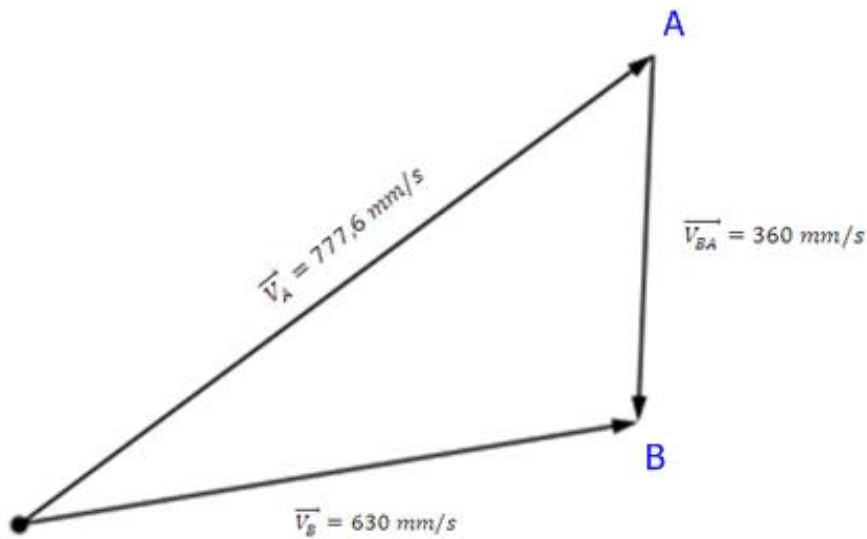


Figura 5.16 Cinema de velocidades equivalente, caso 1.

El valor de la velocidad se obtiene midiendo directamente del cinema de velocidades.

$$w_3 = \frac{|V_{BA}|}{AB} = 5,37 \text{ rad/s}$$

$$w_4 = \frac{|V_B|}{O_4B} = 33,15 \text{ rad/s}$$

Con el cinema de velocidades de la figura 5.16 se puede determinar la dirección de la velocidad angular de los diferentes eslabones.

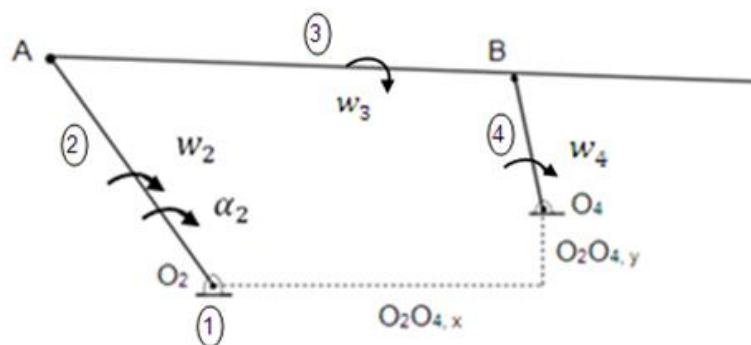


Figura 5.17 Velocidad angular de los diferentes eslabones, caso 1.



Para el cálculo de las aceleraciones se utilizará el método de las aceleraciones relativas. Así:

Eslabón 2: manivela.

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{AO_2}^n + \vec{a}_{AO_2}^t$$

Siendo:

$$\left| \vec{a}_{AO_2}^n \right| = \omega_2^2 \cdot \overline{O_2A} = 15116,54 \text{ mm/s}^2$$

Con dirección paralela a O_2A y sentido de A hacia O_2 .

$$\left| \vec{a}_{AO_2}^t \right| = \alpha_2 \cdot \overline{O_2A} = 42900,8 \text{ mm/s}^2$$

Con dirección perpendicular a O_2A y sentido acorde con α_2 .

Eslabón 3: biela.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

Siendo:

$$\left| \vec{a}_{BA}^n \right| = \omega_3^2 \cdot \overline{AB} = 1932,07 \text{ mm/s}^2$$

Cuya dirección es paralela a AB y sentido de B hacia A.

$$\left| \vec{a}_{BA}^t \right| = \alpha_3 \cdot \overline{AB}$$

Con dirección perpendicular a AB y sentido acorde con α_3 .

Eslabón 4: manivela.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{O_4} + \vec{a}_{BO_4}^n + \vec{a}_{BO_4}^t$$

Siendo:

$$\left| \overrightarrow{a_{B O_4}^n} \right| = \omega_4^2 \cdot \overline{O_4 B} = 20879,5 \text{ mm/s}^2$$

Con dirección paralela a $O_4 B$ y sentido de B hacia O_4 .

$$\left| \overrightarrow{a_{B O_4}^t} \right| = \alpha_4 \cdot \overline{O_4 B}$$

Con dirección perpendicular a $O_4 B$ y sentido acorde con α_4 .

Gráficamente se resuelve la ecuación vectorial:

$$\overrightarrow{a_B} = \overrightarrow{a_A} + \overrightarrow{a_{BA}^n} + \overrightarrow{a_{BA}^t} = \overrightarrow{a_{O_4}} + \overrightarrow{a_{B O_4}^n} + \overrightarrow{a_{B O_4}^t}$$

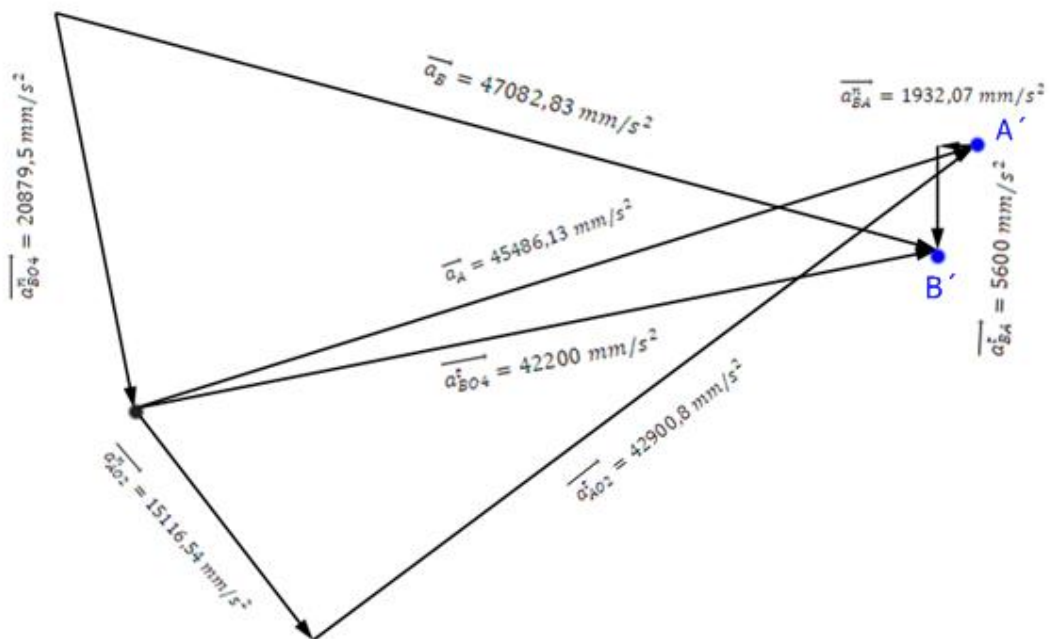


Figura 5.18 Cinemática de aceleraciones, determinación gráfica de las aceleraciones tangenciales para el caso 1.

Para el cálculo de las aceleraciones angulares de los eslabones es necesario conocer las aceleraciones tangenciales. Estos valores se obtienen del cinemática de la figura 5.18.

$$\left| \overrightarrow{a_{BA}^t} \right| = 5600 \text{ mm/s}^2$$

$$\left| \overrightarrow{a_{BO_4}^t} \right| = 42200 \text{ mm/s}^2$$

Por tanto, el módulo de las aceleraciones de A y B es:

$$\left| \overrightarrow{a_A} \right| = 45486,13 \text{ mm/s}^2$$

$$\left| \overrightarrow{a_B} \right| = 47082,83 \text{ mm/s}^2$$

Los módulos de las aceleraciones tangenciales permiten obtener los módulos de las aceleraciones angulares mediante la fórmula:

$$\alpha_3 = \frac{\left| \overrightarrow{a_{BA}^t} \right|}{AB} = 83,58 \text{ mm/s}^2$$

$$\alpha_4 = \frac{\left| \overrightarrow{a_{BO_4}^t} \right|}{O_4B} = 2221,05 \text{ mm/s}^2$$

Las aceleraciones angulares α_3 y α_4 tienen sentido horario.

5.4.1.2 Caso 2, la pinza agarra el objeto de mínimas dimensiones.

La representación del mecanismo cuando la pinza agarra el objeto de mínimas dimensiones se muestra en la figura 5.19.

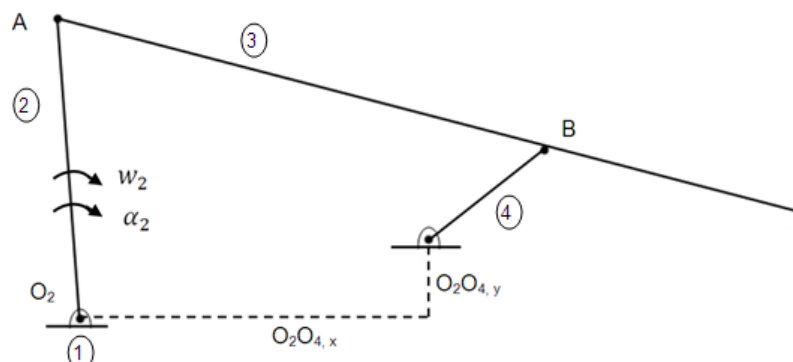


Figura 5.19 Simplificación del mecanismo del segundo caso de estudio.

Para determinar las velocidades de los diferentes puntos, se procede como en el caso anterior, las dimensiones de los eslabones son las mismas y la velocidad y aceleración angular del eslabon 2 se calcula como sigue:

$$v = 453,28 \text{ mm/s}$$

$$a_t = 15453 \text{ mm/s}^2$$

$$w_2 = \frac{v}{r_p} = 19,7 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_2 = \frac{a_t}{r_p} = 671,87 \text{ rad/s}^2$$

Se lleva a cabo el mismo procedimiento que el explicado para el caso 1, de esta manera se obtiene el cinema de velocidades que se muestra en la figura 5.20.

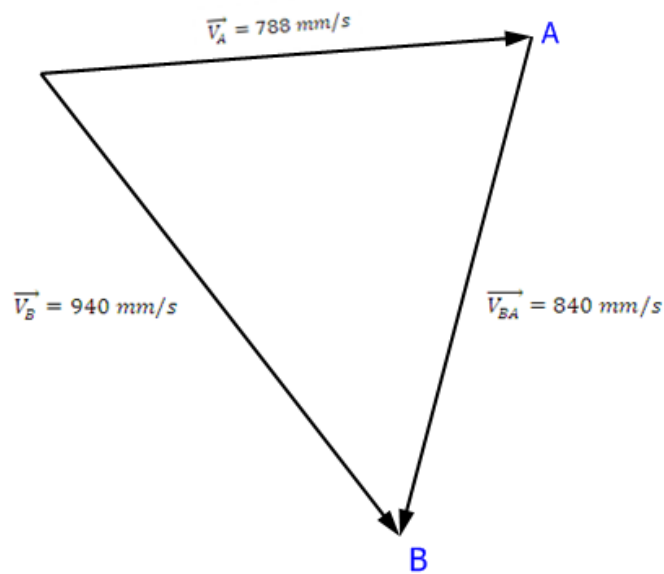


Figura 5.20 Cinema de velocidades equivalente, caso 2.

Por tanto:

$$|\vec{V}_A| = w_2 \cdot \overline{O_2A} = 788 \text{ mm/s} \quad |\vec{V}_B| = w_4 \cdot \overline{O_4B} = 940 \text{ mm/s}$$

$$|\vec{V}_{BA}| = w_3 \cdot \overline{AB} = 840 \text{ mm/s}$$

$$w_3 = \frac{|\vec{V}_{BA}|}{\overline{AB}} = 12,53 \text{ rad/s} \quad w_4 = \frac{|\vec{V}_B|}{\overline{O_4B}} = 49,47 \text{ rad/s}$$

Con el cinema de velocidades de la figura 5.20 se puede determinar la dirección de la velocidad angular de los diferentes eslabones.

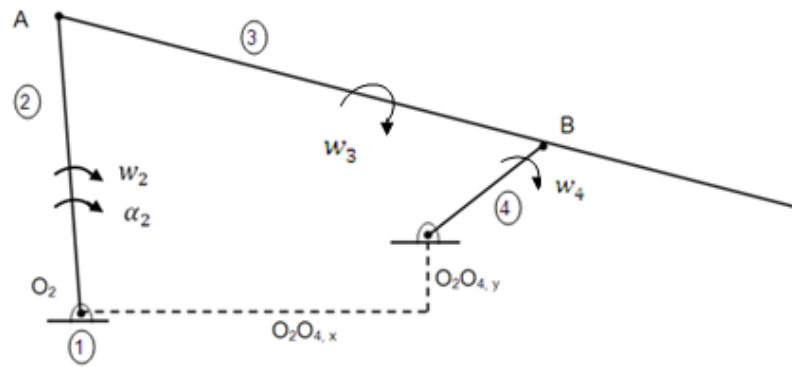


Figura 5.21 Velocidad angular de los diferentes eslabones, caso 2.

Para el cálculo de las aceleraciones se utiliza el método de las aceleraciones relativas. Para obtener el cinema de aceleraciones de la figura 5.22, se emplea el mismo procedimiento que en el caso 1, explicado anteriormente.

Así, se obtiene:

Eslabón 2: manivela.

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{AO_2}^n + \vec{a}_{AO_2}^t$$

$$|\vec{a}_{AO_2}^n| = w_2^2 \cdot \overline{O_2A} = 15523,6 \text{ mm/s}^2$$

$$|\vec{a}_{AO_2}^t| = \alpha_2 \cdot \overline{O_2A} = 26875,2 \text{ mm/s}^2$$

Eslabón 3: biela.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

$$|\vec{a}_{BA}^n| = w_3^2 \cdot \overline{AB} = 10519,06 \text{ mm/s}^2$$

$$|\vec{a}_{BA}^t| = \alpha_3 \cdot \overline{AB}$$

Eslabón 4: manivela.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{o_4} + \vec{a}_{B O_4}^n + \vec{a}_{B O_4}^t$$

$$|\vec{a}_{B O_4}^n| = \omega_4^2 \cdot \overline{O_4 B} = 46498,33 \text{ mm/s}^2$$

$$|\vec{a}_{B O_4}^t| = \alpha_4 \cdot \overline{O_4 B}$$

De igual manera que para el caso 1, gráficamente se resuelve la ecuación vectorial:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{B A}^n + \vec{a}_{B A}^t = \vec{a}_{o_4} + \vec{a}_{B O_4}^n + \vec{a}_{B O_4}^t$$

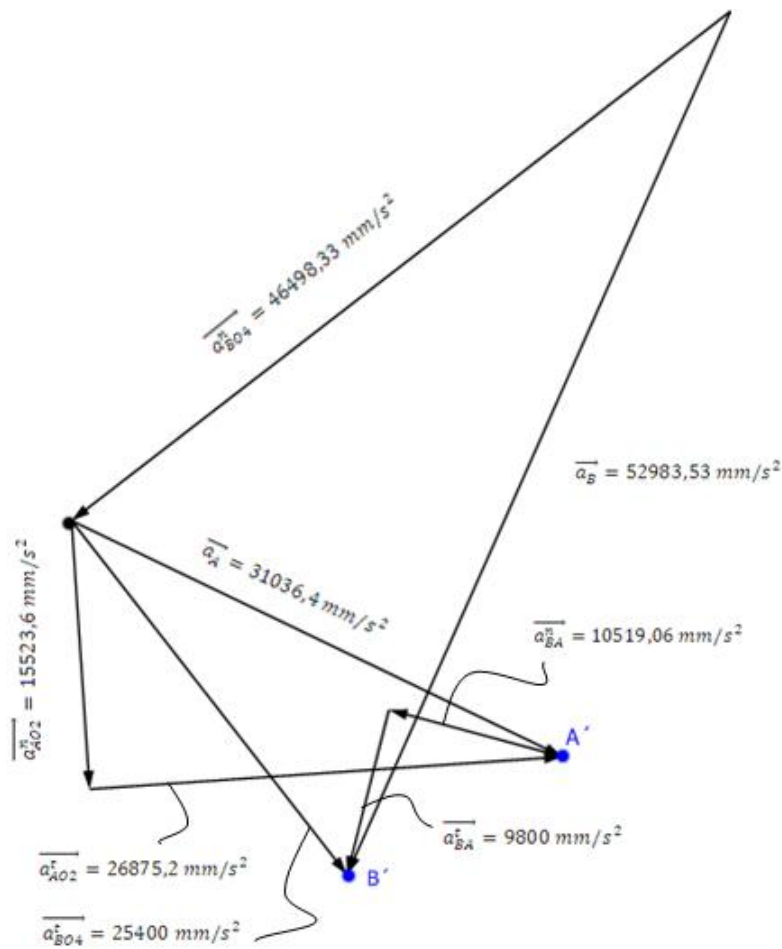


Figura 5.22 Cinemática de aceleraciones, determinación gráfica de las aceleraciones tangenciales para el caso 2.

Para el cálculo de las aceleraciones angulares de los eslabones es necesario conocer las aceleraciones tangenciales. Estos valores se obtienen del cinema de la figura 5.22.

$$\left| \overrightarrow{a_{BA}^t} \right| = \alpha_3 \cdot \overline{AB} = 9800 \text{ mm/s}^2 \qquad \left| \overrightarrow{a_{B04}^t} \right| = \alpha_4 \cdot \overline{O_4B} = 25400 \text{ mm/s}^2$$

$$\alpha_3 = \frac{\left| \overrightarrow{a_{BA}^t} \right|}{\overline{AB}} = 146,26 \text{ mm/s}^2 \qquad \alpha_4 = \frac{\left| \overrightarrow{a_{B04}^t} \right|}{\overline{O_4B}} = 1339,84 \text{ mm/s}^2$$

Las aceleraciones angulares α_3 y α_4 tienen sentido horario.

5.4.2 Análisis cinemático con Autodesk® Inventor®

Para realizar el estudio cinemático, se han determinado una serie de puntos que se consideran los más interesantes respecto al futuro modelo real de pinza de sujeción con garras retráctiles. Además, en las figuras 5.23, 5.24 y 5.25, se representan las trayectorias de los mismos una vez ejecutada la simulación.

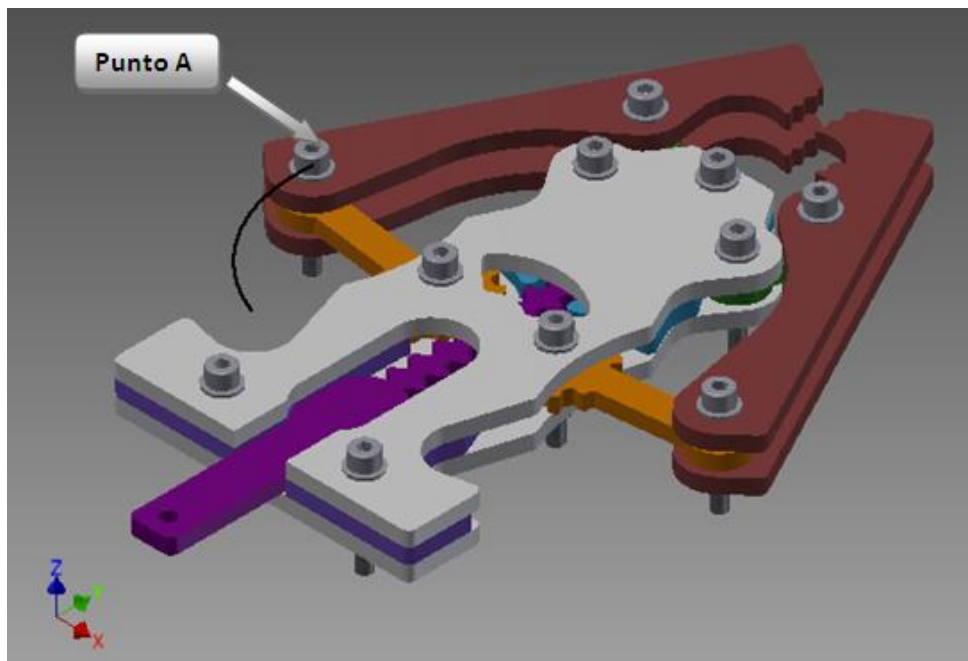


Figura 5.23 Trayectoria del punto A de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.

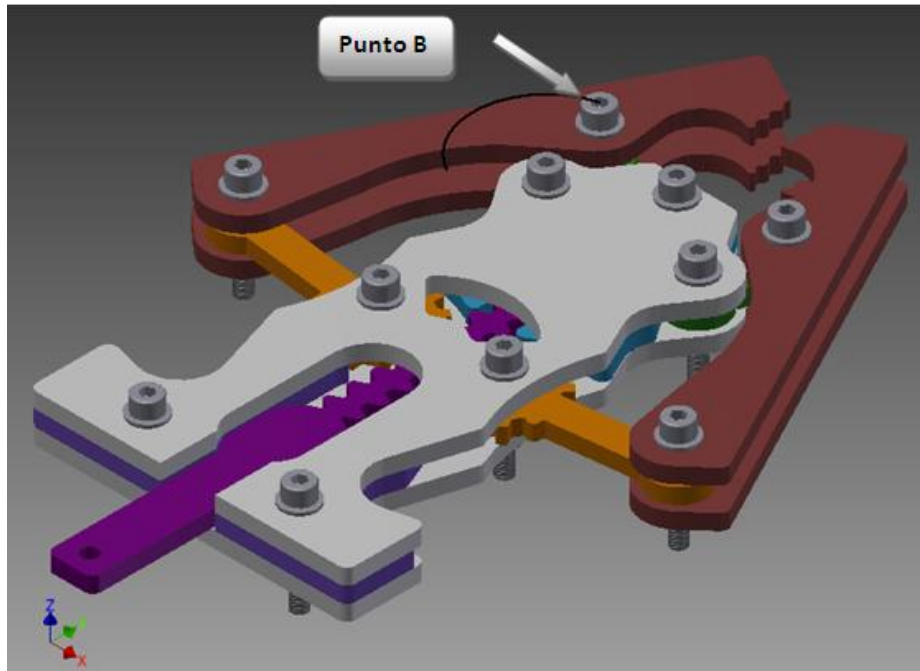


Figura 5.24 Trayectoria del punto B de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.

Así mismo, se considera importante el estudio de un tercer punto, el representado en la figura 5.25, se refiere a uno de los dientes de los brazos que constituyen el sistema de agarre.

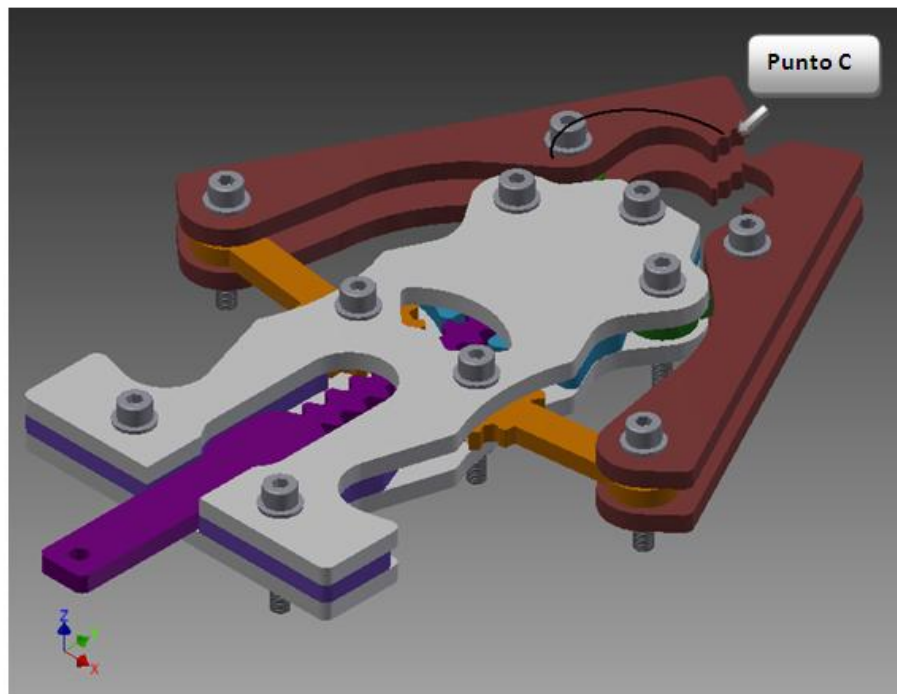


Figura 5.25 Trayectoria del punto C de la pinza de sujeción con dedos retráctiles.

En el transcurso de la simulación del movimiento se han obtenido, en función del tiempo, los valores de posición, velocidad y aceleración. Siendo la posición inicial la representada en la figura 5.26.

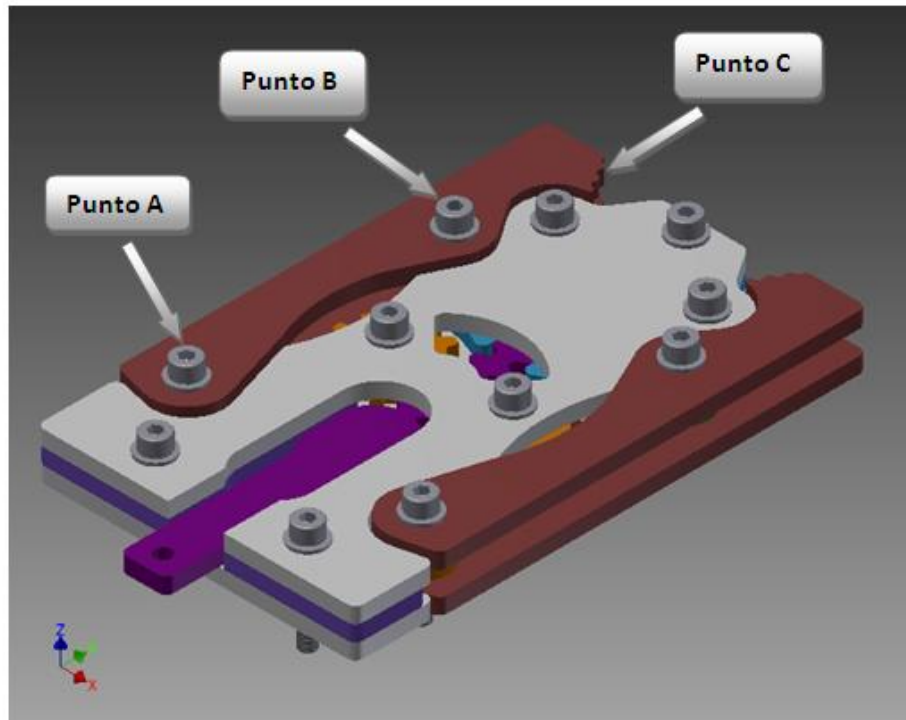


Figura 5.26 Representación de la posición inicial.

El sistema de referencia que el programa determina por defecto es el representado en la figura 5.27, a partir de este sistema de referencia se obtienen los resultados de la graficas de las figuras 5.28 a 5.36.

Las representaciones siguientes se refieren a la situación de avance de las pinzas con el objetivo de agarrar el objeto, aunque en estas representaciones se evalúa sin que se produzca el agarre de ningún objeto. La fuerza que interviene en la simulación es la calculada en el apartado 5.2 correspondiente al cálculo de la fuerza del actuador, $F=35,62 N$.

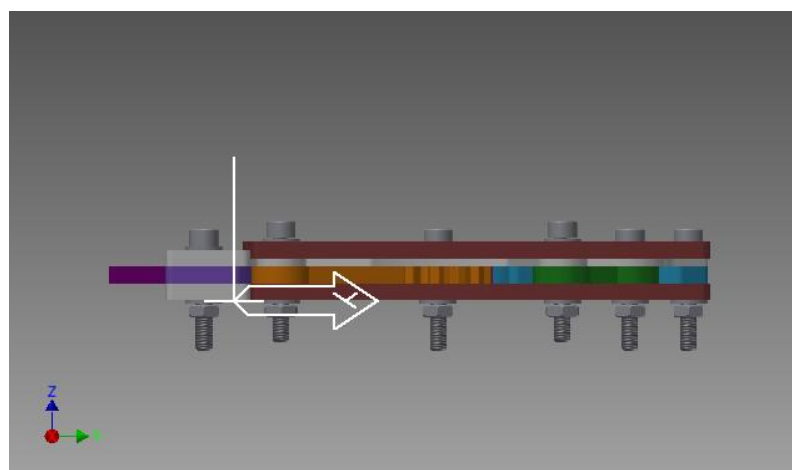
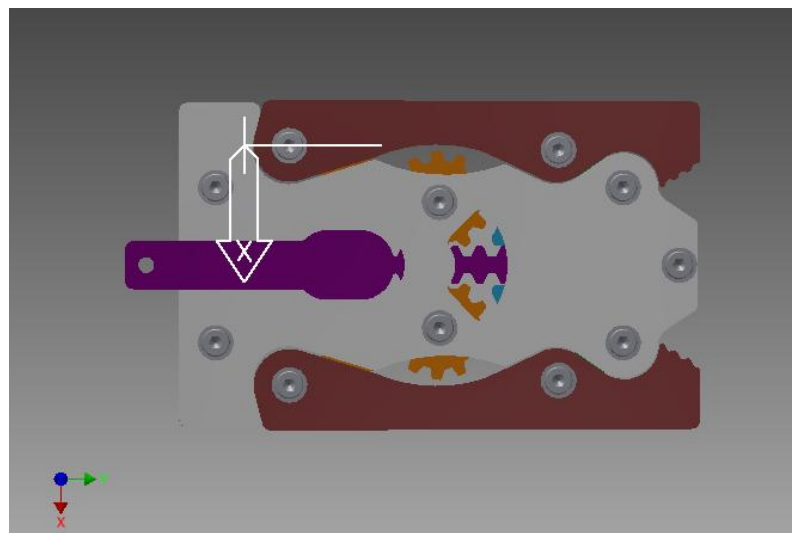
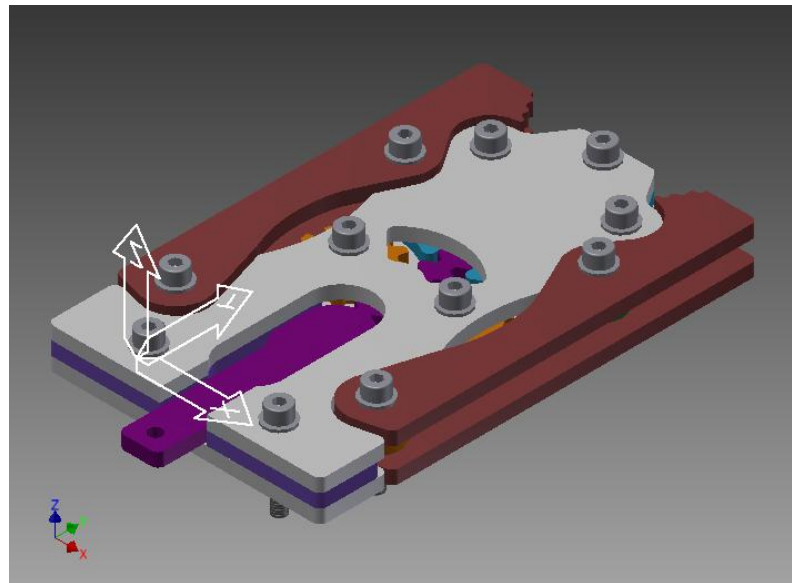


Figura 5.27 Sistema de referencia que Autodesk Inventor determina por defecto.

Posición.

- Punto A: posición (mm) vs. tiempo (s).

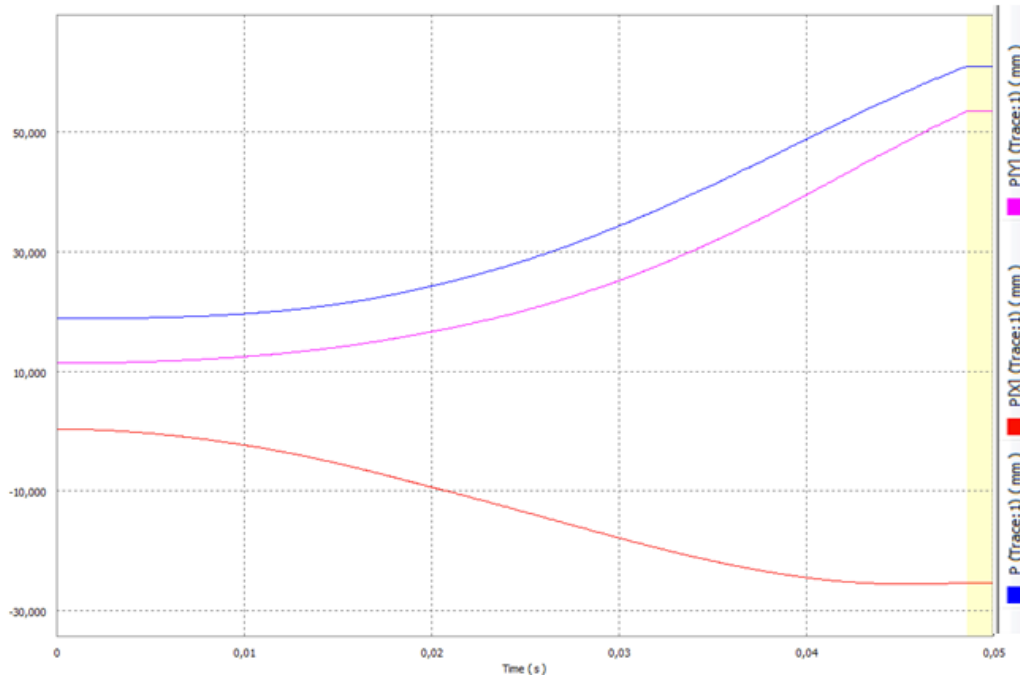


Figura 5.28 Evaluación de la posición del punto A en función del tiempo.

- Punto B: posición (mm) vs. tiempo (s).

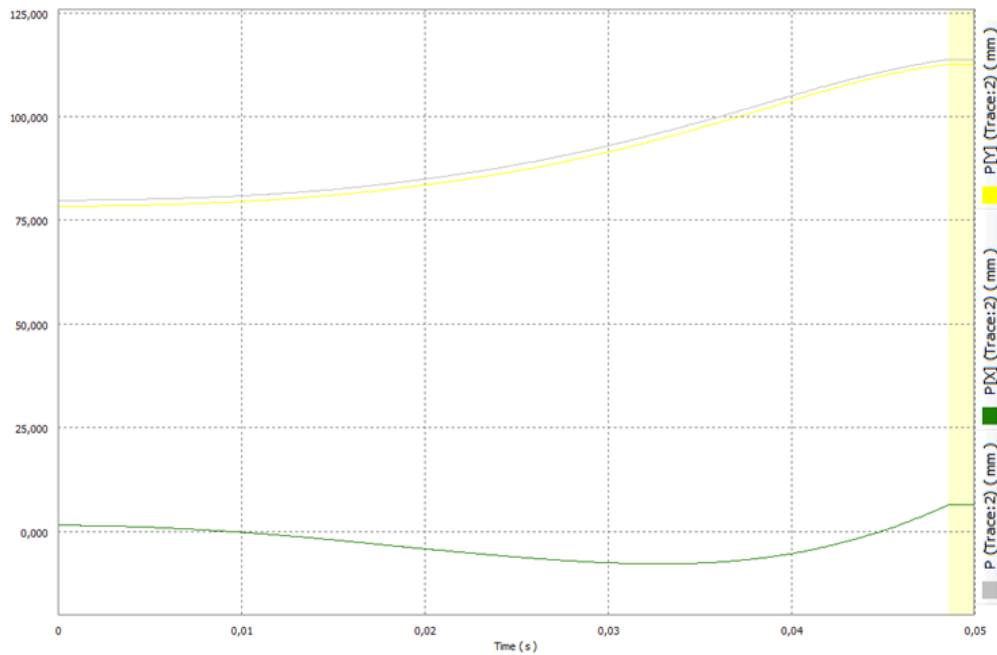


Figura 5.29 Evaluación de la posición del punto B en función del tiempo.

- Punto C: posición (mm) vs. tiempo (s).

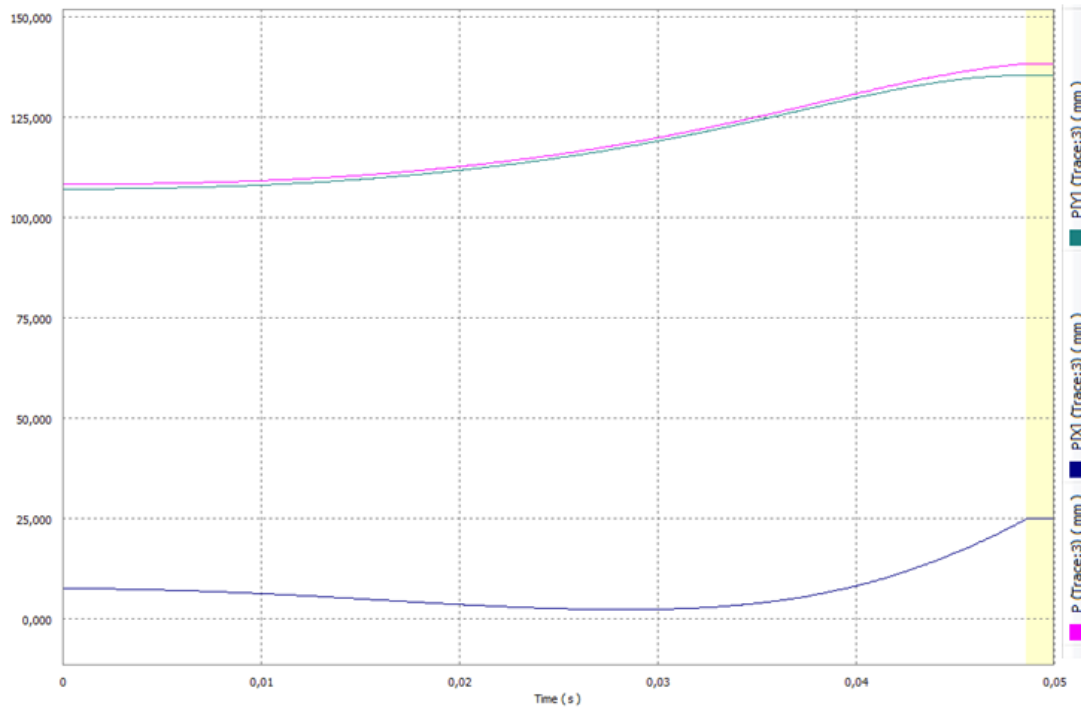


Figura 5.30 Evaluación de la posición del punto C en función del tiempo.

Las figuras 5.28, 5.29 y 5.30 muestran las trayectorias que siguen los puntos sometidos a estudio respecto del sistema de referencia que el programa determina por defecto. Se observa que el tiempo de simulación es muy pequeño, lo que demuestra la gran eficiencia de este sistema de agarre.

Hay gran similitud entre las representaciones de las figuras 5.29 y 5.30 debido a que ambos puntos de estudio están muy cercanos entre sí y sus trayectorias son análogas, mientras que el punto A se encuentra más alejado con respecto a éstos.

Velocidad

- Punto A: velocidad (mm/s) vs. tiempo (s).

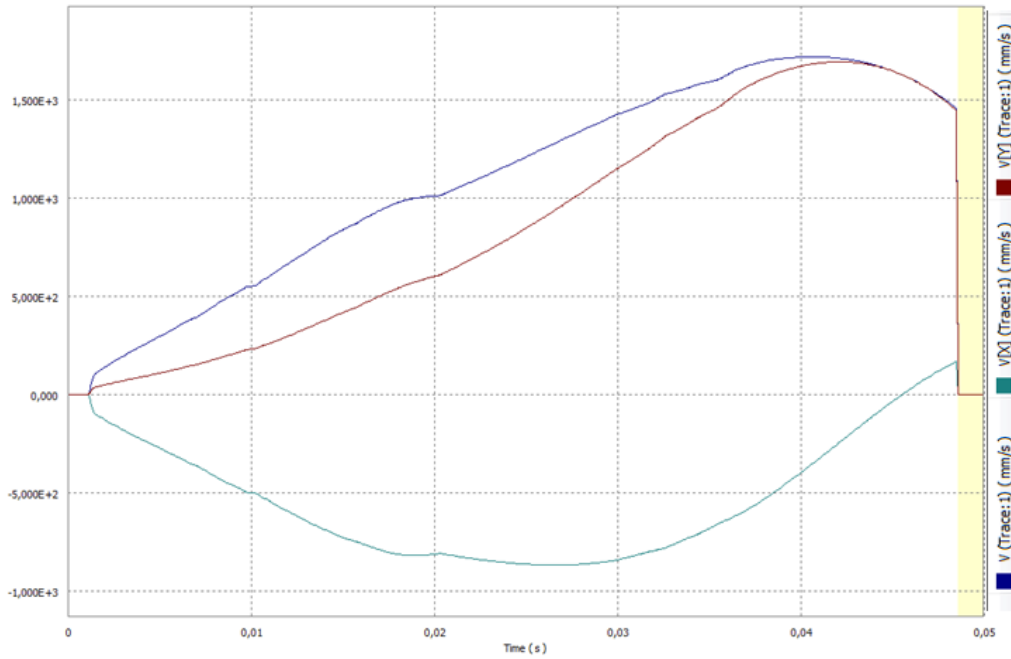


Figura 5.31 Evaluación de la velocidad del punto A en función del tiempo.

- Punto B: velocidad (mm/s) vs. tiempo (s).

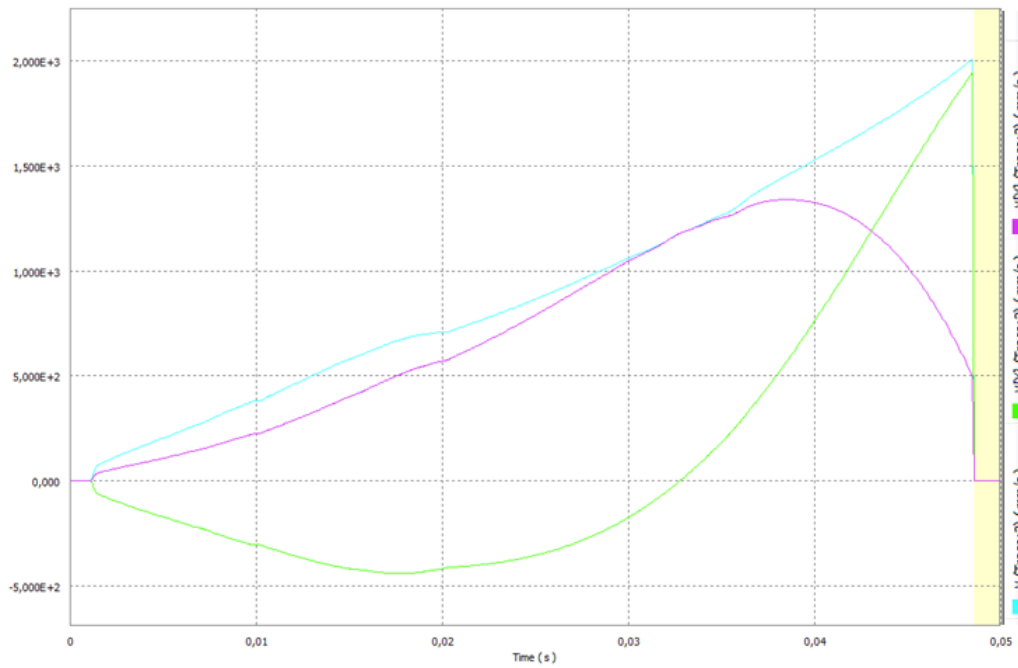


Figura 5.32 Evaluación de la velocidad del punto B en función del tiempo.

- Punto C: velocidad (mm/s) vs. tiempo (s).

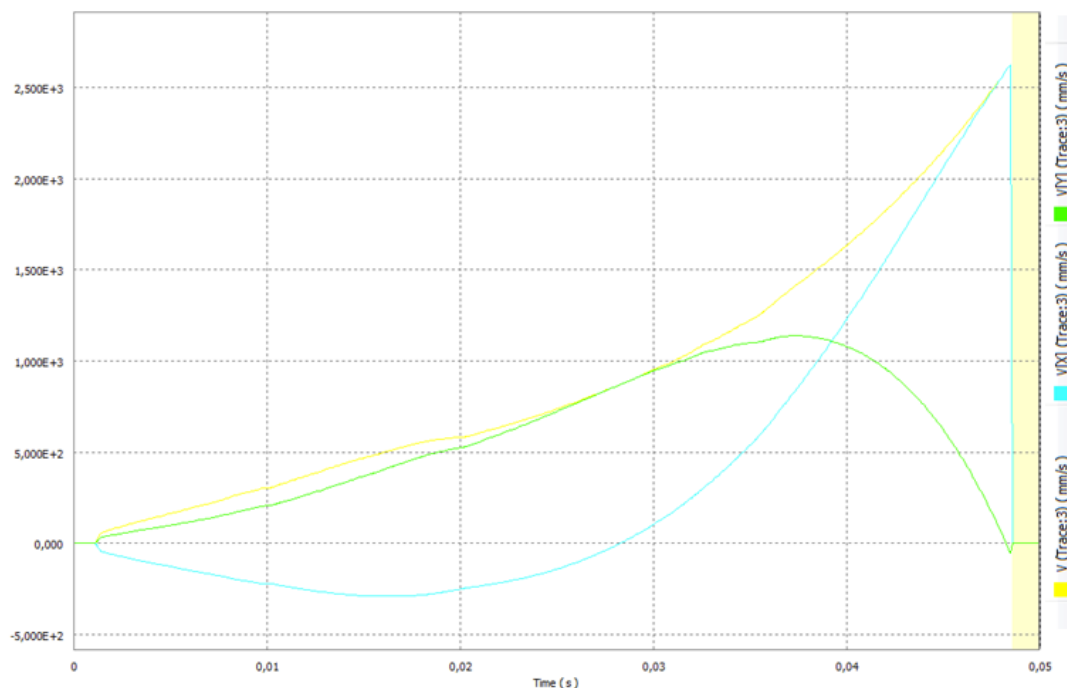


Figura 5.33 Evaluación de la velocidad del punto C en función del tiempo.

Como el agarre se produce sin que la pinza sujete ningún objeto, en los instantes anteriores a la finalización de la simulación, las velocidades de los tres puntos alcanzan grandes valores. El salto final, cercano a $t=0,05s$ se debe a que la pinza ha llegado a su posición final y pasa a estar en reposo.

Comparando los resultados obtenidos, se observa que en el instante en que la pinza agarra el objeto de máximas dimensiones se produce un aumento de la velocidad de los puntos A y B del 30% respecto con el método analítico y para el instante en el que la pinza agarra el objeto de mínimas dimensiones hay una variación del 40% entre los modelos analítico y los resultados obtenidos con Inventor[®].

Estas diferencias se pueden explicar debido a que los resultados que proporciona el programa son más precisos que los obtenidos con el método analítico, ya que éstos se obtienen midiendo directamente del papel. No obstante, las velocidades de ambos puntos tienen el mismo orden de magnitud y con ambos métodos se obtienen similares resultados.

• Aceleración

- Punto A: aceleración (mm/s^2) vs. tiempo (s).

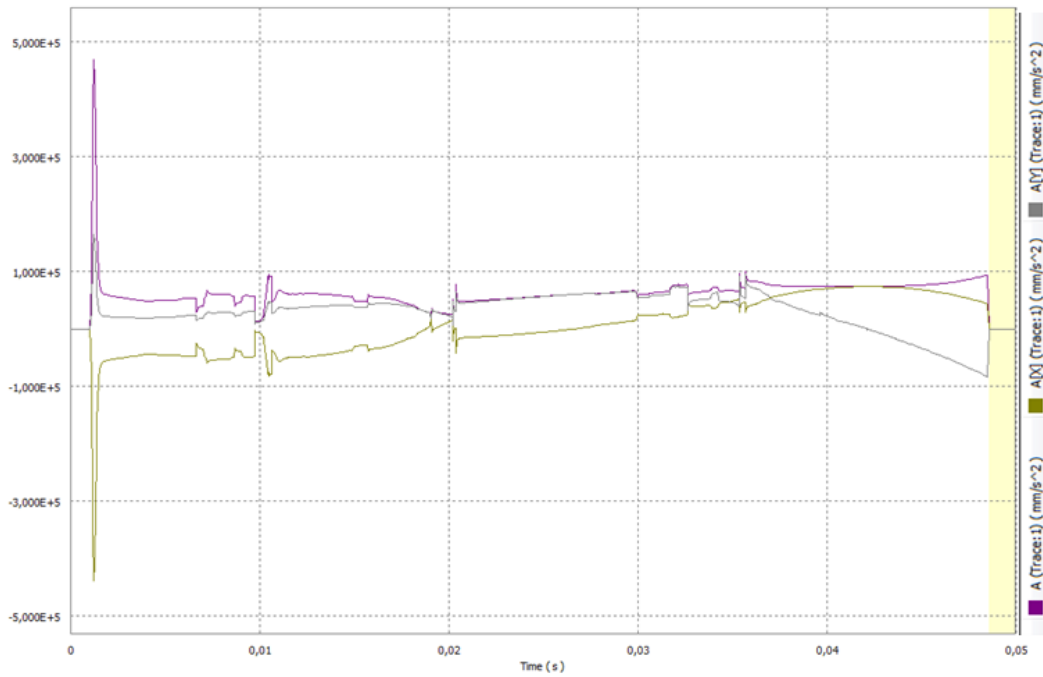


Figura 5.34 Evaluación de la aceleración del punto A en función del tiempo.

- Punto B: aceleración (mm/s^2) vs. tiempo (s).

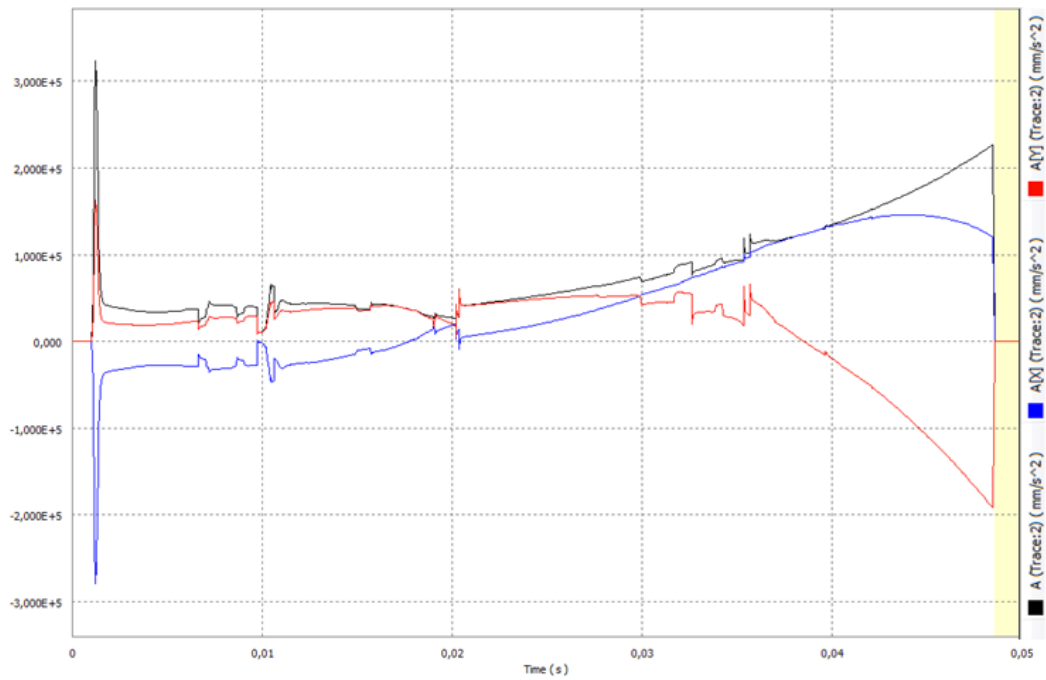


Figura 5.35 Evaluación de la aceleración del punto B en función del tiempo.

- Punto C: aceleración (mm/s^2) vs. tiempo (s).

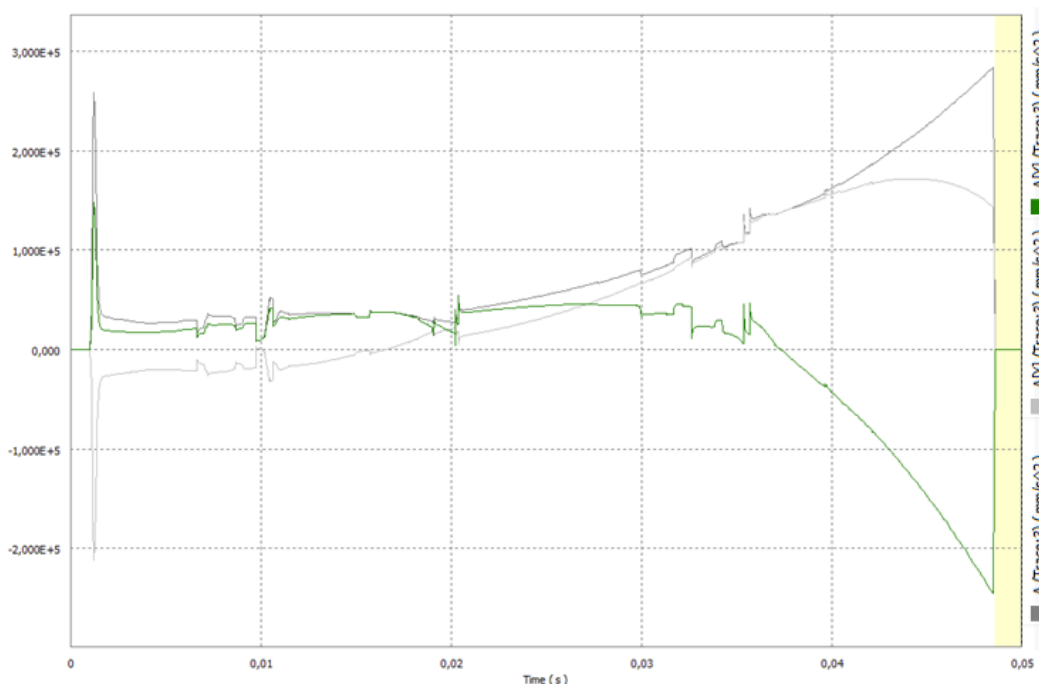


Figura 5.36 Evaluación de la aceleración del punto C en función del tiempo.

La representación de las aceleraciones de los puntos de estudio permiten estimar las fuerzas de inercia que aparecerán en el mecanismo como consecuencia del movimiento. Un mecanismo será mejor cuanto menor sea la aceleración máxima.

La velocidad máxima en conjunción con una aceleración máxima baja, indica que el movimiento del mecanismo es más suave, y por lo tanto es previsible que los esfuerzos mecánicos sean menores. Sin embargo, dicha situación no se produce en el caso de estudio.

Al inicio de las representaciones de las figuras 5.34, 5.35 y 5.36 se producen aceleraciones máximas muy superiores al resto, esto se debe al impulso producido por la fuerza al inicio del movimiento. Al finalizar la simulación en las figuras 5.35 y 5.36 también se alcanzan valores elevados debido a las fuerzas de inercia.

Los resultados obtenidos entre el método analítico y los proporcionados con Autodesk[®] Inventor[®] difieren, debido a que el método del cinema de aceleraciones es menos preciso por tratarse de distancias medidas directamente.

5.5 Análisis dinámico con Autodesk[®] Inventor[®]

Las piezas que se han seleccionado para realizar el estudio dinámico han sido las que resultan de mayor interés para el modelo, estas piezas son el conjunto piñón-cremallera.

Las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada se representan en la figura 5.37 y figura 5.38, que corresponden al avance y retroceso de los brazos de la pinza respectivamente.

En las gráficas se observan diferentes picos a lo largo de toda la simulación. Los saltos más destacados se producen al inicio y al final y se deben al choque inicial y final entre los dientes que entran en contacto, los valores máximos que se encuentran entre éstos, hace pensar que el engrane entre los diferentes pares de dientes no es perfecto.

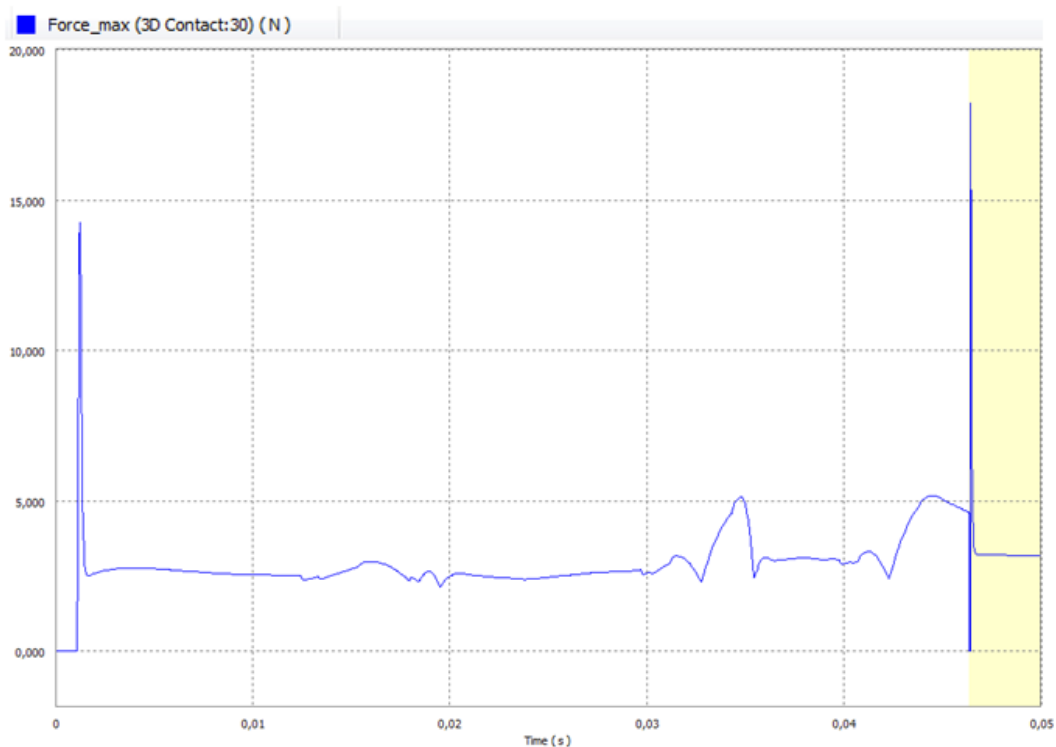


Figura 5.37 Las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada en el avance de los brazos de la pinza.

La gráfica de la figura 5.37 es muy semejante en cuanto a forma a la gráfica de la figura 5.38, sin embargo los valores de esta última son superiores debido a que la fuerza empleada para que los brazos de la pinza retrocedan es también mayor.

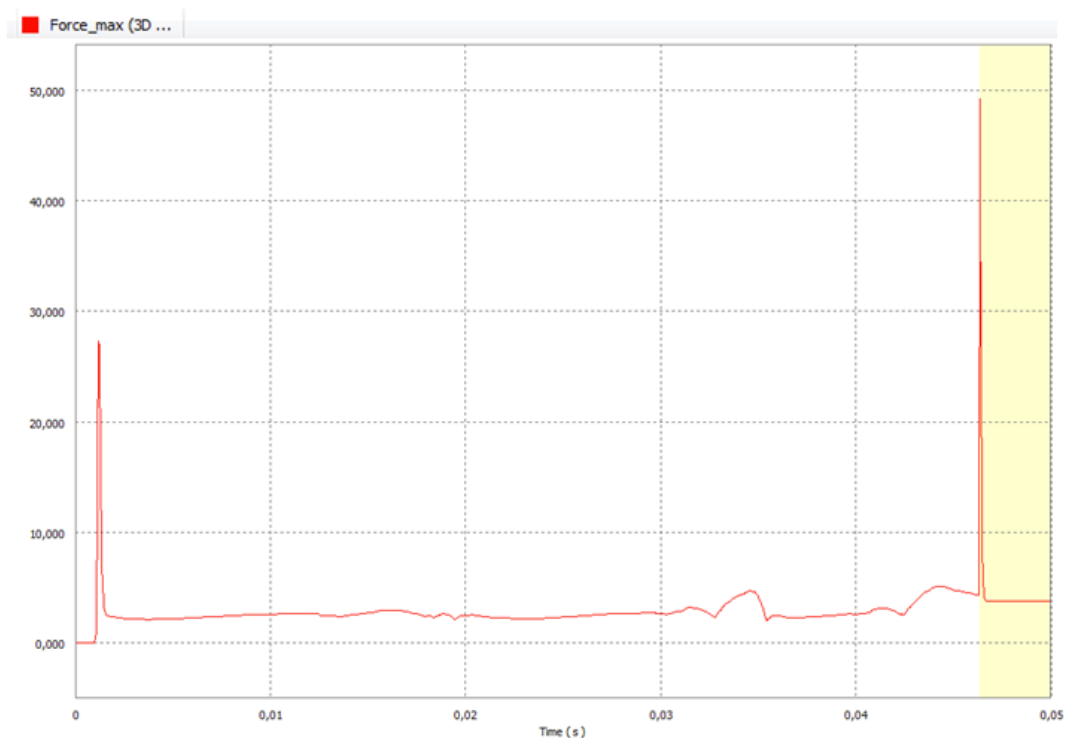


Figura 5.38 Las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada en el retorno de los brazos de la pinza.

Una vez conocidas las fuerzas de contacto entre la cremallera y la rueda dentada se exportan las piezas por separado al entorno del análisis de tensión.

El método de los elementos finitos (MEF- *Finite Element Method*) es una técnica matemática de cálculo numérico basada en la computación, que sirve para calcular el comportamiento de los diferentes componentes en ingeniería.

Para el análisis de tensiones primero se crea la simulación, es decir, se define el tipo de simulación que se llevará a cabo. No es necesario asignar el material, ya que éste está asignado en la fase de diseño. Los componentes se deforman por igual en las tres direcciones del espacio, es decir, las propiedades del material son isotrópicas.

Se lleva a cabo el análisis de carga de movimiento (*Motion Loads Analysis*), esta opción está disponible cuando las cargas del objeto a analizar vengán transferidas desde la simulación dinámica. Esta opción sólo se aplica cuando las superficies de contacto son del mismo material.

Para la rueda dentada y el brazo se aplican restricciones *Pin* (de pasador), esta restricción se emplea habitualmente cuando existen cojinetes o pasadores. Su ubicación sólo se puede definir mediante una superficie cilíndrica. Tanto para un cojinete como para un pasador, se libera la dirección tangencial, de forma que la superficie puede girar libremente. Además se aplica la restricción *Frictionless* (sin fricción), para que tanto la

rueda dentada como el brazo deslicen sobre un plano y evitar que el movimiento se produzca en la dirección normal a dicho plano.

Para el caso de la cremallera también se aplica la restricción sin fricción. Esta restricción, que sólo se puede definir en una superficie plana, permite que la cremallera deslice sobre un plano y evita que el movimiento se produzca en la dirección normal a dicha superficie. De esta manera, la cremallera carece de las suficientes restricciones estructurales como para fijarla en el espacio. Una de estas restricciones no es suficiente para definir unívocamente la posición de la cremallera, puede moverse a los lados como un todo, movimiento que se conoce como modo de cuerpo rígido. En tales casos de restricciones incompletas, existe un algoritmo especial para eliminar los movimientos de cuerpo rígido, siempre que la opción *Detect and Eliminate Rigid Body Modes* se encuentre seleccionada.

Autodesk® Inventor® crea los contactos entre los componentes automáticamente o de forma manual. El método automático es el más rápido y crea contactos según ajustes predefinidos.

El mallado deberá ser lo más regular posible e intentar seguir la geometría del modelo. Se realizará de tal modo que se intentará refinar la malla donde existan más concentraciones de tensiones con el objetivo de obtener resultados lo más precisos posibles. Cuando se trata de formas complejas se utilizan elementos cuadráticos, Autodesk Inventor usa tetraedros de 10 nodos, elemento cuadrático curvo.

Finalmente se ejecuta la simulación para analizar los resultados obtenidos de acuerdo con la configuración de materiales, restricciones y cargas.

Primero se analizan las tensiones de la rueda dentada, tanto en el avance de los brazos de la pinza como en el retroceso. En la figura 5.39 se muestra el mallado, siendo el número de nodos 9775 y el número de elementos 5790.

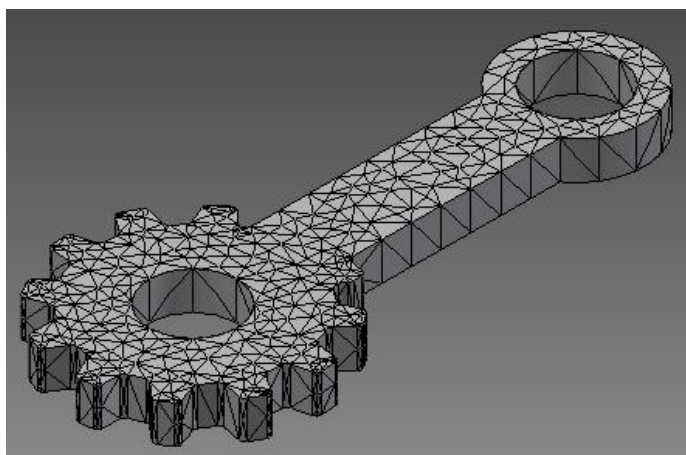


Figura 5.39 Mallado de la rueda dentada.

En el avance de los brazos de la pinza se obtienen los resultados de las figuras 5.40, 5.41 y 5.42, para tensión de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad respectivamente.

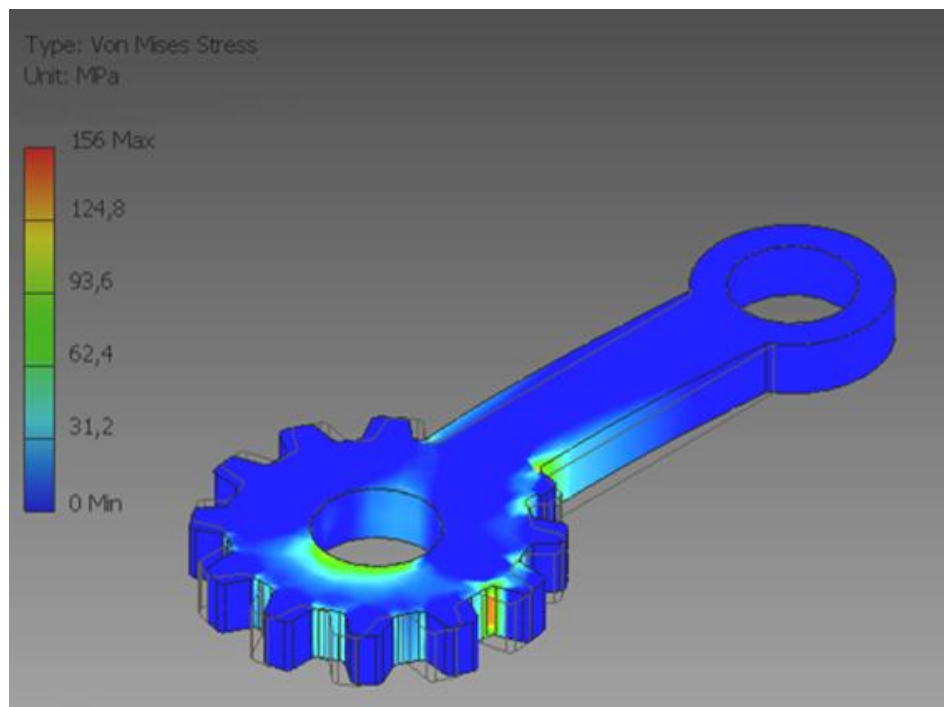


Figura 5.40 Tensión de Von Mises de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.

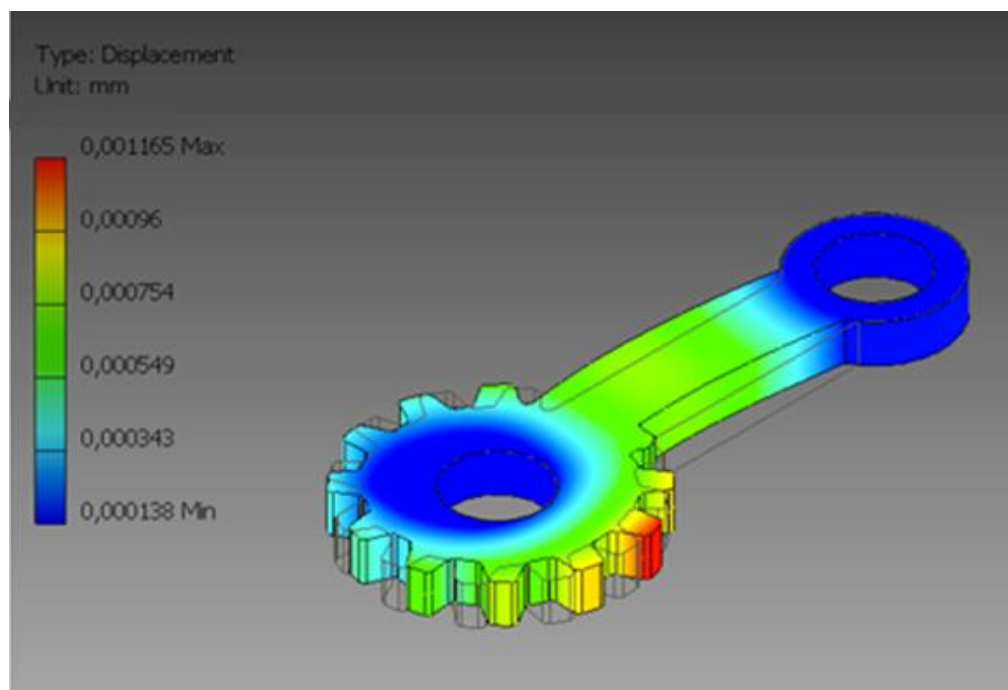


Figura 5.41 Desplazamiento de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.

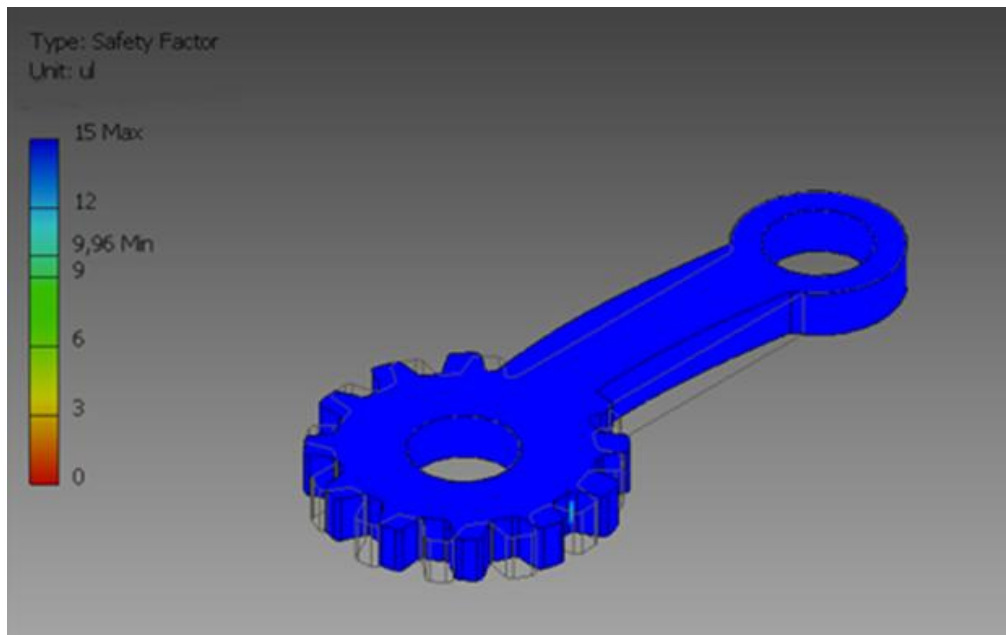


Figura 5.42 Factor de seguridad de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza avanzan.

Para el retroceso de los brazos de la pinza se obtienen los resultados de las figuras 5.43, 5.44 y 5.45 para tensión de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad respectivamente.

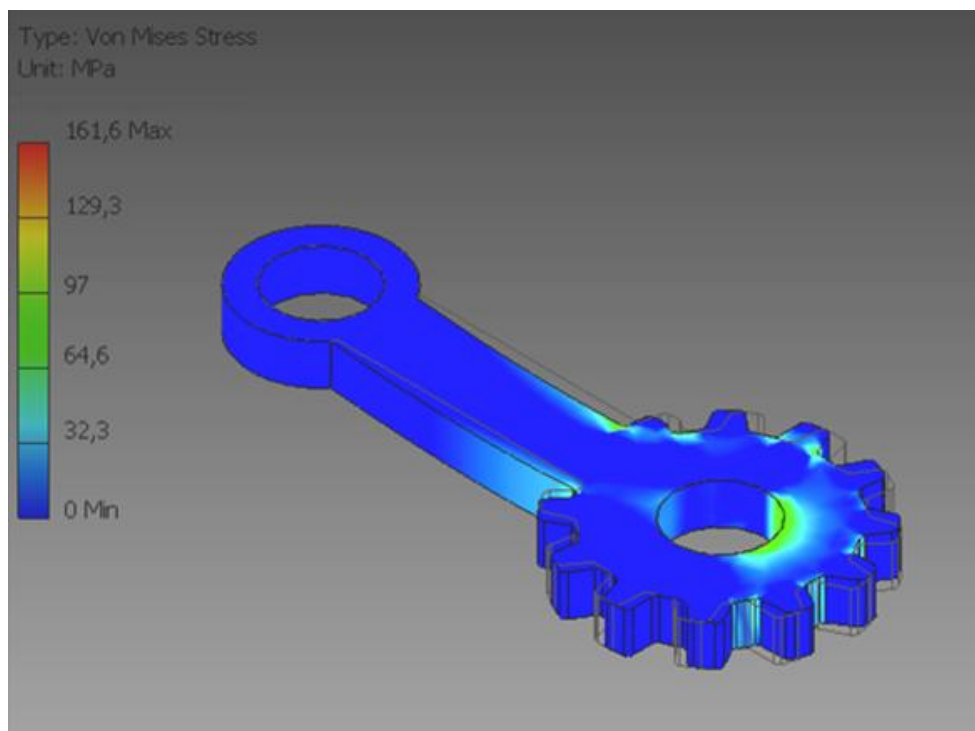


Figura 5.43 Tensión de Von Mises de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.

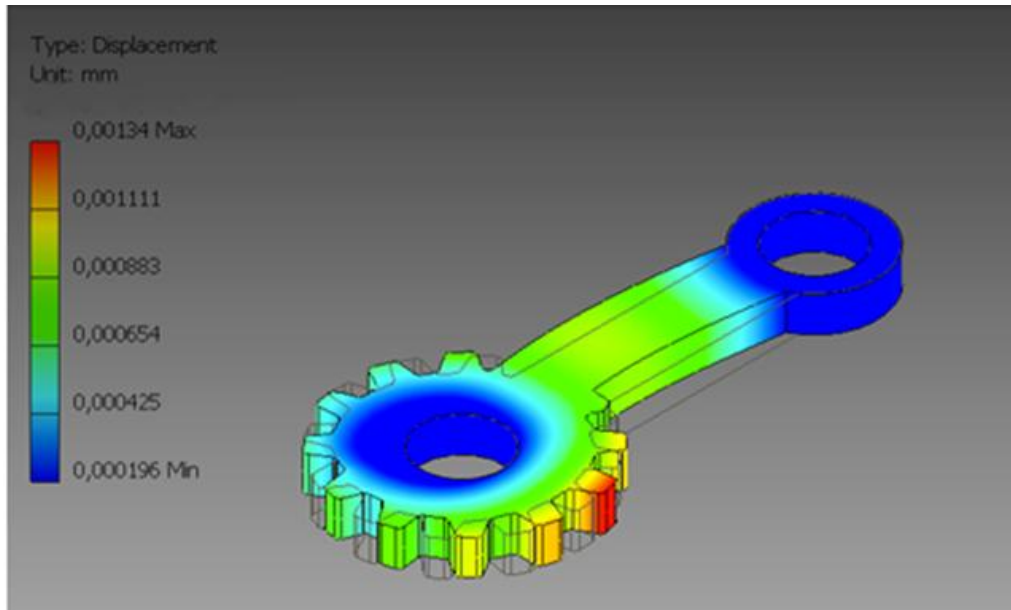


Figura 5.44 Desplazamiento de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.

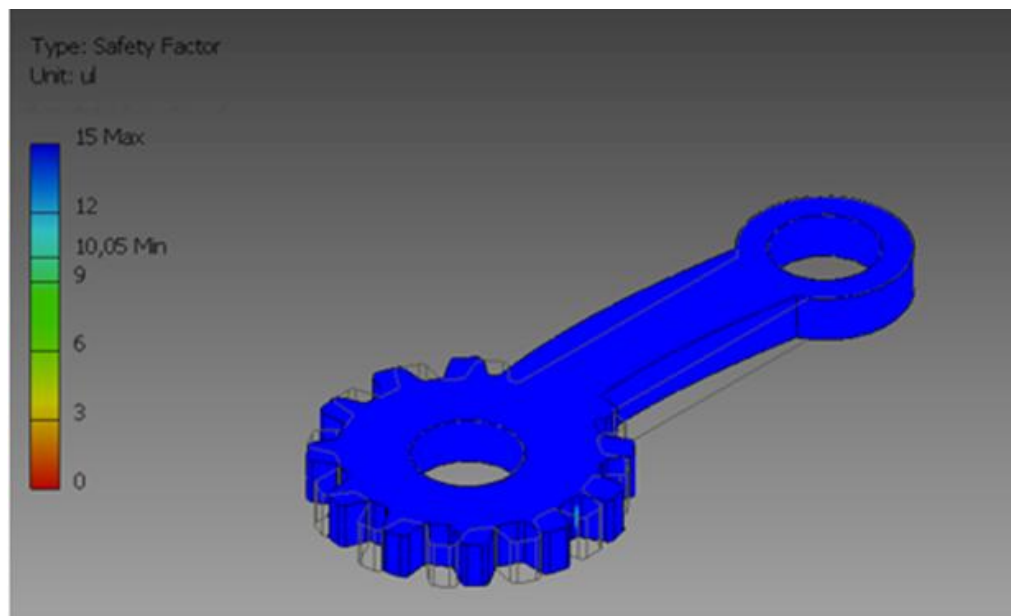


Figura 5.45 Factor de seguridad de la rueda dentada cuando los brazos de la pinza retroceden.

Debido a que la fuerza que se aplica en la cremallera es menor en el avance de los brazos de la pinza que en el retroceso, se producen tensiones más altas en este último caso, así como desplazamientos mayores. No obstante, esa variación de tensiones no afecta en la integridad de la rueda dentada, ya que en ambos casos el factor de seguridad es elevado.

Se observan diferencias de tensiones entre los diferentes dientes en cada uno de los casos de estudio, esto es debido a que los dientes que engranan con la cremallera no son todos los dientes que constituyen la rueda dentada.

El análisis de las tensiones de la cremallera, tanto en el avance de los brazos de la pinza como en el retroceso, se muestra a continuación.

En la figura 5.46 se muestra el mallado, siendo el número de nodos 14368 y el número de elementos 8589.

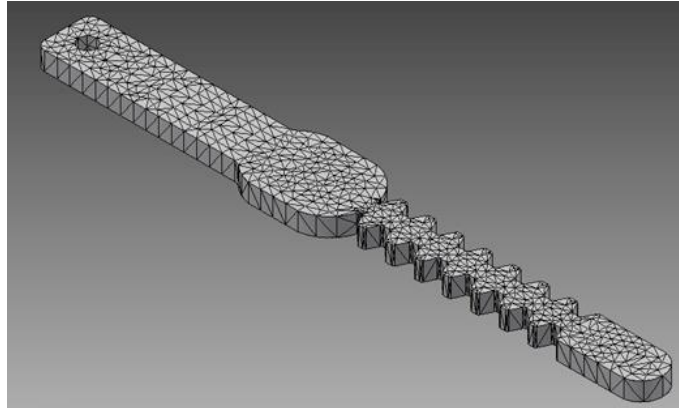


Figura 5.46 Mallado de la cremallera.

Para el avance de los brazos de la pinza se obtienen los resultados de las figuras 5.47 y 5.48 para tensión de Von Mises y factor de seguridad respectivamente. En este caso no se muestran los desplazamientos por considerarse muy pequeños.

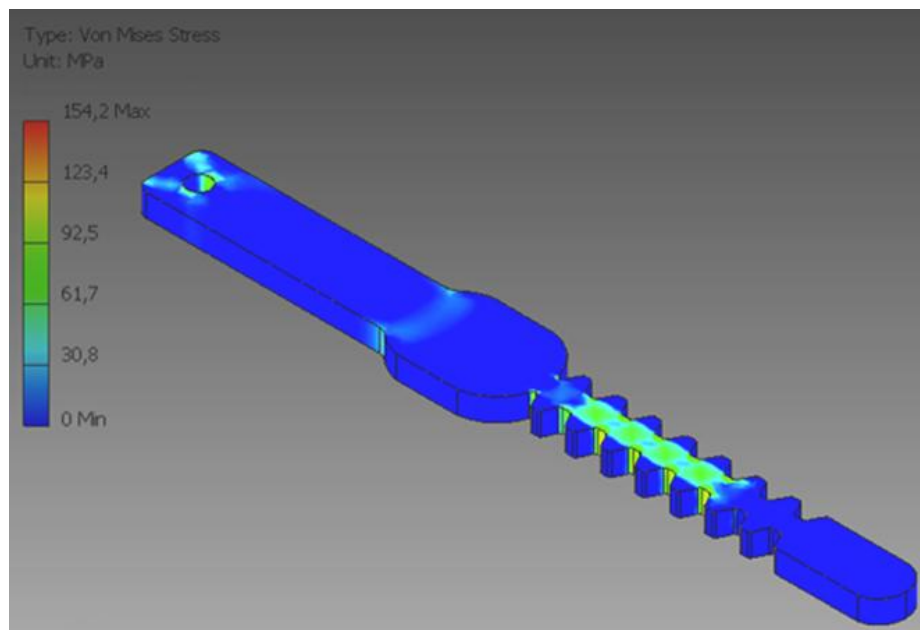


Figura 5.47 Tensión de Von Mises de la cremallera cuando los brazos de la pinza avanzan.

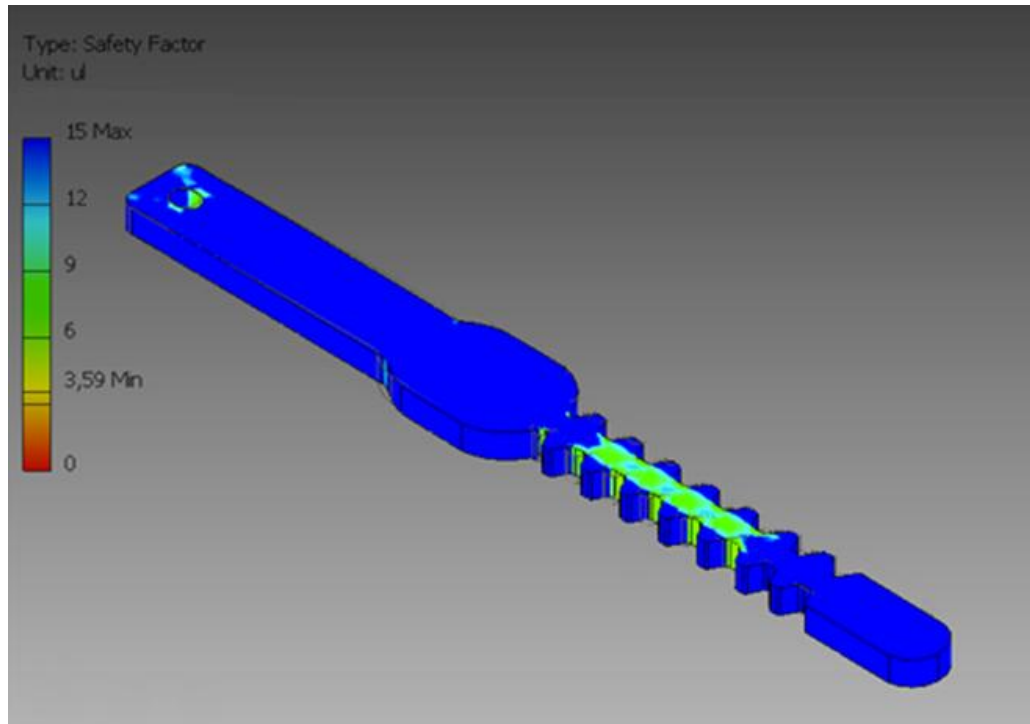


Figura 5.48 Factor de seguridad de la cremallera cuando los brazos de la pinza avanzan.

Cuando los brazos de la pinza retroceden se obtienen los resultados de las figuras 5.49 y 5.50 para tensión de Von Mises y factor de seguridad respectivamente.

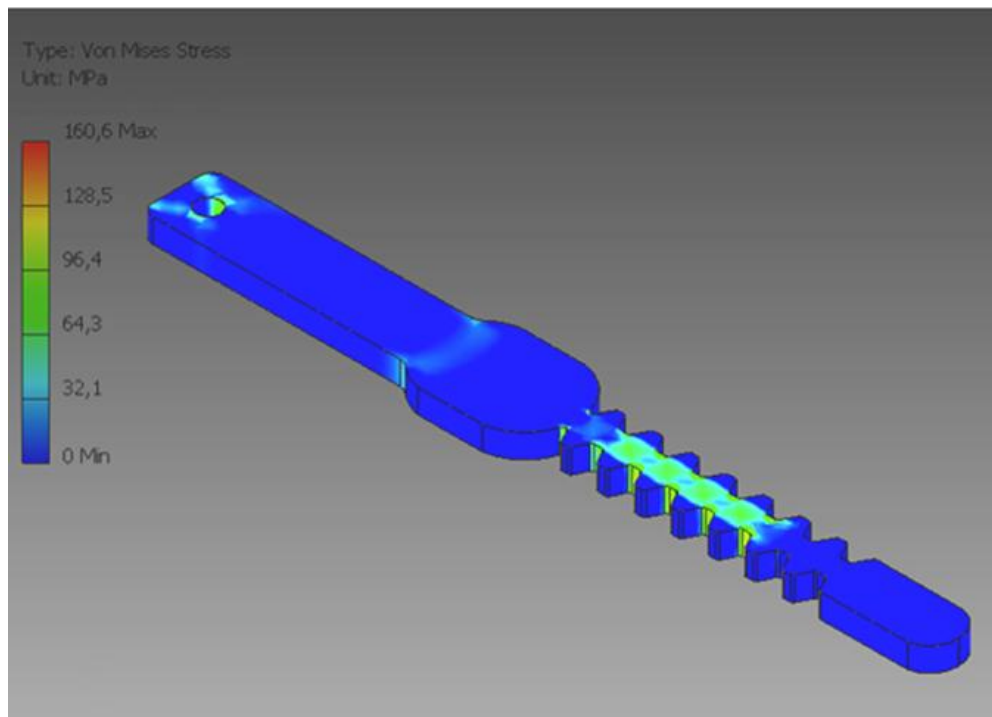


Figura 5.49 Tensión de Von Mises de la cremallera cuando los brazos de la pinza retroceden.

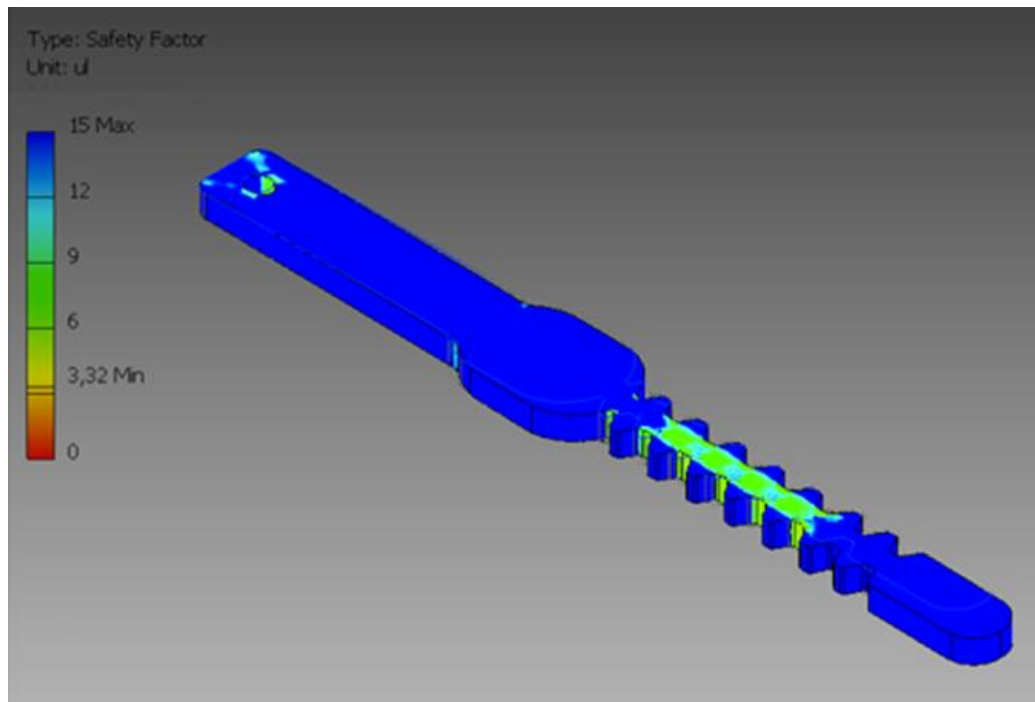


Figura 5.50 Factor de seguridad de la cremallera cuando los brazos de la pinza retroceden.

Comparando ambos casos, al igual que para la rueda dentada, se producen mayores tensiones cuando los brazos de la pinza retroceden. También se observan diferencias de tensiones entre los diferentes dientes, esto es debido a que los dientes que engranan con la rueda dentada no son todos los dientes que forman la cremallera.

Se observan diferencias entre los factores de seguridad de la rueda dentada y la cremallera, teniendo menor factor de seguridad la cremallera, no obstante éste sigue siendo elevado por lo que no se pone en peligro la integridad de la misma.

En el caso de que los brazos de la pinza tengan que agarrar un objeto, se consideran interesantes las tensiones y deformaciones que se producen en los mismos. En las siguientes figuras se muestran los resultados obtenidos con el programa Autodesk® Inventor®.

En la figura 5.51 se muestra el mallado del brazo, siendo el número de nodos 2179 y el número de elementos 1111. Como en el extremo del brazo habrá mayor concentración de esfuerzos, para obtener resultados lo más precisos posibles en esta región hay mayor número de elementos.

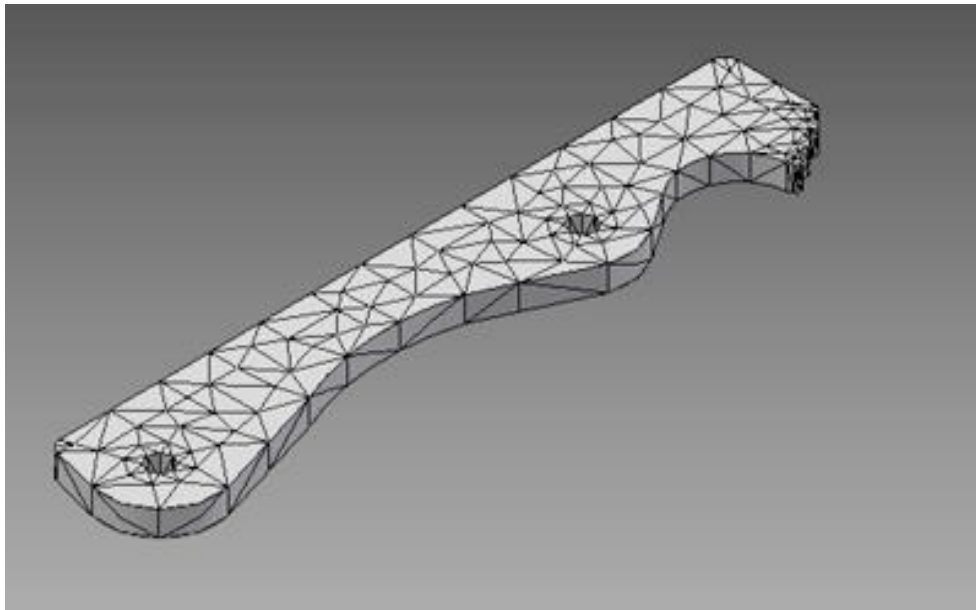


Figura 5.51 Mallado del brazo.

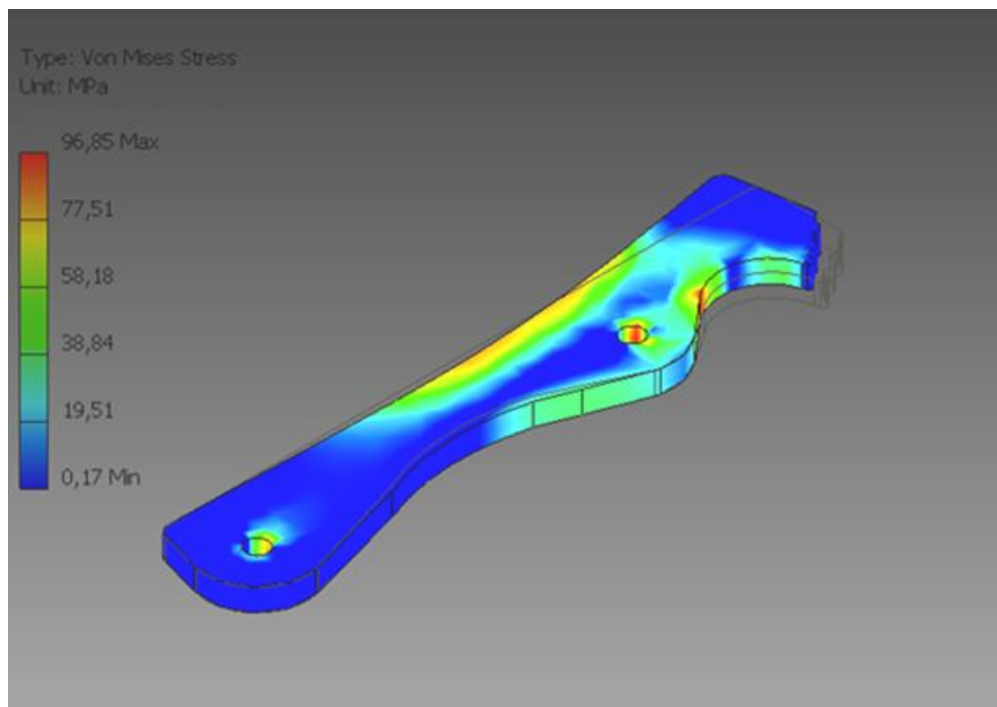


Figura 5.52 Tensión de Von Mises del brazo.

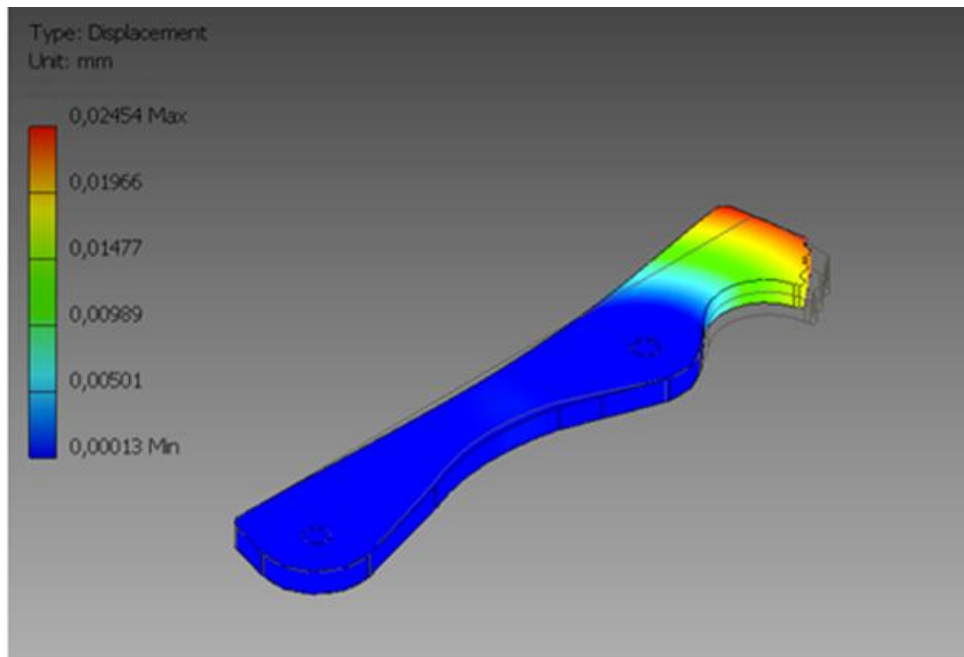


Figura 5.53 Desplazamientos del brazo.

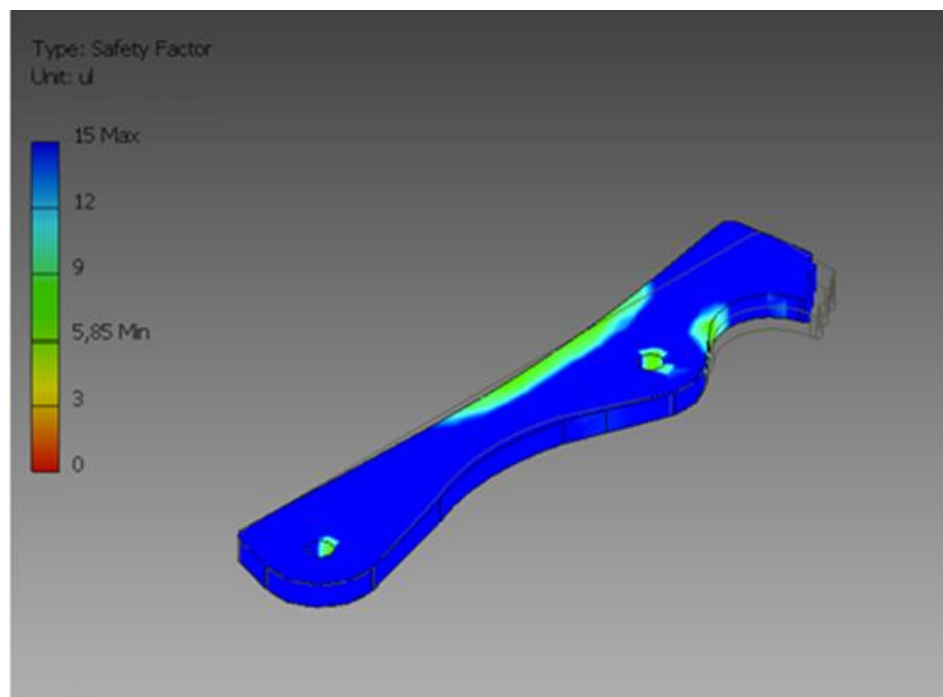


Figura 5.54 Factor de seguridad del brazo.

Por tanto, se puede deducir que la integridad estructural del brazo no está en peligro debido al alto factor de seguridad.

5.6 Caracterización del conjunto piñón-cremallera

El mecanismo piñón-cremallera tiene por finalidad la de transformar un movimiento rectilíneo (cremallera) en un movimiento de rotación o circular (piñón).

El piñón es una rueda dentada que describe un movimiento de rotación alrededor de su eje, mientras que la cremallera describe el movimiento rectilíneo en uno u otro sentido.

El mecanismo piñón-cremallera funciona como un engranaje simple, esto significa que tanto la cremallera como el piñón han de tener el mismo paso circular y, en consecuencia, el mismo módulo. Deben presentar los siguientes requisitos [18, 23]:

- Ofrecer el mismo módulo.
- Presentar igual ángulo de presión de talla α .
- Disponer de una altura de cabeza y de pie normalizadas.
- Tener un hueco interdental igual al espesor del diente.

Existen diferentes normas sobre engranajes, cada una con una nomenclatura distinta para un mismo parámetro, se ha optado por seguir la nomenclatura correspondiente a la norma DIN-ISO.

Para definir las dimensiones normalizadas del dentado del piñón y cremallera, se emplea la cremallera de la figura 5.55: *cremallera de referencia*.

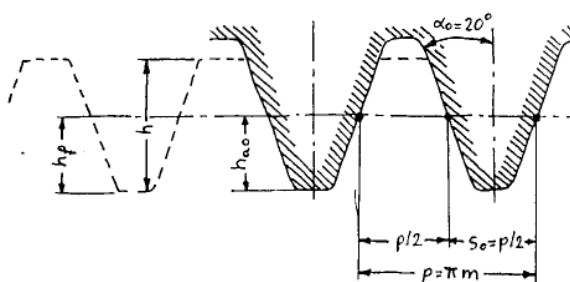


Figura 5.55 Cremallera de referencia [18].

El perfil de referencia, figura 5.56, define las características comunes de todos los engranajes cilíndricos rectos de evolvente de igual módulo. Cada engranaje con un mismo módulo, con cualquier número de dientes, puede ser engendrado geoméricamente por una cremallera tipo con ese mismo módulo y con la cual engrana perfectamente.

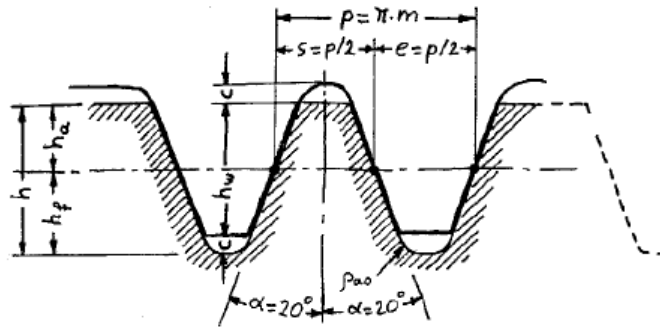


Figura 5.56 Perfil de referencia del dentado o cremallera tipo [18].

En el proceso de corte, en la fabricación con cremallera de talla, el movimiento relativo entre la rueda y la herramienta es de rodadura de la línea media o línea de engrane de la cremallera sobre la circunferencia primitiva de referencia de la rueda. El ángulo de los flancos del perfil de referencia es igual al ángulo de presión de referencia de la rueda dentada, figura 5.57.

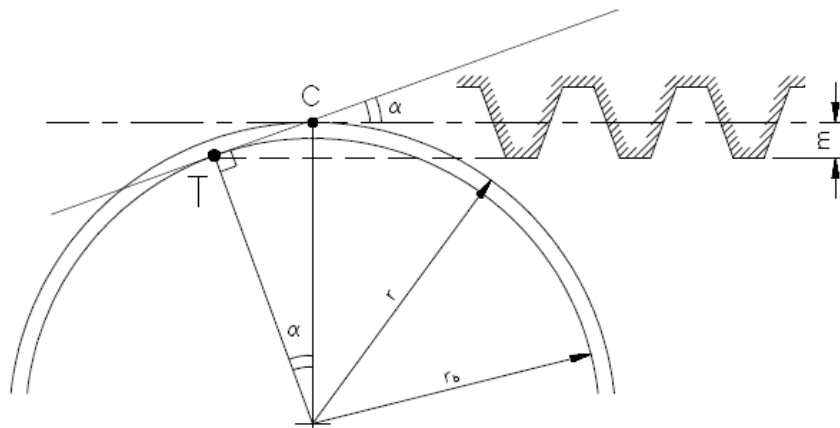


Figura 5.57 Representación de una cremallera normalizada de talla para la generación de dientes de engranajes [18].

Para dentados sin desplazamiento (línea primitiva de la cremallera tangente a la circunferencia primitiva de referencia), las dimensiones del perfil de referencia del dentado y de la herramienta asociada a él están normalizados (UNE e ISO) y vienen dadas por las expresiones de la tabla 5.8.

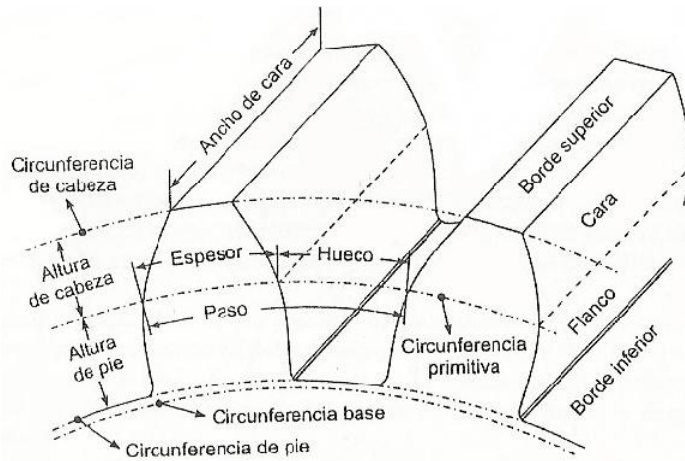


Figura 5.58 Representación de los parámetros más representativos de un engranaje [18].

Parámetros	Perfil de referencia normalizado
Ángulo de presión de referencia	α
Módulo	m
Addendum o altura de cabeza	$h_a=m$
Dedendum o altura de pie	$h_f=1,25m$
Altura de trabajo	$h_w=2m$
Juego en cabeza	$c=0,25m$
Altura total del diente	$h=2,25m$
Espesor	$s=m\pi/2$
Hueco	$e= m\pi/2$
Diámetro primitivo piñón	d
Paso	$p=s+e$

Tabla 5.8 Parámetros normalizados del dentado de un engranaje [18].

Para el conjunto piñón- cremallera del modelo:

Parámetros		
Ángulo de presión de referencia	α	20°
Módulo(mm)	m	2
Addendum o altura de cabeza (mm)	$h_a=m$	2
Dedendum o altura de pie (mm)	h_f	2,5
Altura de trabajo (mm)	h_w	4
Juego en cabeza (mm)	c	0,5
Altura total del diente (mm)	h	4,5
Espesor (mm)	s	π
Hueco (mm)	e	π
Diámetro primitivo piñón (mm)	d	46

Tabla 5.9 Parámetros del dentado.

5.6.1 Posibles fallos.

Se pueden producir básicamente dos tipos de fallos [20]:

- Fallos por rotura a flexión en la base del diente: este tipo de fallo ocurrirá cuando el esfuerzo máximo en los dientes sea mayor o igual que la resistencia a fluencia o el límite de resistencia a fatiga.
- Fallos por deterioro superficial en los flancos de los dientes: un fallo en la superficie sucede cuando el esfuerzo máximo de contacto sea igual o mayor a la resistencia a fatiga en la superficie.

5.6.1.1 Cálculo de la seguridad del engranaje por rotura en la base del diente

Las posibles causas de fallos por rotura en la base del diente pueden ser:

- Rotura violenta por su base debido a sobrecargas en la transmisión.
- Rotura esquinada a causa de una excesiva desigual distribución de carga a lo largo del ancho del diente, que puede ser debido a errores de montaje, errores de alineación de flancos por fabricación y/o distorsiones por deformación bajo carga.

La carga transmitida se reparte entre las parejas de dientes que están engranando a la vez, pero el porcentaje soportado por cada una es difícil de evaluar. Para facilitar los cálculos se recurre a normas internacionales que evalúan el reparto de la carga aproximando aceptablemente bien el porcentaje soportado por cada pareja de dientes que engranan a la vez.

Las normas más difundidas a tal efecto son:

- Norma A.G.M.A. (*American Gear Manufacturers Association*).
- Norma I.S.O. (*International Standard Organisation*).

En cuanto al reparto de la carga transmitida, la norma I.S.O. sigue el criterio mostrado en la figura 5.59.

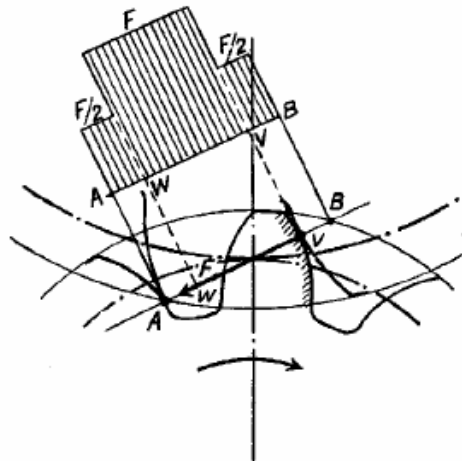


Figura 5.59 Reparto de la carga transmitida según la norma I.S.O. [20].

La figura muestra la repartición de la fuerza F durante el engrane $AV=BW$. Entre W y V la fuerza sólo es transmitida por una pareja de dientes, mientras que entre AW y VB dos parejas se reparten la carga equitativamente (al menos teóricamente, si hacemos abstracción de los errores de dentado y la flexión de los dientes).

En cuanto al reparto de la carga transmitida, la norma A.G.M.A sigue el criterio mostrado en la figura 5.60.

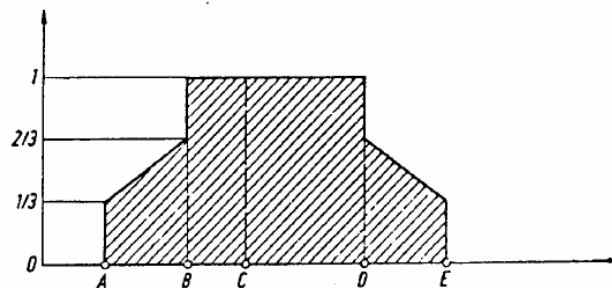


Figura 5.60 Reparto de la carga transmitida según la norma A.G.M.A. [20].

La figura muestra el factor de distribución de carga a lo largo de la línea de engrane. Este factor de carga parte del valor $1/3$ al inicio del engrane, aumenta linealmente con la posición del punto del contacto hasta el valor $2/3$ en el punto de contacto único, donde salta bruscamente a 1 , valor que se mantiene hasta el otro extremo del intervalo de contacto único donde vuelve a saltar a $2/3$, para descender linealmente hasta $1/3$ en el punto de finalización del engrane.

Debido a la carga transmitida durante el engrane, en la base de los dientes se producen tensiones debidas a la flexión. El valor de estas tensiones no es igual en todos los puntos del diente.

Los puntos decisivos para el cálculo de la tensión en la base del diente son los extremos de la trayectoria del punto de engrane, puntos de contacto único, durante el cual la transmisión de la carga la realiza una pareja de dientes en solitario. Estos puntos son los más desfavorables desde el punto de vista de la tensión.

El movimiento de la rueda motriz sobre la conducida origina un esfuerzo normal F en la zona de contacto de los dientes. Se puede suponer que este esfuerzo está aplicado en el punto de contacto único, que es el punto más crítico para el cálculo de la tensión en la base del diente.

El esfuerzo F se puede deslizar hasta el plano axial medio del diente y descomponerlo según esa dirección y su perpendicular, figura 5.61.

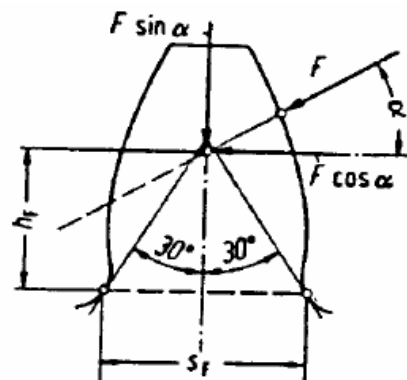


Figura 5.61 Esfuerzo F en la zona de contacto de los dientes. [20].

- Componente de compresión: $F \sin \alpha$.
- Componente de flexión: $F \cos \alpha$.

La componente de flexión produce una tensión variable que produce fallo por fatiga en la base del diente. El fallo por fatiga se produce siempre en la zona de la base del diente en el que la flexión produce una tensión de tracción, figura 5.62.

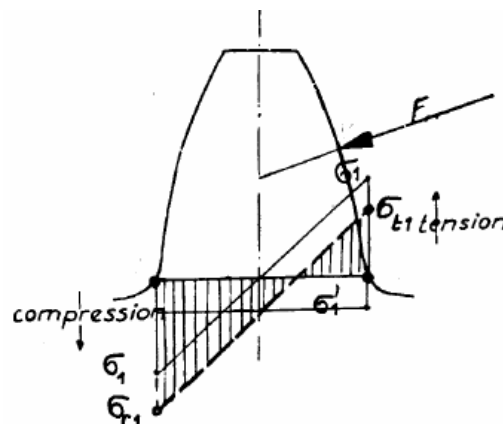


Figura 5.62 Fallo por fatiga en la base del diente. [20].

Es muy complicado cuantificar mediante cálculos sencillos el valor de las tensiones en la base del diente. Para facilitar el cálculo se recurre a los estándares dictados por las norma A.G.M.A.

Se comprueba en el análisis realizado por el programa Autodesk® Inventor® con el método de elementos finitos, que las mayores tensiones se producen en la base del diente tanto de la cremallera como de la rueda dentada.

Para calcular la seguridad frente al fallo se debe conocer la tensión a la que está sometido (esfuerzo de flexión) y su resistencia (esfuerzo de flexión admisible). El esfuerzo de flexión debe ser siempre menor que el esfuerzo de flexión admisible.

Para calcular el valor de los esfuerzos se recurre a una serie de factores cuyos valores están tabulados y que han sido calculados previamente para diferentes tipos y condiciones de funcionamiento de una transmisión mediante engranajes.

Los valores de estos factores son diferentes para las normas I.S.O. y A.G.M.A. Se emplea la norma A.G.M.A. como método de cálculo en la que se muestran las gráficas utilizadas a continuación. El método A.G.M.A. compara una tensión (esfuerzo de contacto) con una resistencia (esfuerzo de contacto admisible).

Se calcula para el caso de la rueda dentada, así como también se empleará la fuerza de avance del émbolo por ser de mayor magnitud y por tanto más restrictiva.

- Cálculo del esfuerzo por flexión:

$$\sigma = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_S}{K_V} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m}$$

Siendo:

- b: ancho del diente.
- m: módulo del engrane.
- F_t : fuerza tangencial transmitida.
- J: factor geométrico. Introduce la influencia de la forma del diente, la posición en la cual es aplicada la carga más dañina potencialmente y los efectos de concentración de tensiones que dependen de la geometría, figura 5.63.
- K_a : factor de aplicación. Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas provenientes de fuerzas exteriores al engranaje, figura 5.64.

- K_m : factor de distribución de la carga. Tiene en cuenta la mala distribución de la carga entre parejas de dientes y a lo ancho del diente, figura 5.65.
- K_s : factor de tamaño. Tiene en cuenta la posible existencia de discontinuidad en las propiedades del material, figura 5.66.
- K_v : factor dinámico. Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas internas producidas por las vibraciones que sufre el engranaje. Depende del número de calidad A.G.M.A. Q_v , figura 5.67.

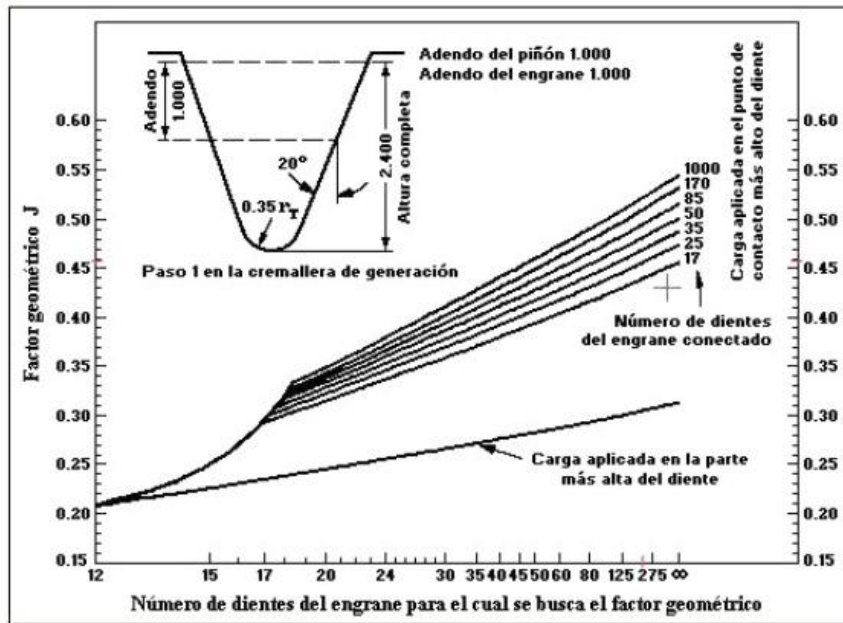


Figura 5.63 Factor geométrico (J) [20].

FUENTE DE ENERGÍA	CARGA EN LA MÁQUINA IMPULSADA		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque Ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque Mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

Figura 5.64 Factor de aplicación (K_a) [20].

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA in (mm)			
	≤ 2 (50)	6 (150)	9 (225)	≥ 16 (400)
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de cara	1.60	1.70	1.80	2.0
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	>2.0			

Figura 5.65 Factor de distribución de la carga (K_m) [20].

El objetivo del Factor de Tamaño es considerar una posible falta de uniformidad en las propiedades del material.

Siempre que se haga una elección adecuada del acero en función del tamaño de la pieza, del tratamiento térmico y del proceso de templado o endurecimiento, la AGMA recomienda que se utilice un factor de tamaño igual a la unidad.

En caso contrario, se deberá utilizar un factor mayor que la unidad.

Figura 5.66 Factor de tamaño (K_s) [20].

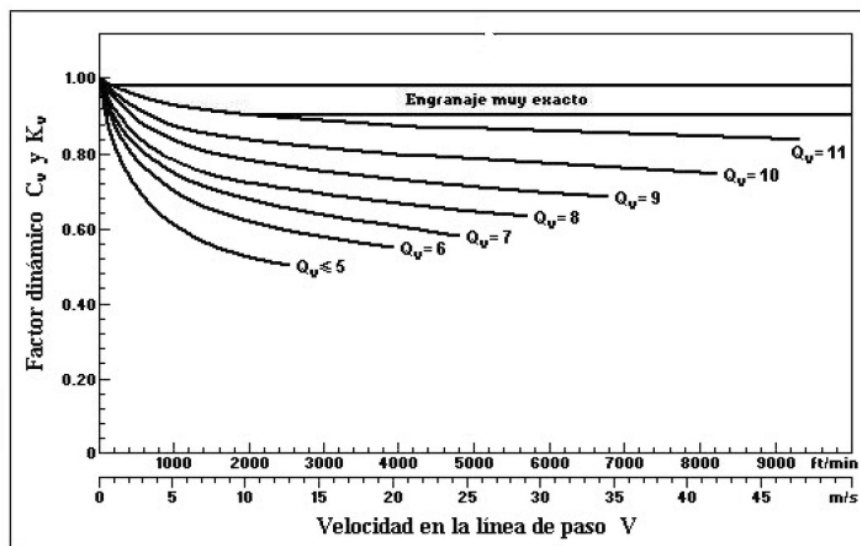


Figura 5.67 Factor dinámico (K_v) [20].

Así, se obtiene:

Parámetros							
b (mm)	m (mm)	F _t (N)	J	K _a	K _m	K _s	K _v
4	2	42,40	0,22	1,25	1,6	1	1

Tabla 5.10 Parámetros para el cálculo del esfuerzo por flexión.

Por tanto:

$$\sigma = 48,18 \text{ MPa}$$

- Cálculo del esfuerzo por flexión admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_T \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

Siendo:

- S_T: resistencia a flexión. Es una propiedad del material y se asigna por ensayo, figura 5.68.
- K_L: factor de duración para la tensión de flexión. Tiene en cuenta el efecto del requerimiento de vida para calcular la máxima tensión permisible, figura 5.69.
- K_T: factor de temperatura. Tiene en cuenta el efecto de la temperatura de operación del engranaje, figura 5.70.
- K_R: factor de confiabilidad. Tiene en cuenta el efecto de la distribución estadística normal de fallos encontrados en los materiales de prueba, figura 5.71.

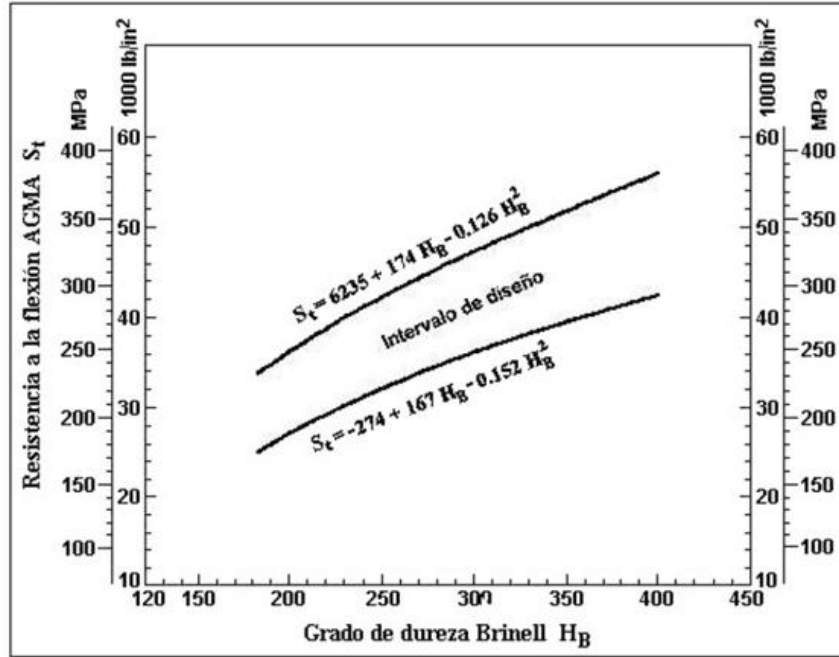


Figura 5.68 Resistencia a la flexión (S_T) [20].

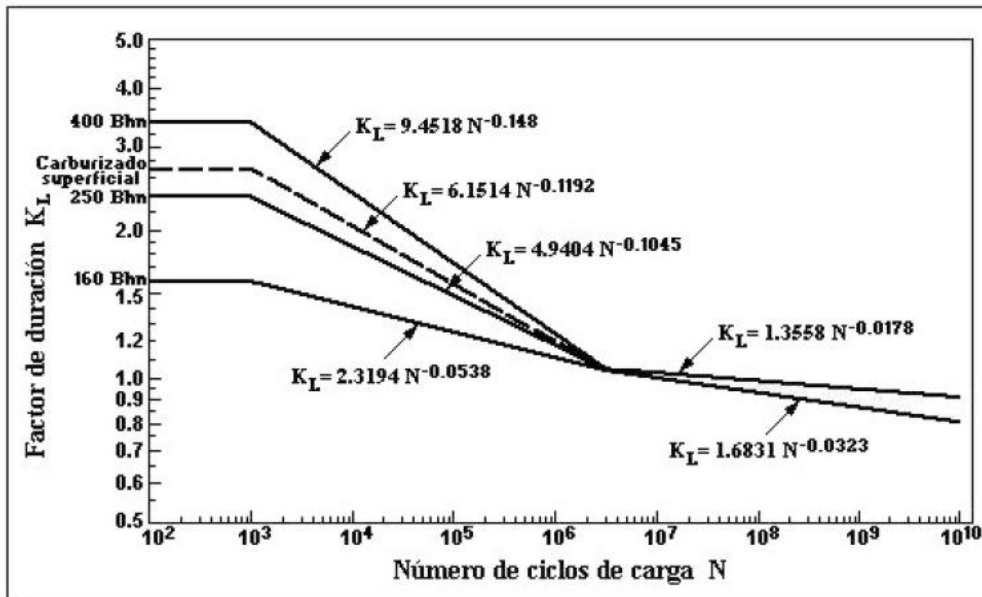


Figura 5.69 Factor de duración para la tensión de flexión (K_L) [20].

El Factor de Temperatura se emplea para corregir la variación que sufre el Esfuerzo Admisible considerando la temperatura del aceite de la lubricación.

Para temperaturas hasta de 250° F (121° C), dicho factor es generalmente igual a la unidad. Cuando se tengan temperaturas superiores debe usarse la ecuación:

$$K_T = C_T = \frac{460 + T}{620}$$

: donde T es la temperatura pico de operación del aceite en grados Fahrenheit.

Nota: En el caso de engranes con superficie carburizada, la ecuación se deberá emplear a partir de 160° F.

Figura 5.70 Factor de temperatura (K_T) [20].

CONFIABILIDAD (%)	FACTOR K_R y C_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura 5.71 Factor de confiabilidad (K_R) [20].

Así, se obtiene:

Parámetros			
S_T (MPa)	K_L	K_T	K_R
210	1,45	1	0,9

Tabla 5.11 Parámetros para el cálculo del esfuerzo por flexión admisible.

Para hallara K_L se supone una duración de 10^5 ciclos.

Por tanto:

$$\sigma_{adm} = 338,33 \text{ MPa}$$

- Seguridad ante el fallo por fatiga de flexión en la base del diente:

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = 7,022$$

5.6.1.2 Cálculo de la seguridad en engranajes por deterioro superficial en los flancos del diente

El segundo tipo de fallo que puede sufrir un engranaje se produce en el flanco superficial. Existen diferentes causas que pueden producir este tipo de fallo [20].

Causas:

- Fluencia superficial: si el material es demasiado blando, cuando el engranaje está sometido a carga, la superficie de los flancos puede entrar en fluencia.
- Fluencia en la zona de transición de la capa endurecida: en los flancos con un endurecimiento superficial, la zona de transición de la capa endurecida puede entrar en fluencia. Al perder apoyo la capa endurecida se producirá entonces ondulaciones o desmoronamientos en los flancos.
- Gripado: es un fallo relacionado con la lubricación. Cuando se produce un aumento de la temperatura, la película de lubricante se rompe lo que conlleva el contacto metal-metal, este fallo se manifiesta por la formación de estrías en la dirección del deslizamiento.
- Picado superficial: el picado superficial se produce por fatiga en la superficie del flanco del diente.

Para realizar el cálculo de la seguridad frente al fallo por deterioro superficial en los flancos de los dientes, el método empleado, tanto por las normas I.S.O. como A.G.M.A, es análogo al empleado en el caso del cálculo por flexión en la base del diente.

Se emplea la norma A.G.M.A. como método de cálculo en la que se muestran las gráficas utilizadas a continuación.

- Cálculo del esfuerzo de contacto:

$$\sigma_c = C_P \left[\frac{C_a \cdot C_m \cdot C_S \cdot C_F}{C_V} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot l} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Siendo:

- C_a : factor de aplicación para esfuerzo de contacto, figura 5.64.
- C_P : coeficiente elástico. Depende de los módulos de Young y de Poisson, y de las superficies de acuerdo curvadas de los dientes, figura 5.72.

- C_m : factor de distribución de carga. Tiene en cuenta la distribución uniforme de la carga a lo largo de la longitud del diente, figura 5.65.
- C_S : factor de tamaño para esfuerzo de contacto, figura 5.66.
- C_v : factor dinámico. Tiene en cuenta el efecto de la calidad del dentado relacionado con la velocidad y la carga, figura 5.67.
- C_F : factor de estado o condición de superficie, figura 5.73.
- I : factor geométrico para esfuerzo de contacto. Tiene en cuenta la geometría del engranaje.

$$I = \frac{\text{sen } \alpha \cdot \text{cos } \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i + 1}$$

- m_n es el módulo normal del engranaje.
- F_t : fuerza tangencial transmitida.
- b : ancho del diente.
- d_p : diámetro primitivo.

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL PIÑÓN lb/in ² (MPa)	MATERIAL Y MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL ENGRANE O RUEDA lb/in ² (MPa)					
		Acero	Hierro Maleable	Hierro Nodular	Hierro Fundido	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
		30x10 ⁶ (2x10 ⁵)	25x10 ⁶ (1.7x10 ⁵)	24x10 ⁶ (1.7x10 ⁵)	22x10 ⁶ (1.5x10 ⁵)	17.5x10 ⁶ (1.2x10 ⁵)	16x10 ⁶ (1.1x10 ⁵)
Acero	30x10 ⁶ (2x10 ⁵)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro Maleable	25x10 ⁶ (1.7x10 ⁵)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro Nodular	24x10 ⁶ (1.7x10 ⁵)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro Fundido	22x10 ⁶ (1.5x10 ⁵)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de Aluminio	17.5x10 ⁶ (1.2x10 ⁵)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de Estaño	16x10 ⁶ (1.1x10 ⁵)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Figura 5.72 Coeficiente elástico (C_p) [20].

Se recomienda emplear valores mayores que la unidad para el Factor de Estado o Condición de la Superficie cuando existan defectos evidentes en la misma.

Como valores orientativos pueden utilizarse los

- Defectos de acabado en la superficie: Cf= 1,25
- Esfuerzos Residuales: Cf= 1,25
- Combinación de ambos: Cf= 1,5

Figura 5.73 Factor de estado o condición de superficie (C_F) [20].

Así, se obtiene:

Parámetros									
b (mm)	d _p (mm)	F _t (N)	I	C _a	C _P (MPa) ^{0,5}	C _m	C _S	C _v	C _F
4	46	42,40	0,16	1,25	191	1,6	1	1	1,25

Tabla 5.12 Parámetros para el cálculo del esfuerzo de contacto.

Por tanto:

$$\sigma_c = 362,42 \text{ MPa}$$

- Cálculo del esfuerzo de contacto admisible:

$$\sigma_{Cadm} = \frac{S_C \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

Siendo:

- S_C: resistencia a la fatiga. Es característica de cada material y se determina por ensayo, figura 5.74.
- C_L: factor de duración, figura 5.75.
- C_H: factor de dureza, figura 5.76.
- C_T: factor de temperatura, figura 5.70.
- C_R: factor de confiabilidad, figura 5.71.

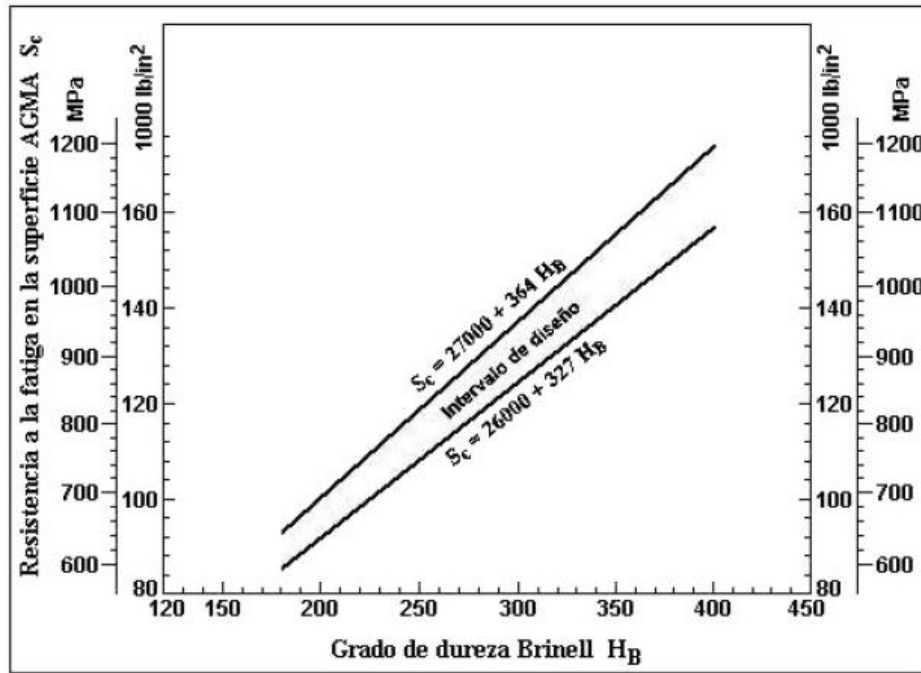


Figura 5.74 Resistencia a la fatiga (S_c) [20].

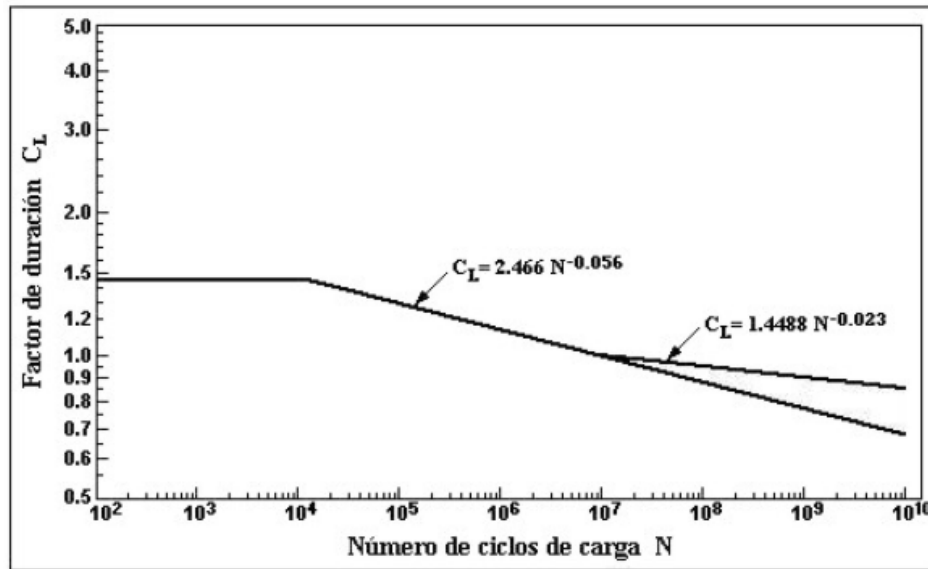


Figura 5.75 Factor de duración (C_L) [20].

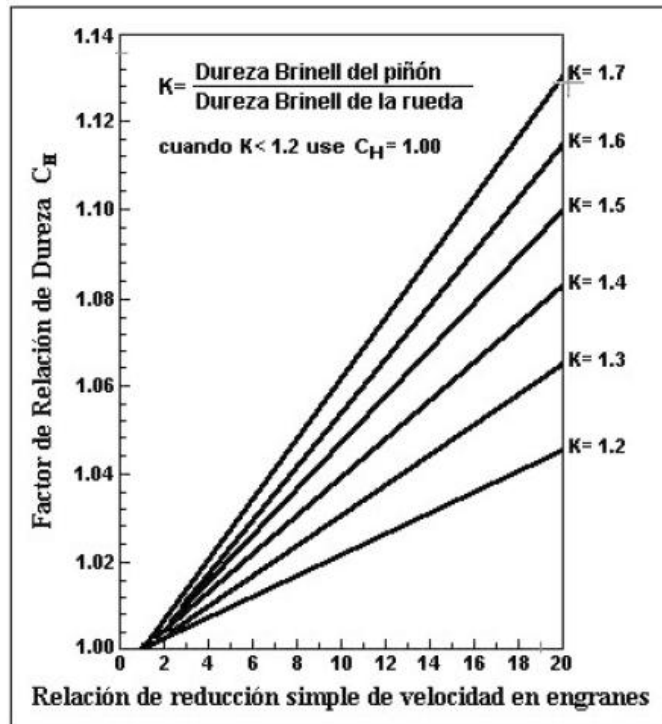


Figura 5.76 Factor de dureza (C_H) [20].

Así, se obtiene:

	Parámetros			
S_C (MPa)	C_L	C_H	C_T	C_R
720	1,29	1	1	0,9

Tabla 5.13 Parámetros para el cálculo del esfuerzo de contacto admisible.

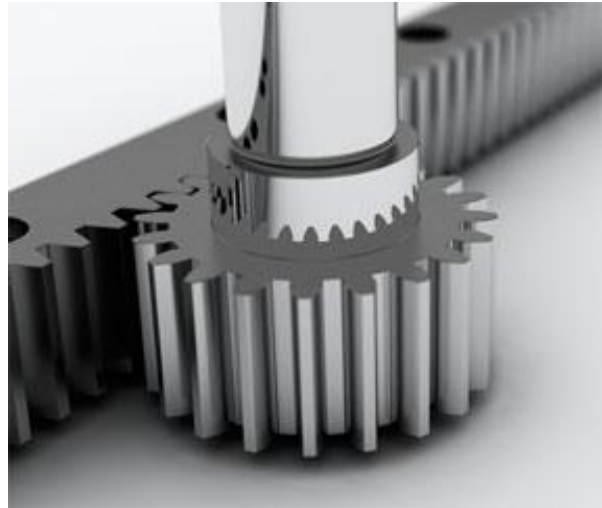
Por tanto:

$$\sigma_{Cadm} = 1,032 \text{ GPa}$$

- Seguridad ante el fallo por fatiga superficial:

$$n = \frac{\sigma_{Cadm}}{\sigma_C} = 2,85$$

Tanto en el análisis de elementos finitos que proporciona el programa como los resultados obtenidos analíticamente, se puede concluir que debido a los altos factores de seguridad, se descarta que tanto la cremallera como la rueda dentada, sufran cualquier tipo de fallo de los analizados.



Capítulo 6

FABRICACIÓN Y PRESUPUESTO

A través del modelo 3D realizado en Autodesk® Inventor® que facilita el diseño, la visualización y la simulación del sistema de agarre, se comprueba que el mecanismo cumple con los requisitos para los que fue diseñado y no se producen interferencias entre los componentes, de esta manera se puede afirmar que es apto para su construcción y puesta en marcha en el laboratorio.

Por ello, se definen unos requisitos básicos que ha de cumplir:

- El sistema de anclaje será lo más sencillo posible, intentando minimizar el número de piezas que intervienen.
- Se han diseñado piezas para un montaje cómodo y sencillo.
- El mantenimiento de las piezas expuestas a desgastes no supondrán grandes costes.
- Fácil de mecanizar.

6.1 Fabricación

Para la fabricación del modelo, una vez realizados los planos se mandan al Departamento de Mecanizado y Mantenimiento del Colegio Salesianos Atocha (Ronda de Atocha 27, 28012 de Madrid).

Todas las piezas, a excepción de los cojinetes y piezas normalizadas como tornillos, tuercas y arandelas, son de acero inoxidable de 4mm de espesor. Se ha elegido este material por ser extremadamente fuerte y con buena maquinabilidad para uso mecánico. Las piezas se obtienen en un centro de mecanizado.




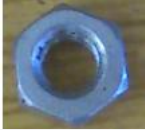
Los cojinetes de fricción se programan en un torno CNC Fagor 8050 (Anexo E). Al querer obtener una pieza de revolución, el empleo de este tipo de herramientas va a hacer que el trabajo sea más rápido y eficaz. Con esta máquina se realiza la forma exterior y el taladro. Se emplea un plato de tres garras, las cuales se encuentran unidas al husillo principal generalmente por roscado, este sistema permite realizar los mecanizados exteriores e interiores necesarios para obtener la pieza final. En el torno se realizan las operaciones de: refrentado, perfilado, achaflanado, tronzado y taladrado, necesarias para la obtención del cojinete de fricción empleado en el presente Proyecto.

Es ahora cuando se obtienen las piezas mostradas en el capítulo 3, que se observan, de nuevo, en la figura 6.1.



Figura 6.1 Conjunto de piezas de acero.

En la tabla 6.1 se realiza una clasificación de las piezas, así como las cantidades utilizadas de las mismas.

Piezas			
	<p>Base</p> <p>Cantidad: 1</p>		<p>Tapa</p> <p>Cantidad: 1</p>
	<p>Rueda dentada</p> <p>Cantidad: 2</p>		<p>Rótula</p> <p>Cantidad: 2</p>
	<p>Brazo</p> <p>Cantidad: 4</p>		<p>Cremallera</p> <p>Cantidad: 1</p>
	<p>Tope de la cremallera</p> <p>Cantidad: 1</p>		<p>Base inferior</p> <p>Cantidad: 2</p>
	<p>Tuerca M3</p> <p>ISO 4032</p> <p>Cantidad: 11</p>		<p>Arandela M3</p> <p>ISO 7089</p> <p>Cantidad: 22</p>

	<p>Tornillo M3</p> <p>ISO 4762</p> <p>Cantidad: 11</p>		<p>Cojinete</p> <p>Cantidad: 8</p>
---	--	--	------------------------------------

Tabla 6.1 Clasificación de las piezas de acero inoxidable.

6.2 Montaje

Teniendo en cuenta la perspectiva explosionada que se muestra en la figura 6.2, se explica su montaje con las piezas reales.

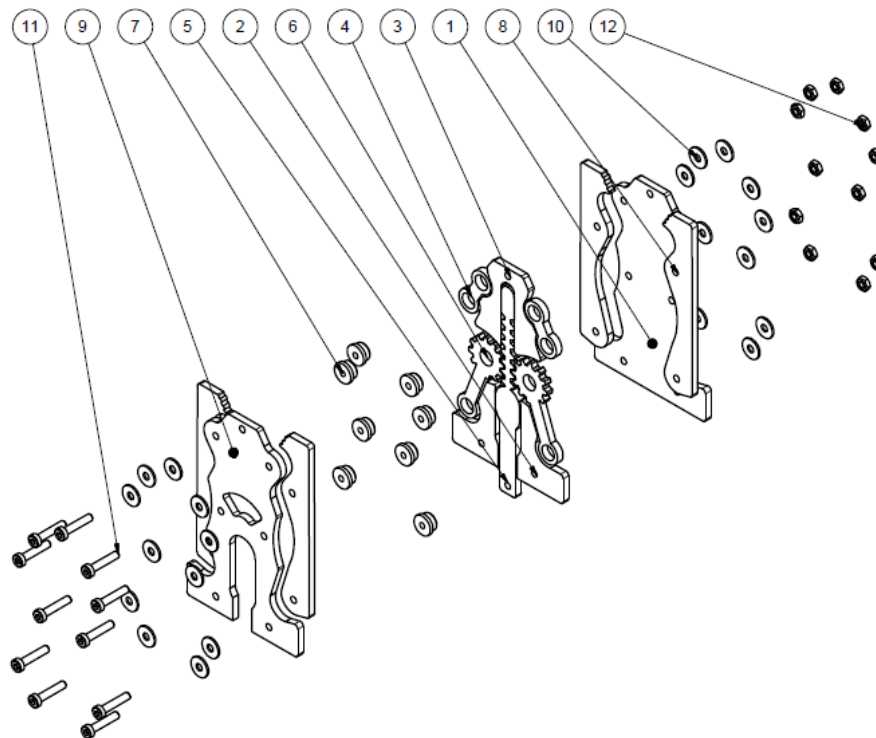


Figura 6.2 Componentes del modelo final de pinza.

LISTA DE PIEZAS		
Elemento	Cantidad	Nombre
1	1	Base
2	2	Base inferior
3	1	Tope de la cremallera
4	2	Rótula
5	1	Cremallera
6	2	Rueda dentada
7	8	Cojinete
8	4	Brazo
9	1	Tapa
10	22	ISO 7089
11	11	ISO 4762 M3 x 25
12	11	ISO 4032 M3

Tabla 6.2 Nombre de los componentes.

6.2.1 Sistema de agarre

En la figura 6.3a se observa la base. En la figura 6.3b se superponen las piezas intermedias y los brazos inferiores. A continuación, se superponen los cojinetes, los brazos superiores y la tapa, atornillándose como puede apreciarse en la figura 6.3c.



Figura 6.3 Montaje del sistema de agarre: (a) parte inferior, (b) intermedia y (c) parte superior.

El montaje de cada uno de los brazos se detalla en la figura 6.4.



Figura 6.4 Montaje de los brazos.

Para mayor claridad la secuencia de piezas que constituye el brazo y que se detalla en la perspectiva explosionada es: tornillo, arandela, brazo, cojinete, rótula, brazo, arandela y tuerca.

6.2.2 Circuito neumático

Para automatizar el sistema de agarre se diseña un circuito neumático, figura 6.5, de tal manera que cuando se acciona el pulsador de la válvula *a* el vástago se mete en el cilindro, tirando de la cremallera para que los brazos que constituyen las pinzas se extiendan y agarren el objeto. Al accionar el pulsador de *b*, las pinzas retornan a su posición inicial. En este tipo de cilindros de doble efecto se dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno.

En la figura 6.5 se muestra el esquema neumático. En la figura 6.5a se va a pulsar la seta de la válvula *a*, mientras que en la figura 6.5b las pinzas están abiertas sujetando el objeto y se pulsará la válvula *b* para que las pinzas vuelvan a su posición inicial y liberen dicho objeto.

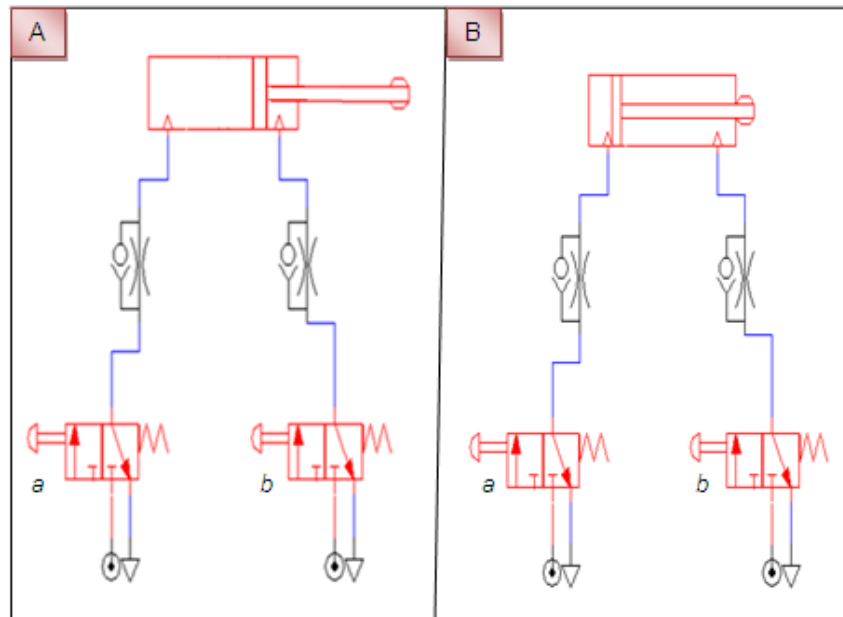


Figura 6.5 Circuito neumático: (a) pinzas en posición inicial, (b) pinzas sujetando al objeto.

En la figura 6.6 se muestra el circuito neumático montado.

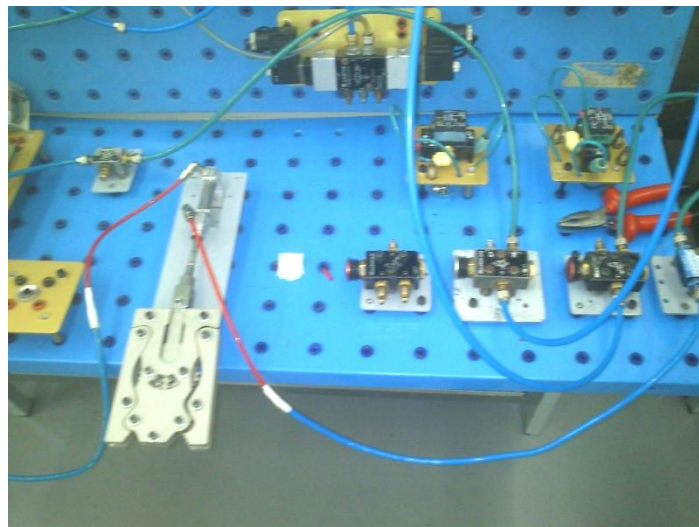


Figura 6.6 Circuito neumático montado en el laboratorio.

Los componentes utilizados en el circuito neumático se muestran en la tabla 6.3 y sus especificaciones se encuentran en Anexos.

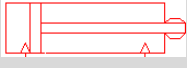

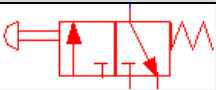
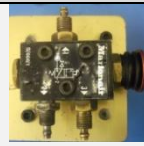
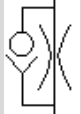

Esquema	Representación	Nombre del componente	Cantidad
		Cilindro de doble efecto CJ5-S	1
		Válvula 3/2 acciona por pulsador y retorno mediante resorte Serie MV. 0.230.109.311	2
		Válvulas antirretorno con regulación de caudal Serie VA-M5. 0.100.010.131	2

Tabla 6.3 Componentes utilizados en el montaje del primer circuito neumático.

Se lleva a cabo también un segundo esquema neumático, el representado en la figura 6.7. Al accionar el pulsador de la válvula 3/2 NC con retorno mediante resorte (A0), se desplaza la válvula 3/2 que está accionada neumáticamente en ambos extremos (FB0) y el vástago del cilindro sale. Se acciona la válvula 3/2, accionada por rodillo y retorno mediante resorte (A3), ésta hace que la válvula 4/2, accionada neumáticamente en ambos extremos (FM2) se desplace y el vástago entre, de tal manera que la cremallera retrocede y los brazos de la pinza se cierran sujetando el objeto. A continuación se acciona la válvula 3/2 (A2), que vuelve a desplazar la válvula 4/2 (FM0) haciendo que el vástago salga. Este proceso se repite indefinidamente hasta que se pulse la válvula 3/2 NC accionada con pulsador y retorno mediante resorte (D0).

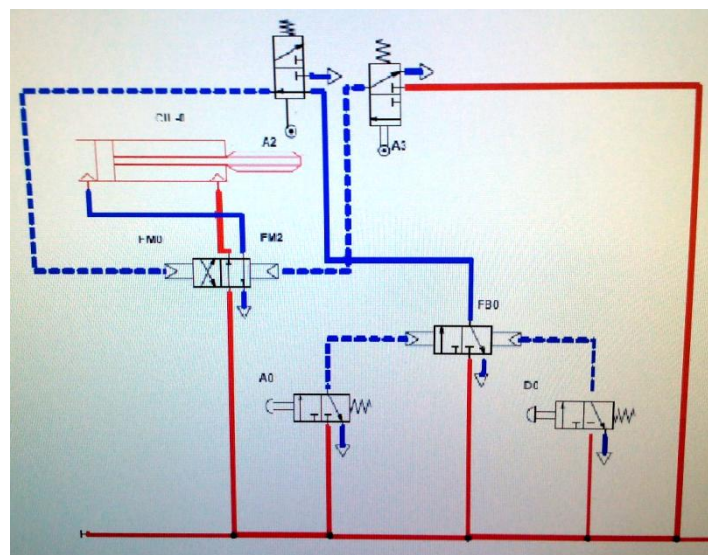


Figura 6.7 Segundo esquema neumático.

En este segundo esquema no se usan las válvulas antirretorno con regulación de caudal y se incorporan los elementos de la tabla 6.4, cuyas especificaciones se pueden ver en Anexos.

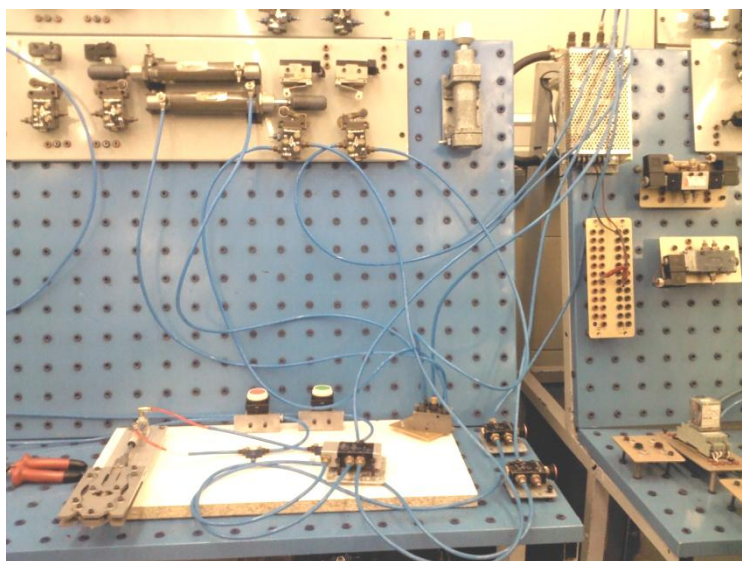


Figura 6.8 Segundo circuito neumático montado en el laboratorio.




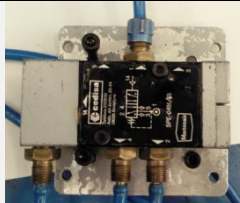
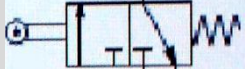

Esquema	Representación	Nombre del componente	Cantidad
		Válvula 4/2 accionada neumáticamente en ambos extremos Dual 4/2	1
		Válvula 3/2 accionada neumáticamente en ambos extremos Serie MV. 0.230.139.311	1
		Válvula 3/2 acciona por rodillo y retorno mediante resorte Serie MML. 0.230.125.300	2

Tabla 6.4 Componentes adicionales del segundo circuito neumático.

No se puede dejar de lado la importancia de las fijaciones rápidas en neumática, ya que las causas más comunes de pérdida de energía en sistemas de aire comprimido son las fugas y las caídas de presión.

Las fugas pueden ser una de las principales fuentes de energía mal gastada en los sistemas de aire comprimido. Pueden causar caídas en la presión del sistema y reducir la

vida útil de prácticamente todos los componentes del mismo. La presión de servicio de la red es de 6 bar.



Figura 6.9 Uniones en neumática

Se puede observar en la figura 6.10 un corte de una unión neumática.

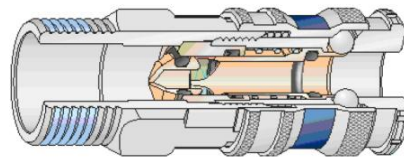


Figura 6.10 Plano de un acoplamiento en neumática

Las piezas que constituyen estas uniones rápidas tienen tolerancias pequeñas que garantizan un funcionamiento suave y eficaz en todo momento.

6.2.3 Integración del sistema de agarre y el actuador

Para acoplar las pinzas montadas anteriormente junto con el actuador, se procederá a su fijación en una placa de acero a través de los tornillos inferiores que atraviesan la base, bases inferiores y la tapa como se observa en la figura 6.11.



Figura 6.11 Montaje de las pinzas y el actuador.

Mediante una varilla se une el extremo del vástago a la cremallera a través del orificio que hay en la misma. De igual forma, el cilindro de doble efecto se fija a la placa de metal.

En la figura 6.12 se muestra la placa fijada a una tabla de madera, las válvulas de puesta en marcha y las válvulas reguladoras también quedan fijadas.

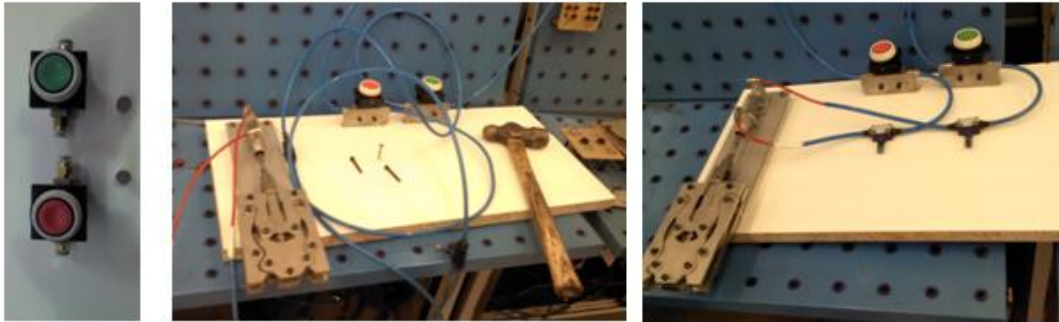


Figura 6.12 Proceso de montaje del primer circuito neumático.

Para llevar a cabo el segundo circuito neumático es necesario realizar un cambio; los tornillos que se utilizaron anteriormente para fijarlo en la tabla de madera se reemplazan por unas varillas roscadas. De esta manera se elevan las pinzas para poder colocar las válvulas final de carrera a la distancia correspondiente para que cuando las pinzas realicen su función se presionen dichas válvulas.

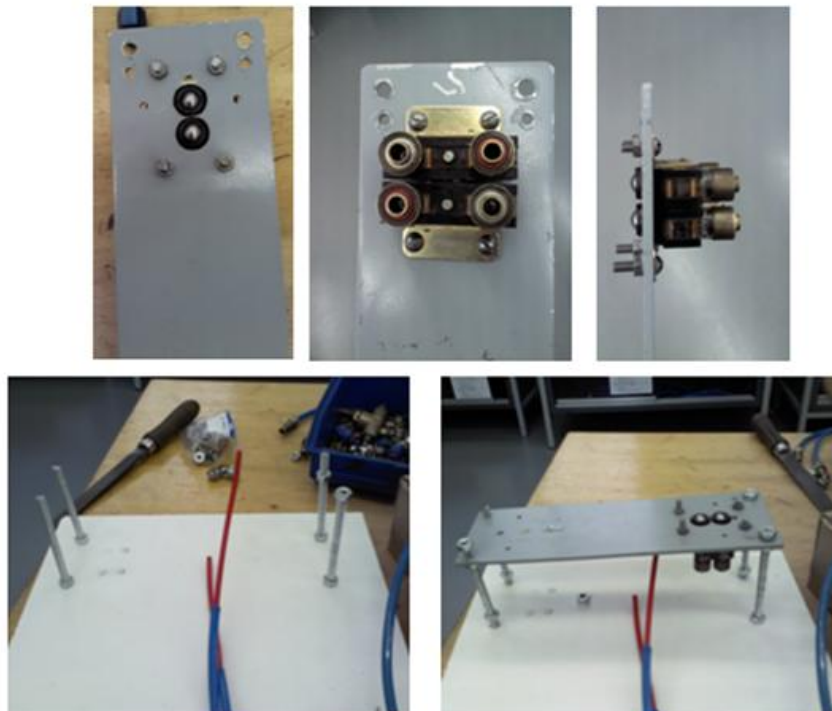


Figura 6.13 Colocación de las válvulas en la placa de metal.



Figura 6.14 Fijación de las pinzas y el cilindro de doble efecto en la placa.

Cuando se considere conveniente, es necesario lubricar con aceite de base mineral el sistema de transmisión, ya que se pueden observar el estado de los dientes a través de los orificios ubicados en la tapa.

6.3 Presupuesto

El precio de costo de un producto es el conjunto de gastos efectuados hasta tenerlo dispuesto para su comercialización, es un dato real, mientras que por el contrario el presupuesto es una mera estimación [21].

Cuando un cliente encarga la ejecución de un trabajo solicita un presupuesto para conocer el precio que se le cobrará por él. El presupuesto es una relación detallada de los gastos que va a originar la ejecución de un proyecto, y permite al fabricante estimar cuánto le costará producir el producto, ya que el coste real no puede ser conocido hasta que el producto realmente esté en producción.

Es importante que se elabore cuidadosamente, ya que si el precio es demasiado alto se correrá el peligro de quedar fuera de los precios del mercado y perder el pedido, y si es demasiado bajo puede conllevar pérdidas económicas.

Para la estimación del presupuesto se suele recurrir a dos procedimientos:

- *Cálculo directo*: se calculan los costes de fabricación a partir de tiempos calculados para las operaciones productivas y de datos obtenidos de tablas de tiempos aproximados para diferentes operaciones no productivas, como preparación de máquinas o tiempos de maniobra.
- *Cálculo comparativo*: se basa la comparación del proyecto con otros anteriores similares cuyo costo es conocido, introduciendo las correcciones oportunas.

Durante la fase de fabricación se incluyen una serie de gastos, desde la compra de los materiales hasta la adquisición de equipos, incluidos los denominados costes operativos, que son función de tiempos de fabricación.

6.3.1 Precio de costo

El precio de venta no coincide con el precio de costo, existe una diferencia que se denomina beneficio.

Los gastos de este conjunto serán de distinta naturaleza, se puede distinguir entre:

- *Costes de fabricación* C_f : incluyen todos los gastos directos para fabricar un producto como costo de materias primas, costo de mano de obra, utillajes, etc.
- *Costes generales* C_g : son aquellos que no se pueden asignar de forma directa a un producto determinado, lo cual dificulta su cálculo.

El coste total o precio de costo será, por tanto:

$$C_t = C_f + C_g$$

6.3.2 Precio de venta

El costo final C es la suma de los costos de fabricación más los costos generales. El precio de venta P se puede estimar a partir del beneficio esperado B (en %) y el coste total C_t .

$$P = \left(1 + \frac{B}{100}\right) \cdot C_t$$

6.3.3 Precio de venta de una pinza de sujeción con garras retráctiles

Los precios se han obtenido de las siguientes fuentes:

- Mano de obra Directa: Tablas salariales del Convenio Colectivo del Comercio del Metal 2009-2012.



- Precio hora máquina: Asociación Española de Fabricantes de Máquinas-Herramientas.
- Precio materia prima: Eversus Proyectos y suministros S.A.

Costo materia prima		
Material	Cantidad Kg	Precio €/kg
Acero inoxidable	1	1,45
<i>Total</i>		<i>1,45€</i>

Mano de obra				
Categoría profesional €/h	Máquina €/h	Cantidad horas operario	Cantidad horas máquina	Precio €
Oficial 1 ^a 6€/h	Centro de mecanizado 20€/h	8	1,6	80
Oficial 3 ^a 5 €/h	Torno 8€/h	0,25	0,1	2,05
<i>Total</i>				<i>82,05 €</i>

Costos generales de fabricación	18%	$82 \times 0,18 = 14,76$
Costos generales	30%	$82 \times 0,3 = 24,6$
<i>Total</i>		<i>39,36 €</i>

Productos				
UDS.	Código	Concepto	Importe Unitario €	Precio €
1	CJ5-S	SMC. Cilindro de doble efecto. Acero inoxidable	150	150

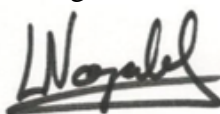
2	0.230.109.311	Micro. Serie MV. Válvula 3/2 accionada por pulsador y retorno mediante resorte.	110	220
2	0.100.010.131	Micro. Serie VA- M5. Válvula antirretorno con regulación de caudal.	54	108
1	0.230.139.311	Micro. Serie MV. Válvula 3/2 accionada neumáticamente en ambos extremos.	105	105
2	0.230.125.300	Micro. Serie MML. Válvula 3/2 accionada por rodillo y retorno mediante resorte	100	200
2	0.000.013.617	Metro tubo de poliamida.	20	40
1	Dual 4/2	Parker Pneumatic Válvula 4/2 accionada neumáticamente en ambos extremos	115	115
		Tornillería		16,50
<i>Total</i>				954,5

Beneficio	30%	$1077,36 \times 0,3 = 323,2$
<i>Total</i>		323,2

Precio Fabricación (Sin instalación ni transporte)	1400,5€
---	---------

Por último indicar que el precio de fabricación final, de una única pinza de sujeción con garras retráctiles, no se han considerado los costos de ingeniería.

Leganés a 4 de Junio de 2013



Fdo. Laura Nogales Jiménez. Ingeniera proyectista.

Capítulo 7



CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1 Conclusiones

El empleo de sistemas de agarre por parte de la humanidad ha evolucionado desde la antigüedad hasta nuestros días, creándose diseños mecánicos independientes.

En este Proyecto se ha realizado el diseño y análisis de una pinza de sujeción con dos garras retráctiles a partir de un diseño inicial, desarrollado previamente por el profesor Dr. Enrique Soriano de la Universidad Carlos III de Madrid.

Se ha utilizado el software de diseño Autodesk® Inventor® 2013 que ha permitido generar un modelo 3D exacto, llevando a cabo el diseño, la visualización y la simulación del sistema de agarre para alcanzar los objetivos del presente Proyecto Fin de Grado.

El diseño de los nuevos componentes se ha basado en la evolución de los originales y se han ensamblado de acuerdo con las relaciones asociativas que se les han asignado. Una vez ensamblado el conjunto, éste se ha simulado para comprobar su



correcto funcionamiento y detectar las posibles interferencias entre los componentes, no siendo detectadas ninguna de ellas.

Con el análisis cinemático del mecanismo y la representación de posición, velocidad y aceleración se ha comprobado que el modelo es capaz de funcionar correctamente.

Al elaborar la representación de las gráficas de aceleración se ha podido estimar las fuerzas de inercia que aparecen en el mecanismo como consecuencia del movimiento, lo que permite determinar que un mecanismo es mejor cuanto menor sea la aceleración máxima.

Con el modelo de elementos finitos se han comprobado las tensiones que se producen en la rueda dentada y la cremallera, estas piezas se han seleccionado dentro del conjunto mecánico porque se consideran que son las que resultan de mayor interés. Igualmente se ha sometido a análisis de tensiones el brazo en la acción de agarre del objeto.

Comparando el análisis de elementos finitos que proporciona el programa con los resultados obtenidos analíticamente se comprueba los fallos a los que pueden estar sometidos los dientes:

- Fallos por rotura a flexión en la base del diente.
- Fallos por deterioro superficial en los flancos de los dientes

Se puede concluir que debido a los altos factores de seguridad que se obtienen puede descartarse que tanto la cremallera como la rueda dentada, sufran cualquier tipo de fallo.

Finalmente se comprueba que el mecanismo desarrollado cumple las funciones para las cuales ha sido diseñado, mediante prototipos de bajo costo, cartulina y madera. Se puede concluir que todos los objetivos han sido alcanzados satisfactoriamente, por lo que se lleva a cabo la fabricación del prototipo experimental, fabricado por alumnos de Formación Profesional de Grado Medio del centro Salesianos de Atocha.

7.2 Trabajos futuros

A partir del trabajo desarrollado en el presente Proyecto, se dejan líneas abiertas para la mejora de la pinza de sujeción con garras retráctiles como son:

- Optimizar el mecanismo utilizando el programa Autodesk® Inventor® el cual, en el entorno de análisis de tensión es capaz de realizar estudios de optimización paramétrica, efectuando restricciones de diseño incluyendo la masa.
- Construir piezas de diferentes materiales, según las solicitudes a las que estén sometidas.
- Mejorar la transmisión del conjunto cremallera- rueda dentada.
- Diseñar un brazo mecánico de tal manera que las pinzas se colocarían en el extremo del mecanismo, dotando a la pinza capacidad para desplazarse por diferentes posiciones en el espacio. Podría realizarse el control mediante sensores electrónicos y un software de control.
- Determinar con estudios más exhaustivos las características del objeto que la pinza puede agarrar tal como forma, peso, rigidez del objeto, naturaleza del material, rugosidad del mismo, etc.
- Análisis del contacto entre la pinza y el objeto, cuyo estudio inicial se ha introducido en el Capítulo 2, apartado 2.6.



Capítulo 8

BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA

8.1 Bibliografía

[1] Giuseppe Carbone (ed.): “Grasping in Robotics”. Mechanisms and Machine Science, vol.10, Springer Verlag, London 2013

[2] Ettore D’Aliesio and Marco Ceccarelli, “A History of Artificial hands” Proceedings of MUSME 2011, International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics Valencia, Spain, 25-28 October 2011

[3] Osvaldo Hugo Penisi, Marco Ceccarelli, Giuseppe Carbone, “Clasificación de mecanismos en pinzas industriales de dos dedos”, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, vol.7, n.1, pp.59-75, 2003.

[5] Ceccarelli M., Nieto J., “El Agarre con Pinzas de Dos Dedos“, 1º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Madrid, Vol 4, 1993, pp. 171-176.

[6] Proceedings of the 13th WSEAS International Conference on SYSTEMS, An Optimum Design Algorithm for Mechanisms in Two-Finger Grippers, CHIARA LANNI and MARCO CECCARELLI, LARM: Laboratory of Robotics and

Mechatronics, DiMSAT, University of Cassino, Via Di Biasio 43, 03043 Cassino (FR) ITALY, <http://webuser.unicas.it/weblarm/larminindex.htm>

- [7] Comisión Europea. Directiva de Máquinas 98/37/CEE, 1998.
- [8] Comisión Europea. Directiva de Uso de Equipos 89/655/CEE, 1989.
- [9] EN ISO 12100-1:2004. Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos, principios generales para el diseño.
- [10] EN 954-1:1996. Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño.
- [11] EN 61496-1:1997. Seguridad de las máquinas. Equipos de protección electrosensibles. Parte 1: Requisitos generales y ensayos.
- [12] EN 1760-1:1997. Seguridad de las máquinas. Dispositivos de protección sensibles a la presión. Parte 1: Principios generales para el diseño y ensayo de alfombras y suelos sensibles a la presión.
- [13] EN 1088:1995. Seguridad de las máquinas. Dispositivos de enclavamiento asociados a resguardos. Principios para el diseño y la selección.
- [14] Suárez, J., Morán, S., Rubio, R., Gallego, R., Martín, S, “Diseño e ingeniería con Autodesk® Inventor®”. Pearson Educación S.S., Madrid, 2006. ISBN: 978-84-8322-332-1
- [16] Wasim Younis: “Inventor® y su simulación con ejemplos prácticos”. Marcombo S.A, 2012. ISBN: 978-84-267-1792-4
- [18] H. Rubio Alonso, C. Castejón Sisamón, J. C. García Prada: “Problemas resueltos de Teoría de Máquinas y Mecanismos”. Ed.: Thomson. 2007.
- [19] Thom Tremblay: “Autodesk® Inventor® 2012”. Ed. Anaya Multimedia Sybex (Traductor: Ana Belén Rubio Orraca). 2012.
- [20] Apuntes “Cálculo y diseño de máquinas”. Curso 2012-2013. Universidad Carlos III de Madrid. Grado en Ingeniería Mecánica.
- [21] M^a Henar Miguélez, José Luis Cantero, José Antonio Canteli, José Guillermo Filippone: “Problemas resueltos de Tecnología de Fabricación”. Ed.: Thomson. 2005.



[22] Apuntes “Mecánica de máquinas”. Curso 2010-2011. Universidad Carlos III de Madrid. Grado en Ingeniería Mecánica.

[23] Apuntes “Teoría de máquinas”. Curso 2010-2011. Universidad Carlos III de Madrid. Grado en Ingeniería Mecánica.

8.2 Webgrafía

[4] Blog de robótica: <http://solorobotica.blogspot.com.es/2012/05/un-gripper-universal-para-robots.html> (Última visita: 29/01/2013).

[15] Página oficial de Autodesk®: <http://www.autodesk.com/products/autodesk-inventor-family/overview> (Última visita: 05/04/2013).

[17] Página oficial de Automation Studio™: <http://automationstudio.com/educ/esp/product/Overview.htm> (Última visita: 5/04/2013).



GLOSARIO

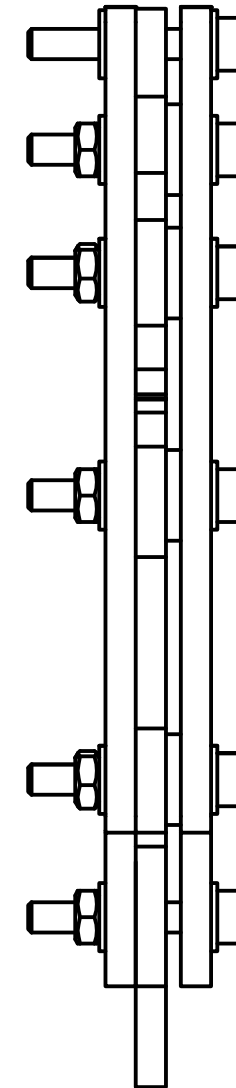
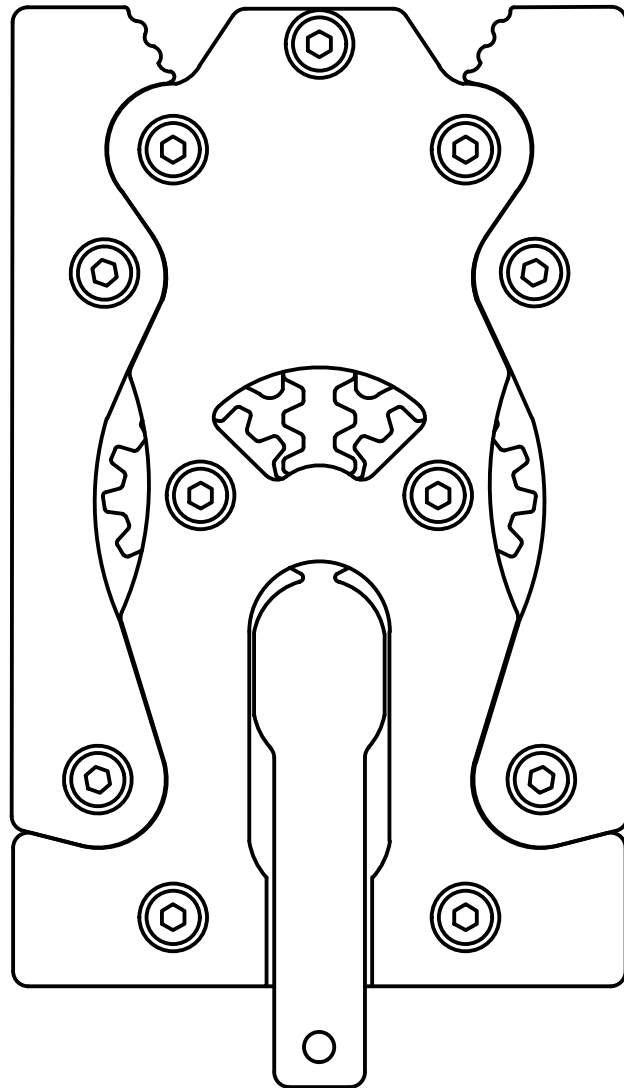
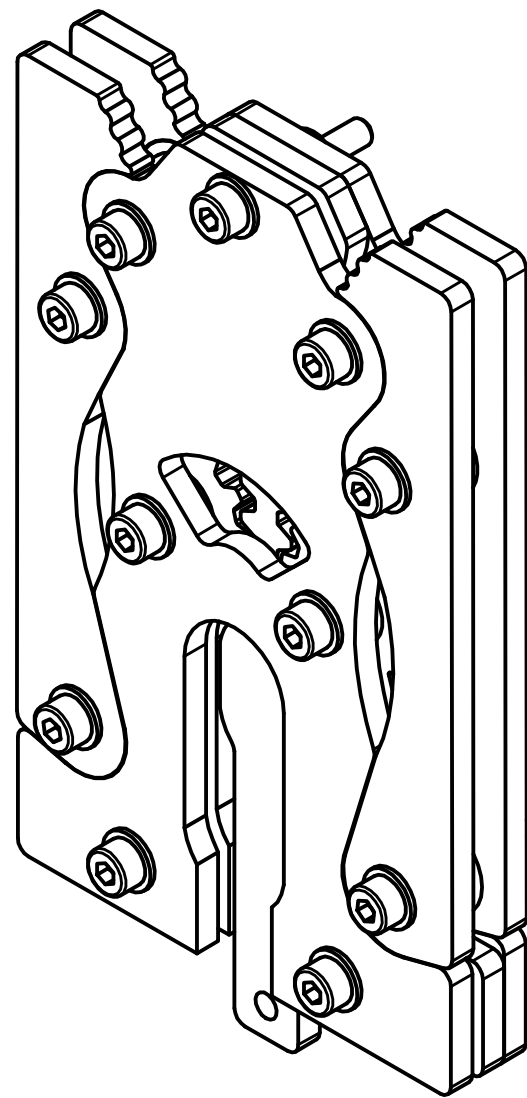
LARM	Laboratorio de Robótica y Mecatrónica, en Cassino
GDL	Grados de libertad
ANSI	American National Standards Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
FEA	Finite Element Analysis
CEF	Cálculo de elementos finitos
MEF	Finite Element Method



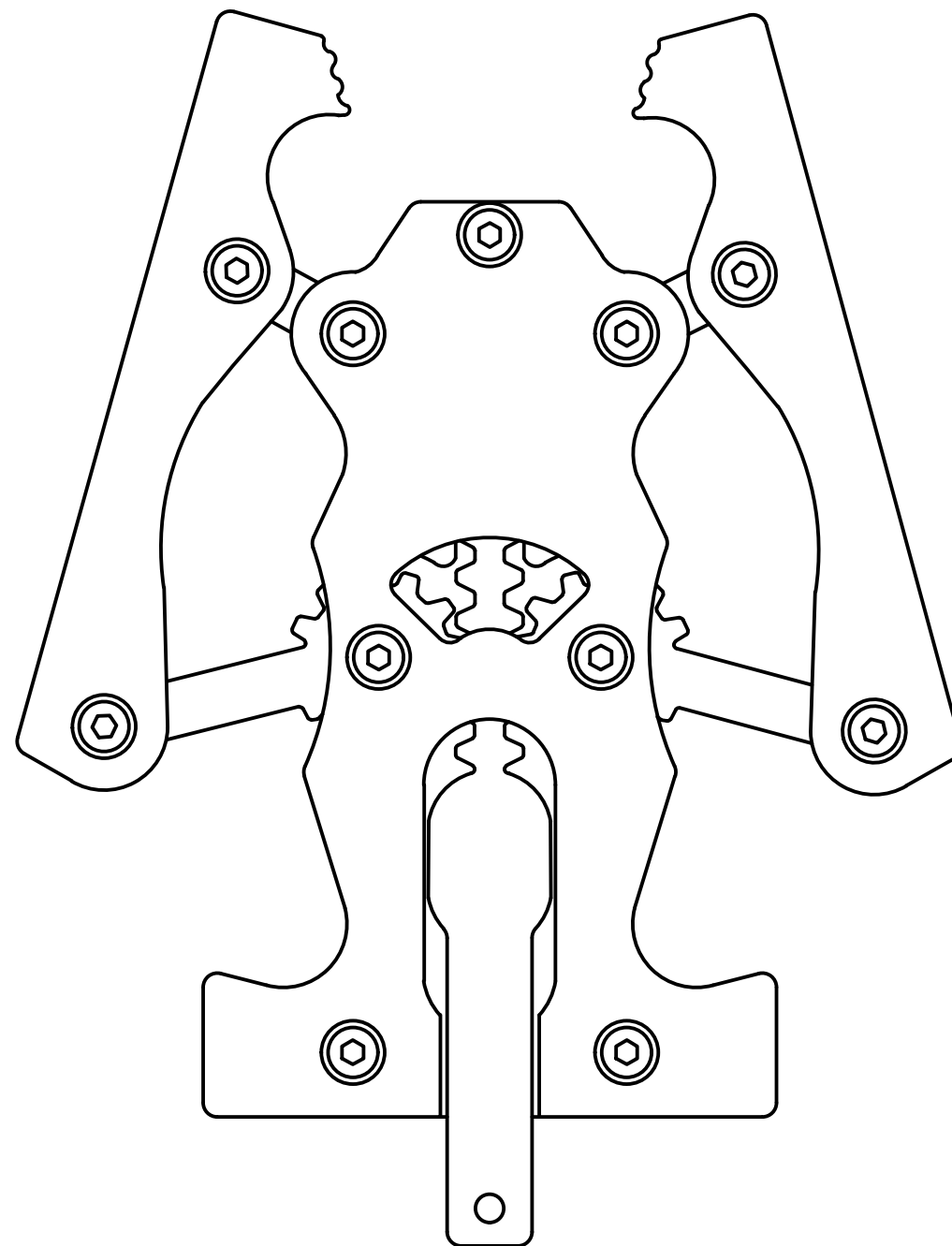
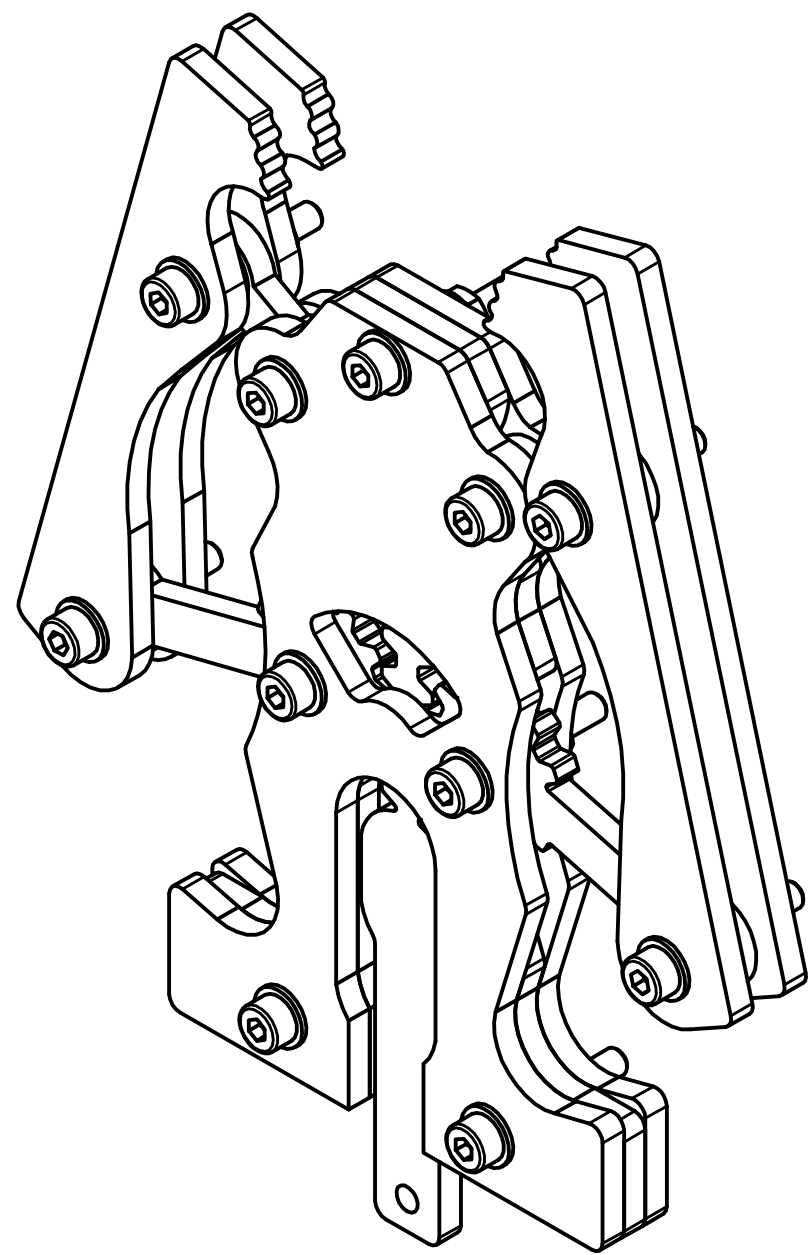
ANEXOS



Anexo A: Planos de conjunto.



Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 09/04/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
		Perspectivas Gripper	Hoja: 1 / 3



Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 09/04/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
		Perspectivas Gripper	Hoja: 2 / 3

6 5 4 3 2 1

D

D

C

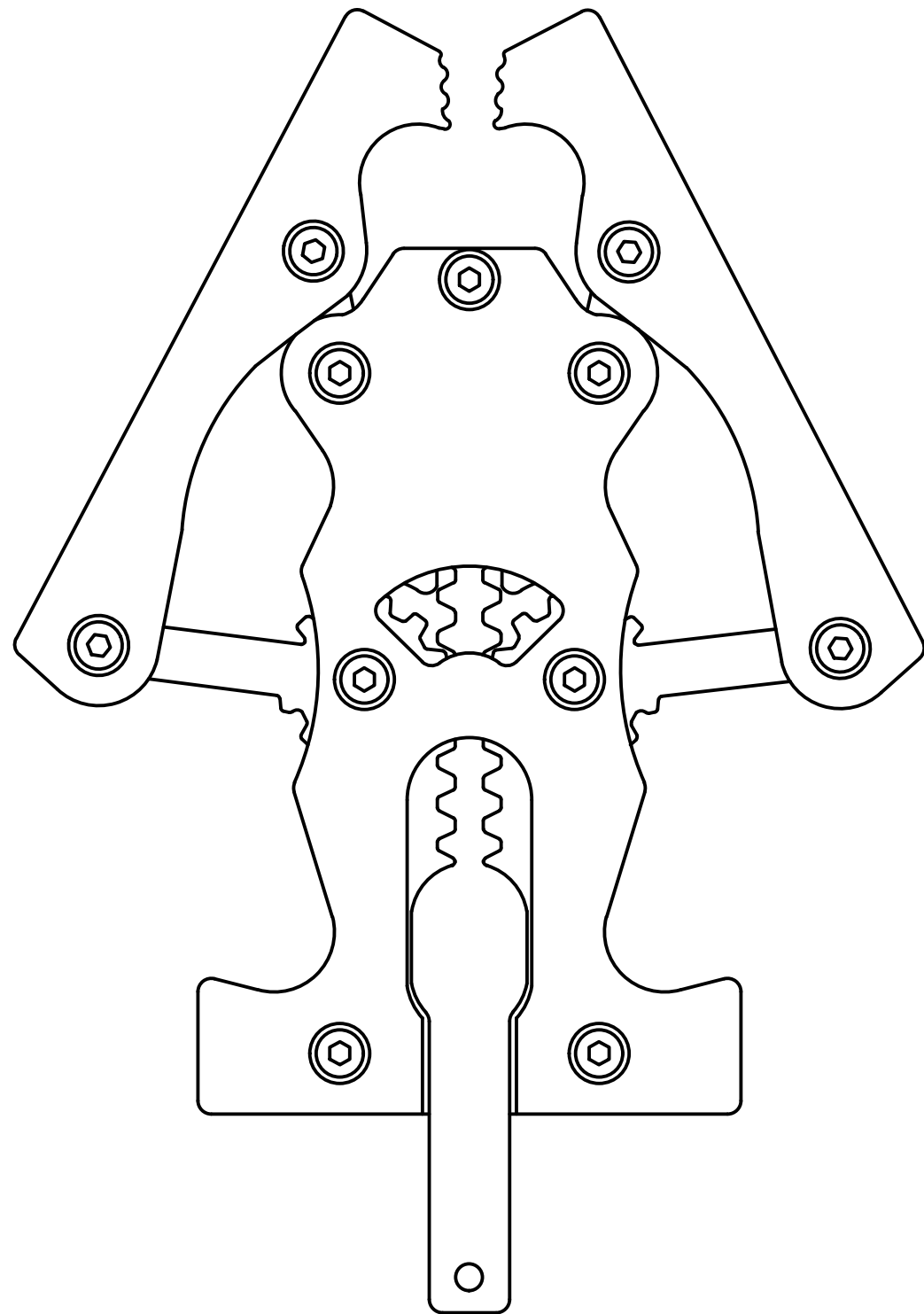
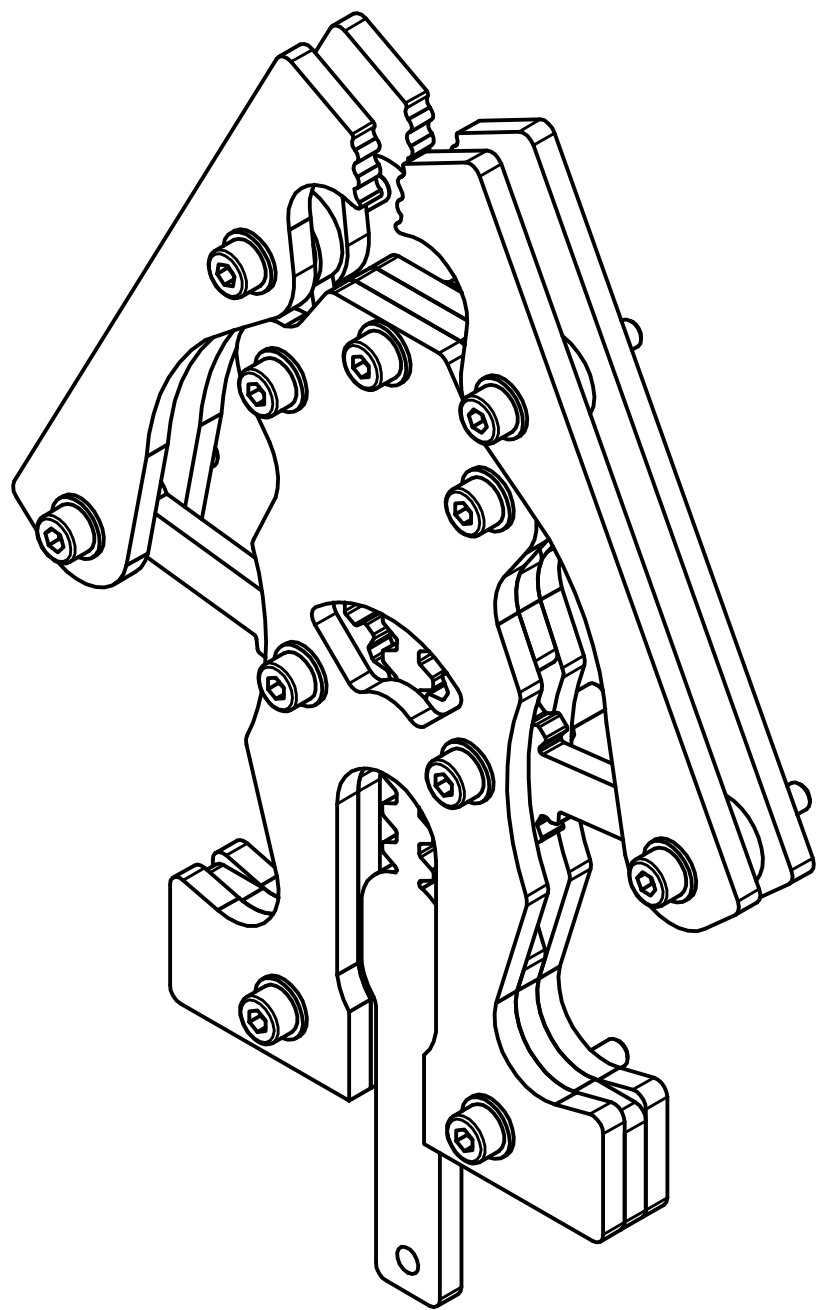
C

B

B

A

A



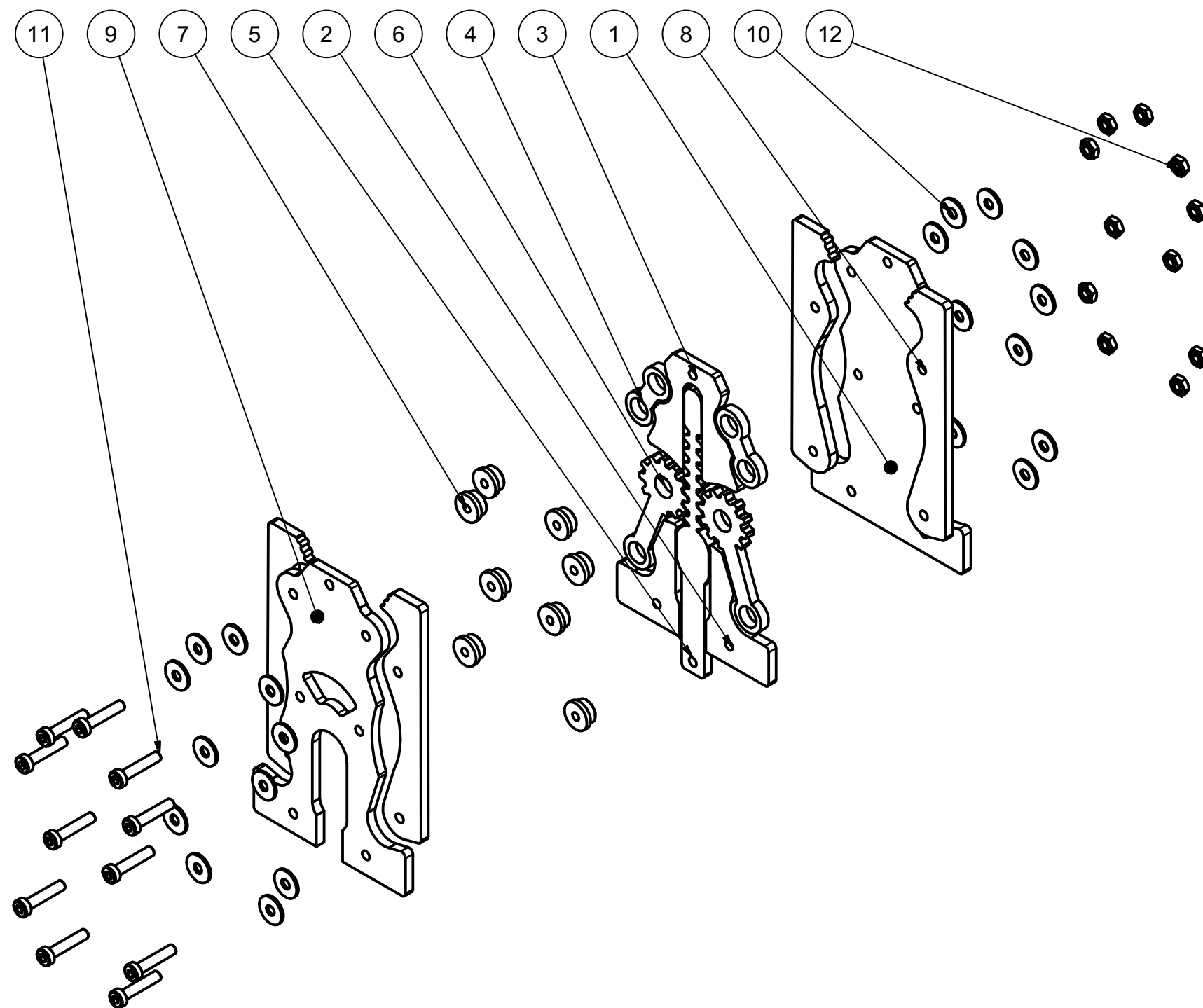
Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 09/04/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
		Perspectivas Gripper	Hoja: 3 / 3

6 5 4 3 2 1





Anexo B: Plano explosionado.

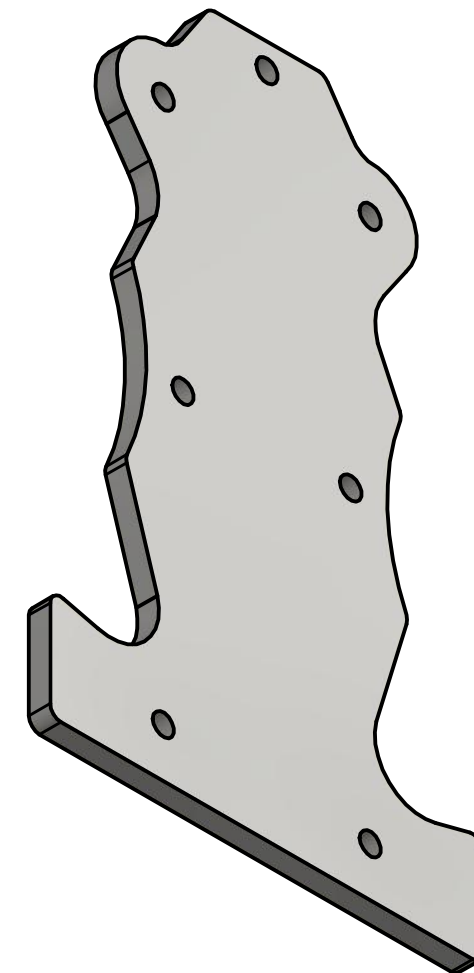
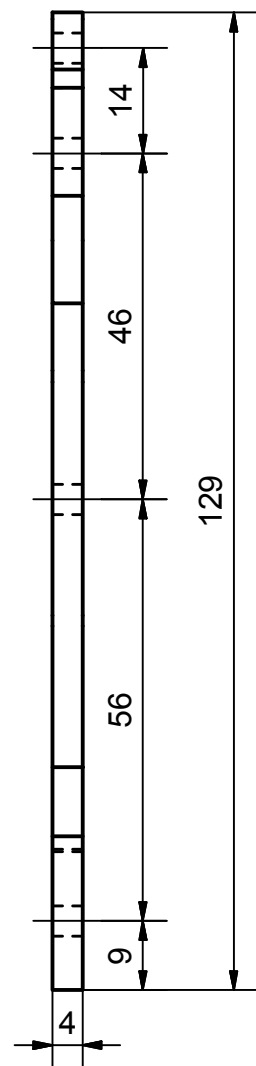
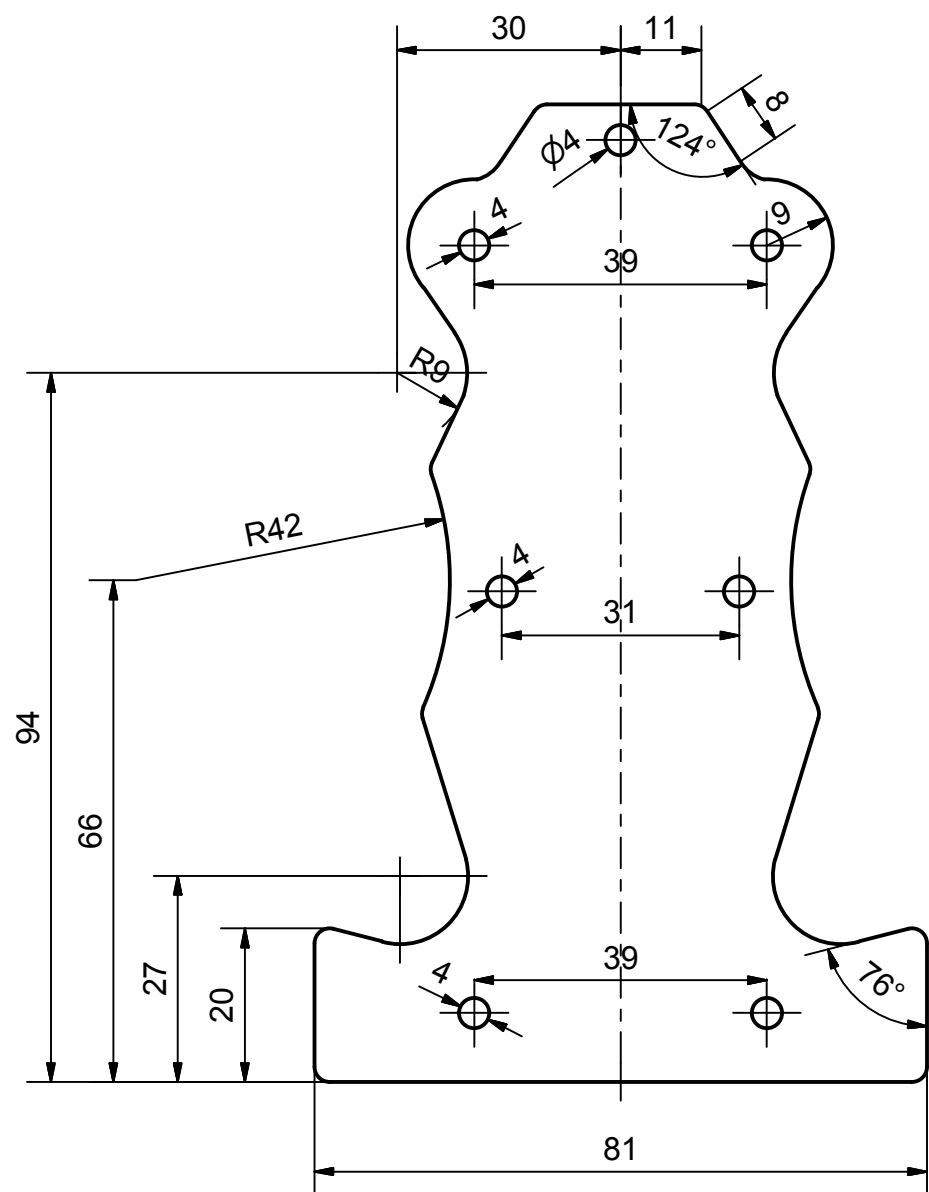


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	NOMBRE
1	1	Base
2	2	Base inferior
3	1	Tope de la cremallera
4	2	Rótula
5	1	Cremallera
6	2	Rueda dentada
7	8	Cojinete
8	4	Brazo
9	1	Tapa
10	22	ISO 7089 - M3
11	11	ISO 4762 - M3 x 25
12	11	ISO 4032 - M3

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 08/04/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:2	
		Perspectiva Explosionada	Hoja: 1 / 1



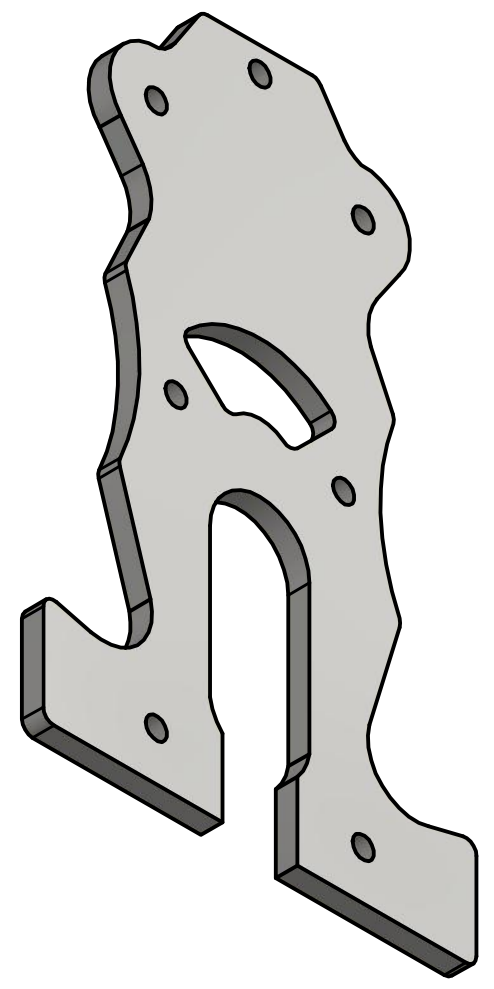
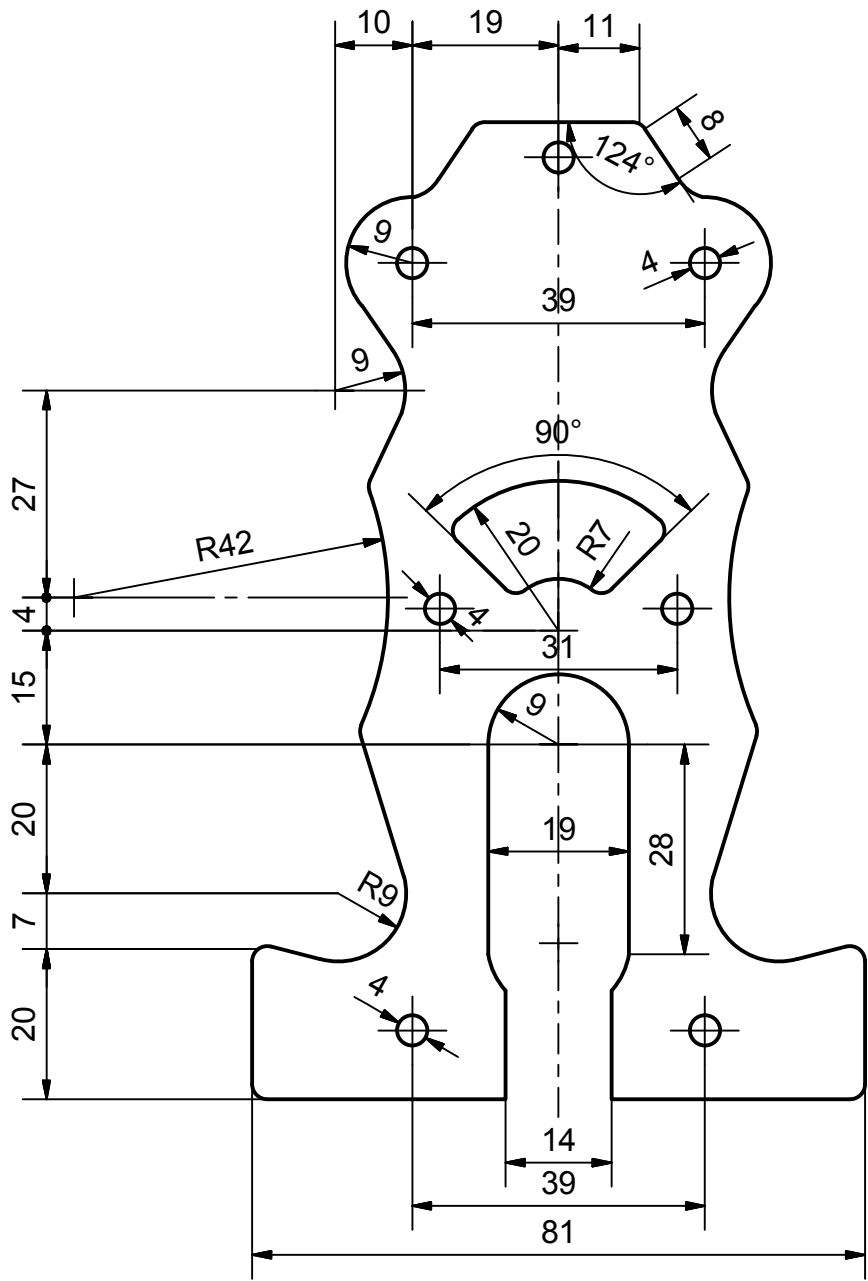
Anexo C: Planos de las piezas.



Redondeos no acotados 2mm.

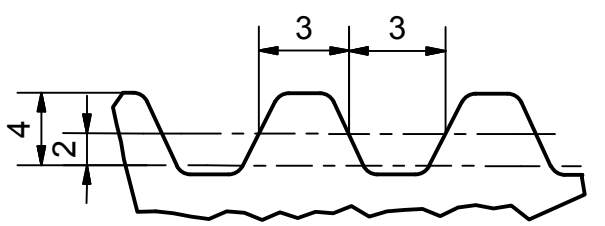
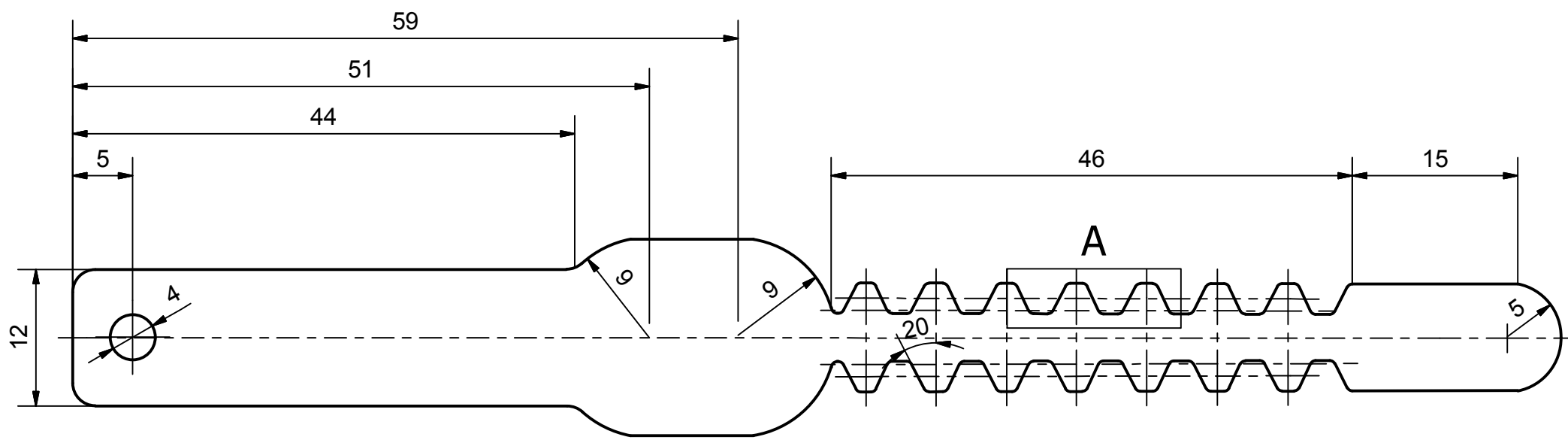
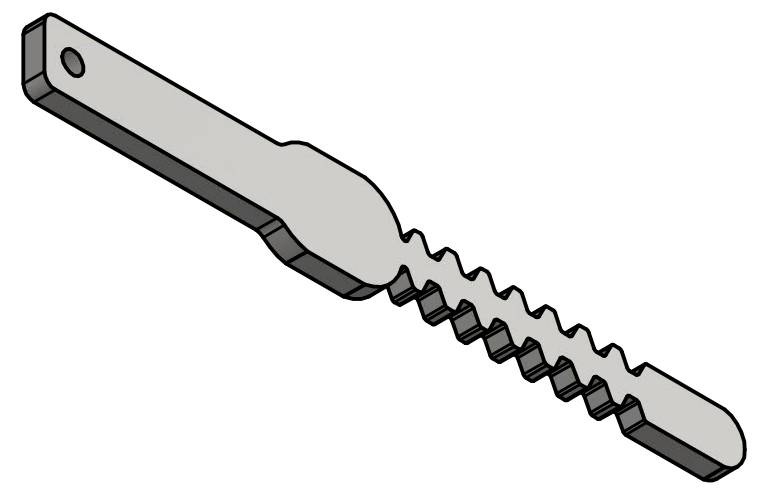
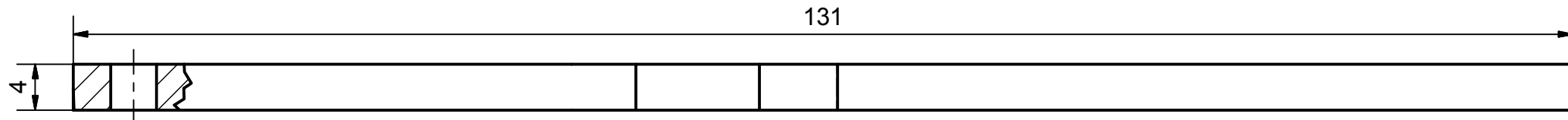
Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 28/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
Base		Hoja: 1 / 1	



Redondeos no acotados 2mm.
 Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 28/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
Tapa		Hoja: 1 / 1	

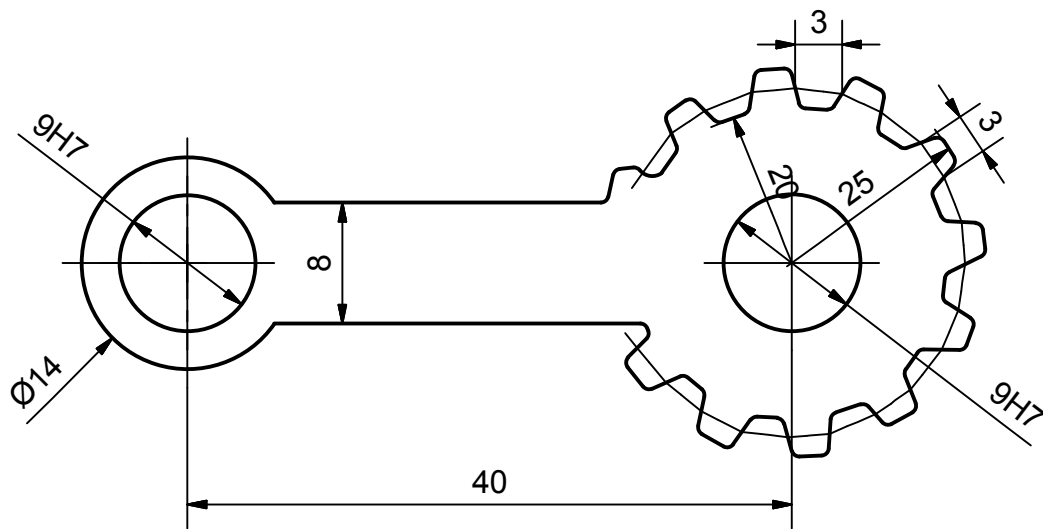
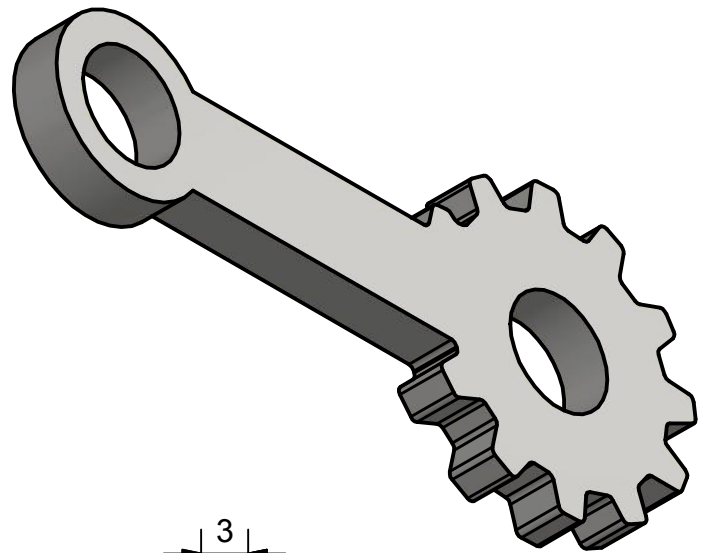


Detalle A (4 : 1)

Redondeos no acotados 2mm.
 Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

Ángulo de presión de referencia	20°
Módulo (m)	2
Altura de cabeza (ha)	2
Altura de pie (hf)	2,5
Altura de trabajo (hw)	4
Juego de cabeza (c)	0,5
Altura total del diente (h)	4,5
Espesor(s)	3
Hueco (e)	3

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 29/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 2:1	
		Cremallera	Hoja: 1 / 1

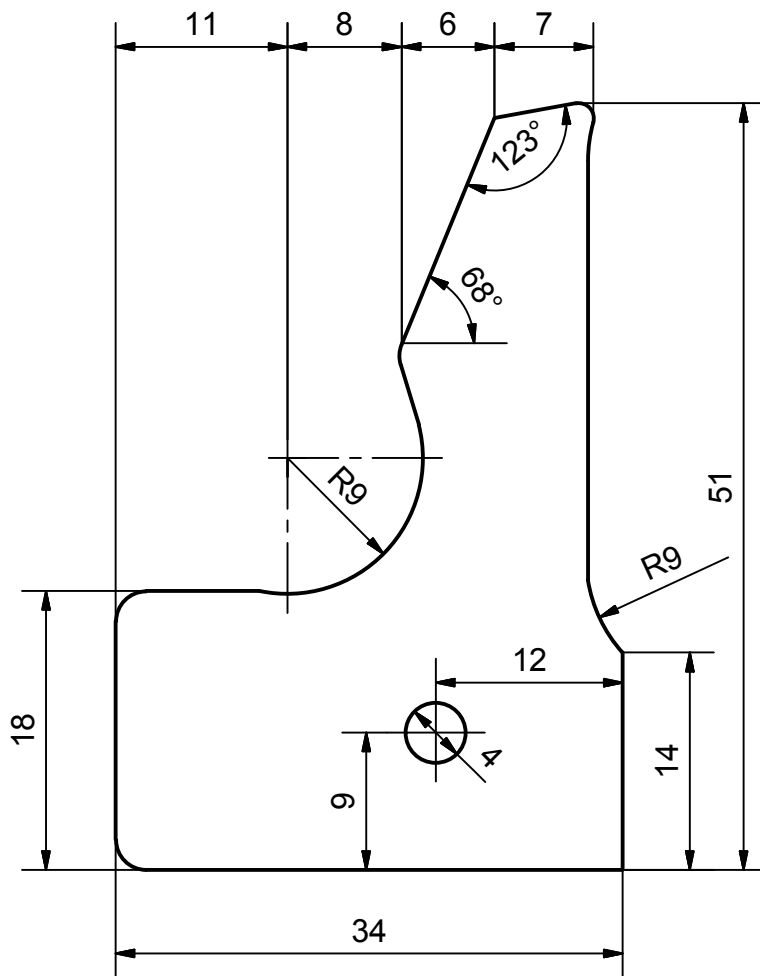


Espesor 4mm.

Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$

Ángulo de presión de referencia	20°
Módulo (m)	2
Altura de cabeza (ha)	2
Altura de pie (hf)	2,5
Altura de trabajo (hw)	4
Juego de cabeza (c)	0,5
Altura total del diente (h)	4,5
Espesor(s)	3
Hueco (e)	3
Diámetro primitivo (d)	46

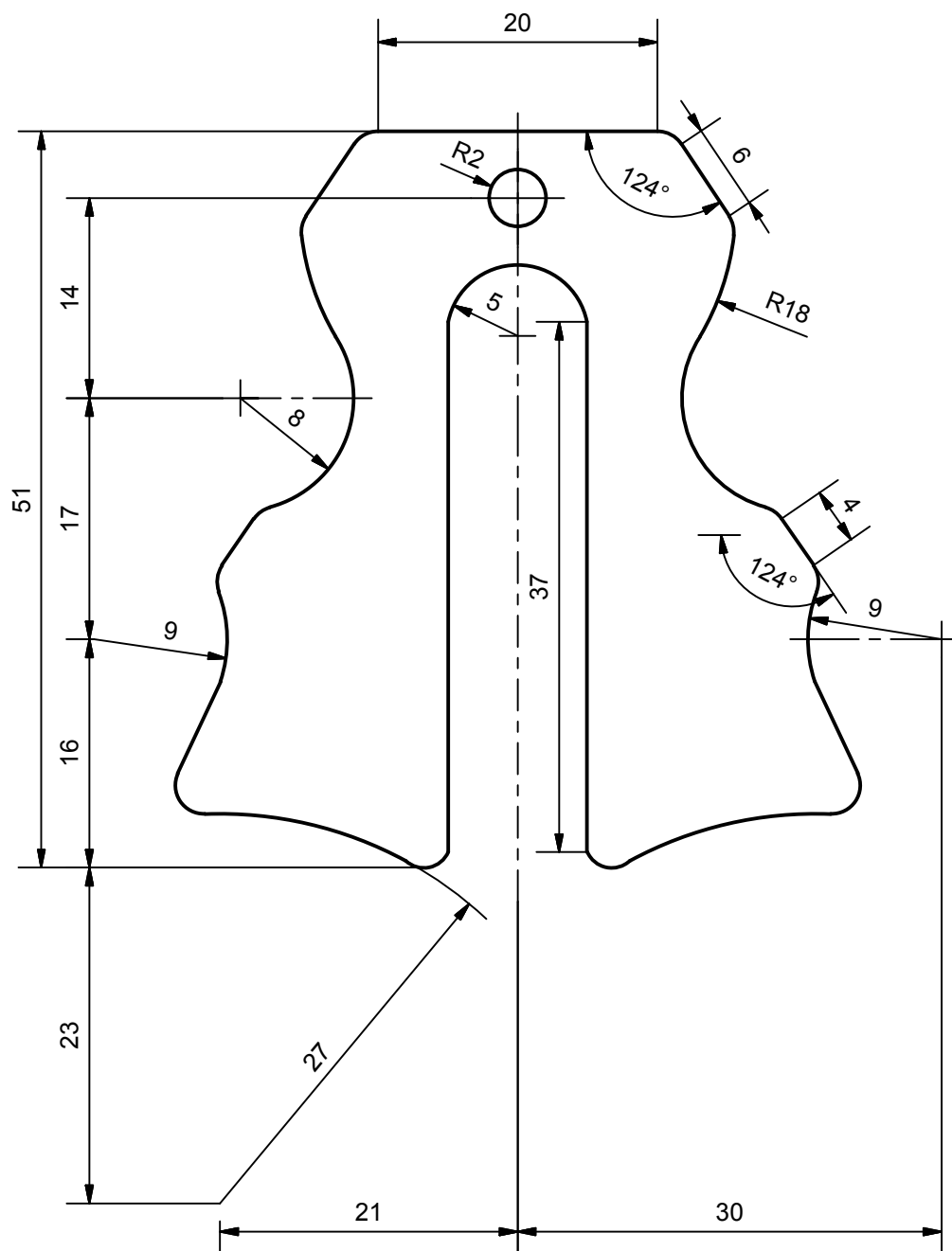
Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 29/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 2:1	
		Rueda dentada	Hoja: 1 / 1



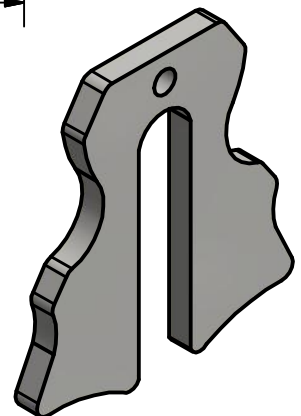
Redondeos no acotados 2mm.
 Espesor 4mm.

Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

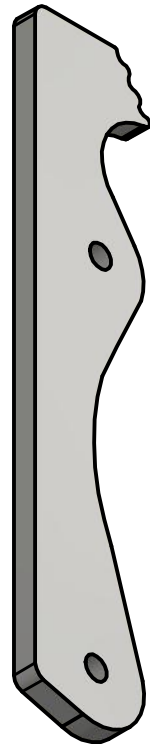
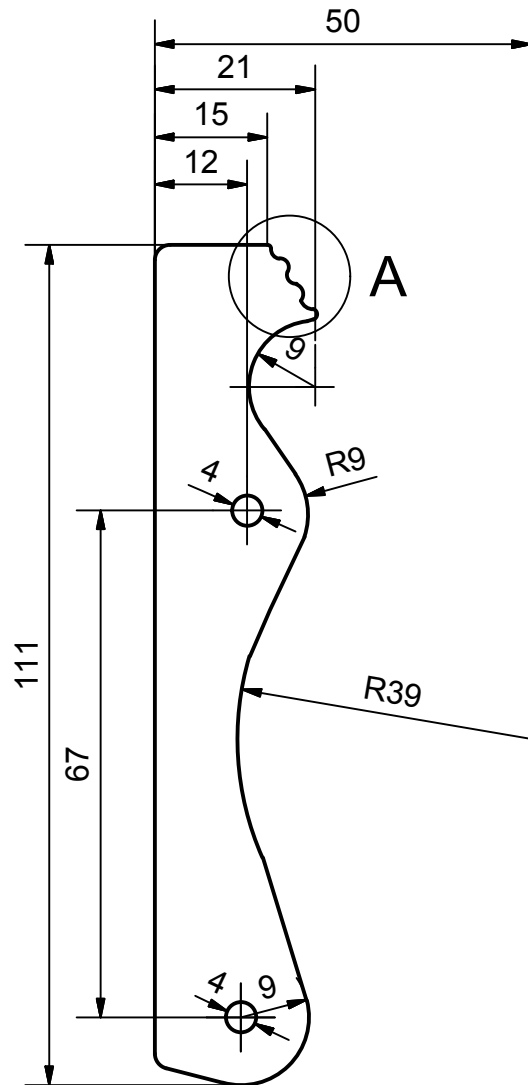
Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 28/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 2:1	
		Base inferior	Hoja: 1 / 1



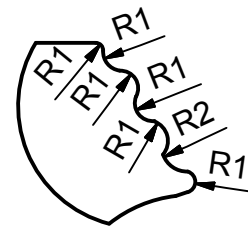
Redondeos no acotados 2mm.
 Espesor 4mm.
 Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en
 grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$



Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 28/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 2:1	
		Tope de la cremallera	Hoja: 1 / 1



Detalle A (2 : 1)

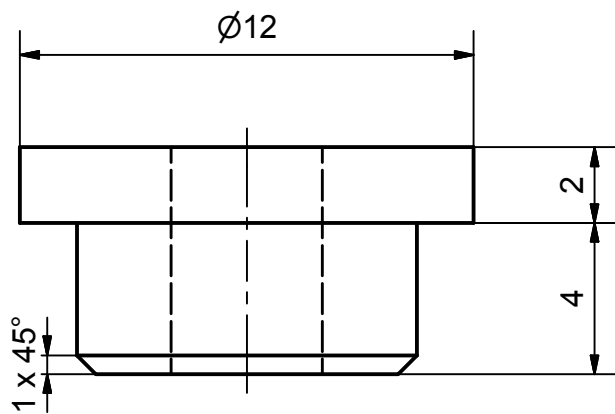
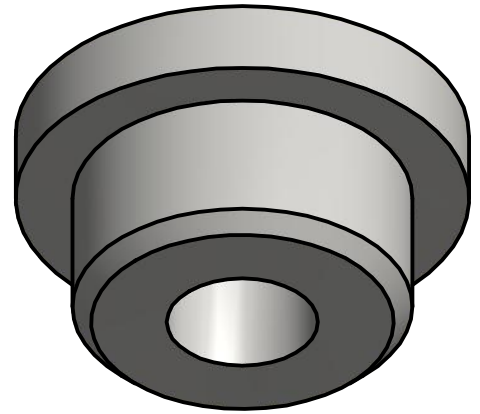
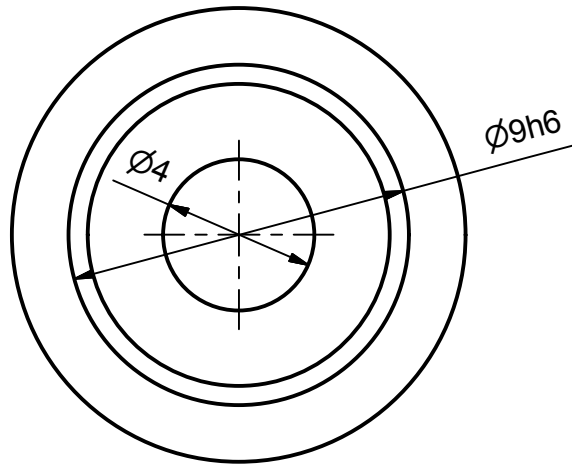


Redondeos no acotados 2mm.

Espesor 4mm.

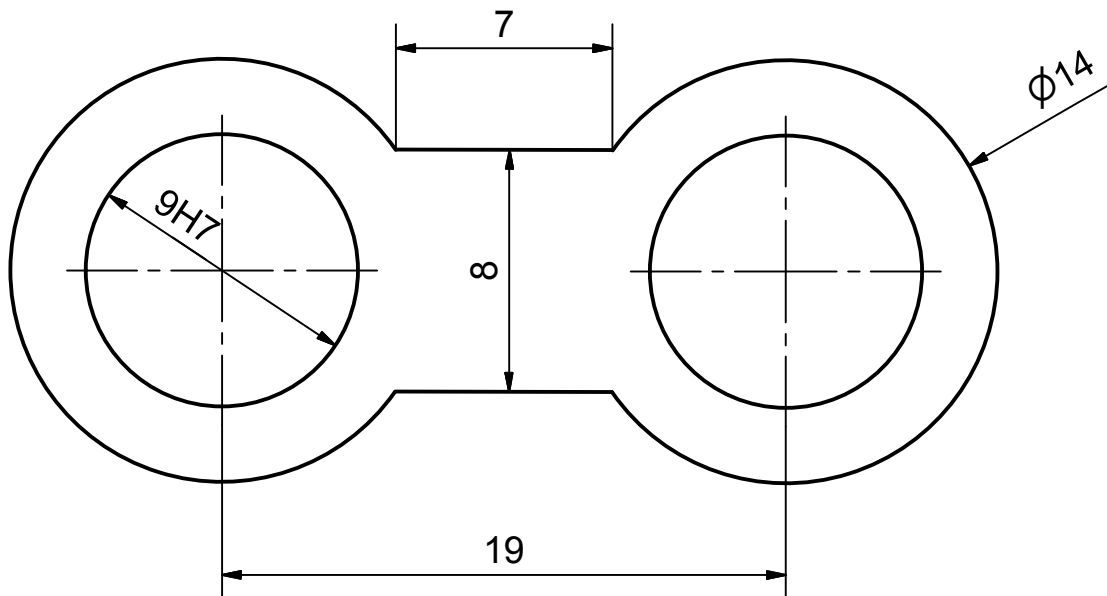
Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 27/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 1:1	
		Brazo	Hoja: 1 / 1



Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 27/03/2013	
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Escala 5:1		
		Cojinete		Hoja: 1 / 1



Espesor 4mm.

Salvo indicación contraria cotas en milímetros, ángulos en grados, tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1'$

Dibujado por: Laura Nogales	Comprobado:	Aprobado por: Enrique Soriano	Fecha: 27/03/2013
UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		Rótula	Escala 4:1
			Hoja: 1 / 1



Anexo D: Hojas de características.

Stainless Steel Cylinder *Series CJ5-S*

Specifications



JIS symbol
Double acting/Single rod



Action	Double acting single rod	
Fluid	Air	
Proof pressure	1 MPa	
Maximum operating pressure	0.7MPa	
Minimum operating pressure	0.1MPa	
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: -10 to 70°C, With auto switch: -10 to 60°C	
Cushion	Rubber bumper	
Lubrication	Not required (non-lube)	
Thread tolerance	JIS class 2	
Stroke length tolerance	+1.0 -0	
Piston speed	50 to 750mm/s	
Allowable kinetic energy	ø10	0.035J
	ø16	0.090J
Mounting	Basic type, Axial foot type, Front flange type, Double clevis type	

Standard Strokes

(mm)

Bore size	Standard stroke
10	15, 30, 45, 60, 75, 100, 125, 150
16	15, 30, 45, 60, 75, 100, 125, 150, 175, 200

Mounting Types and Accessories

Mounting		Basic type	Axial foot type	Front flange type	Double clevis type*
Standard	Mounting nut	●	●	●	—
	Rod end nut	●	●	●	●
	Clevis pin	—	—	—	●
Optional	Single knuckle joint	●	●	●	●
	Double knuckle joint (with pin)*	●	●	●	●
	T-bracket	—	—	—	●
	Rod end cap	Flat type	●	●	●
Round type		●	●	●	●

* Pin and snap ring are packed together with double clevis and double knuckle joint.

Weights

(g)

Bore size (mm)		10	16
Standard weight*		52	96
Additional weight per 15mm of stroke		4	6.5
Mounting bracket weight	Axial foot type	22	22
	Front flange type	16	16
	Double clevis type (with pin)**	6	16

* The mounting nut and rod end nut are included in the basic weight.

** The mounting nut is not included with the double clevis type.

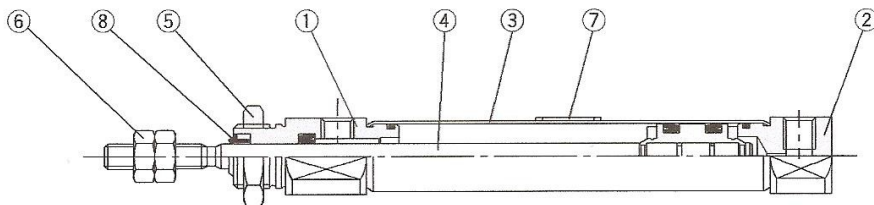
Calculation (Example) CJ5L10SR-45

- Basic weight 52 (ø10)
- Additional weight 4/15mm stroke
- Cylinder stroke 45mm
- Mounting bracket weight ... 22 (axial foot type)

$$52 + 4/15 \times 45 + 22 = 86g$$

Series CJ5-S

Construction (Cannot be disassembled)



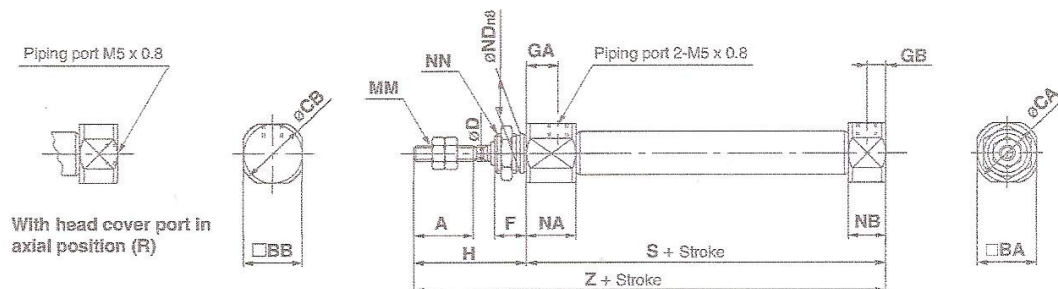
Parts list

No.	Description	Material	
1	Rod cover	SUS304	
2	Head cover	SUS304	
3	Cylinder tube	SUS304	
4	Piston rod	SUS304	
5	Mounting nut	SUS304	
6	Rod end nut	SUS304	
7	Label protector	PET	
8	Water resistant scraper	CJ5□□SR	NBR
		CJ5□□SV	FKM

Stainless Steel Cylinder *Series CJ5-S*

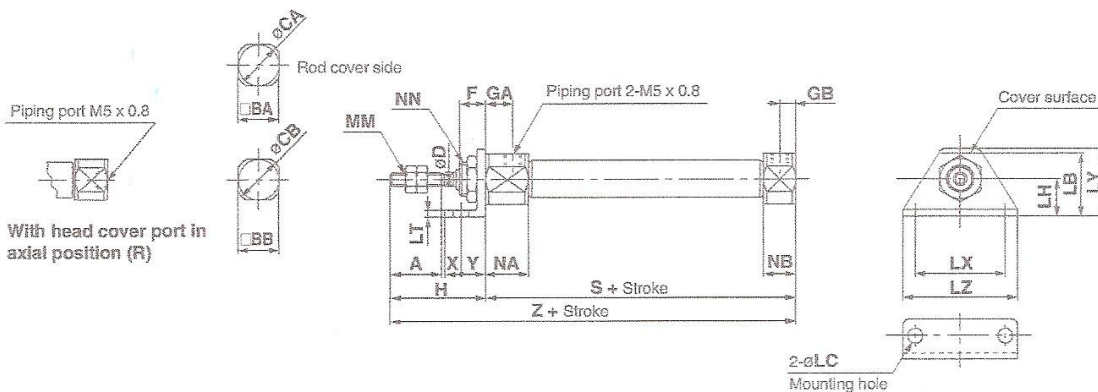
Dimensions

Basic type (B)/C□J5B□S^R_V

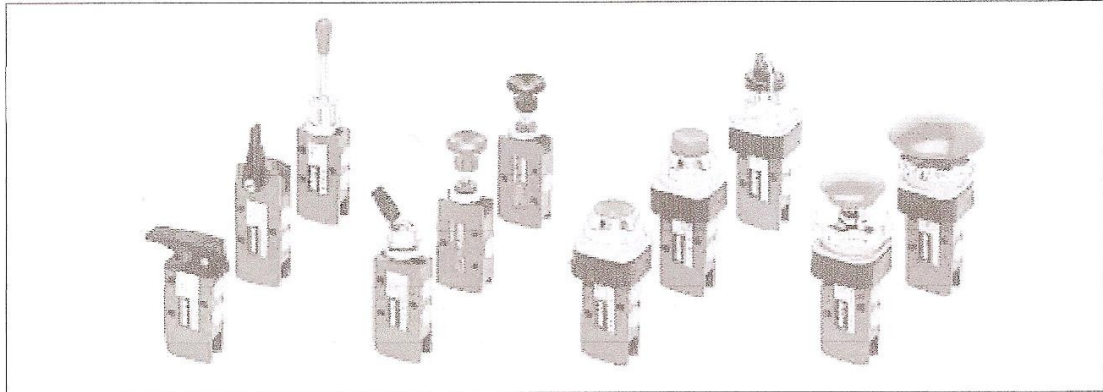


(mm)																		
Bore size (mm)	A	BA	BB	CA	CB	D	F	GA	GB	H	MM	NN	NA	NB	ND _{ns}	S	Z	
10	15	15	12	17	14	4	8	8	5	28	M4 x 0.7	M10 x 1.0	12.5	9.5	10 ⁰ _{-0.022}	46	74	
16	15	18.3	18.3	20	20	5	8	8	5	28	M5 x 0.8	M12 x 1.0	12.5	9.5	12 ⁰ _{-0.027}	47	75	

Axial foot type (L)/C□J5L□S^R_V



(mm)																									
Bore size (mm)	A	BA	BB	CA	CB	D	F	GA	GB	H	LB	LC	LH	LT	LX	LY	LZ	MM	NN	NA	NB	S	X	Y	Z
10	15	15	12	17	14	4	8	8	5	28	21.5	5.5	14	2.5	33	25	42	M4 x 0.7	M10 x 1.0	12.5	9.5	46	6	9	74
16	15	18.3	18.3	20	20	5	8	8	5	28	23	5.5	14	2.5	33	25	42	M5 x 0.8	M12 x 1.0	12.5	9.5	47	6	9	75

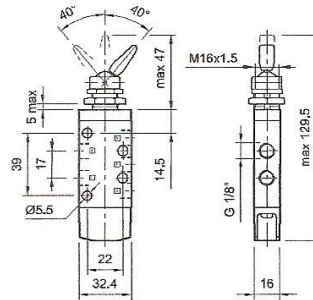
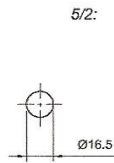
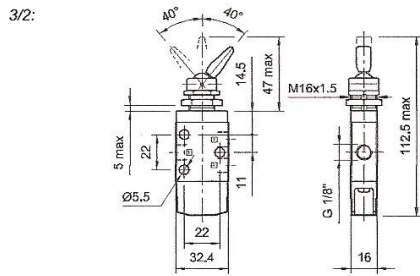


- Tipo Válvulas 3/2 y 5/2 de actuación manual y reacción por resorte (reacción neumática a pedido, consultar)
- Fuerza de actuación 1200 gr (con mando a pulsador manual)
- Temperatura ambiente .. -5...50 °C (23...122 °F)
- Temperatura fluido -10...60 °C (14...140 °F)
- Fluido Aire comprimido filtrado (se recomienda lubricación) - Gases inertes
- Presión de trabajo 0...10 bar (0...145 psi)
- Caudal nominal 370 l/min (0,375 Cv) - Las de mando Push-Pull 450 l/min (0,457 Cv)
- Materiales Cuerpo de zamac, mandos de resina acetálica, chapa cincada o zamac

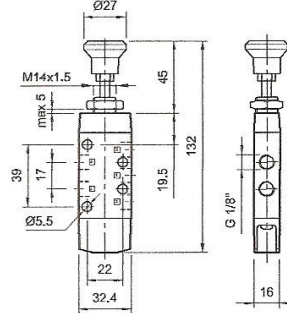
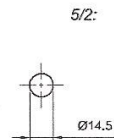
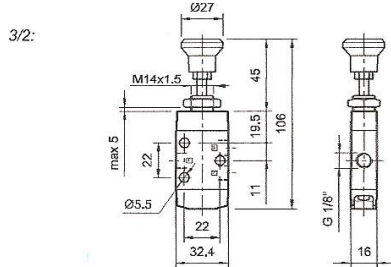
Válvulas con mandos manuales

Descripción	Válvulas 3/2	MiCRO	Válvulas 5/2	MiCRO
Pulsador manual		0.230.101.311		0.230.101.411
Palanca lateral con /sin retención		0.230.105.311		0.230.105.411
Palanca universal libre		0.230.107.311		0.230.107.411
Perilla para tablero		0.230.149.311		0.230.149.411
PUSH-PULL servicio liviano (rojo)		0.230.144.311		0.230.144.411
PUSH-PULL servicio pesado (negro)		0.230.143.311		0.230.143.411
Botón corto para tablero (rojo)		0.230.109.311		0.230.109.411
Botón largo para tablero (rojo)		0.230.111.311		0.230.111.411
Botón rotante para tablero (negro)		0.230.113.311		0.230.113.411

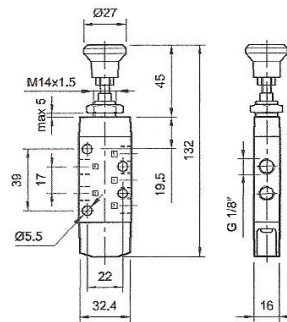
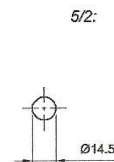
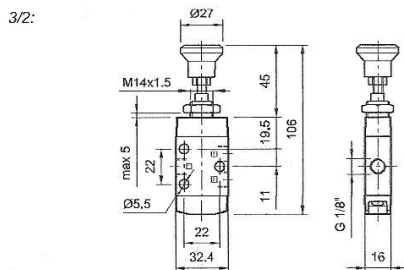
Mando perilla para tablero



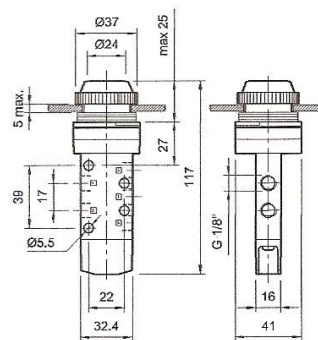
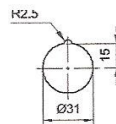
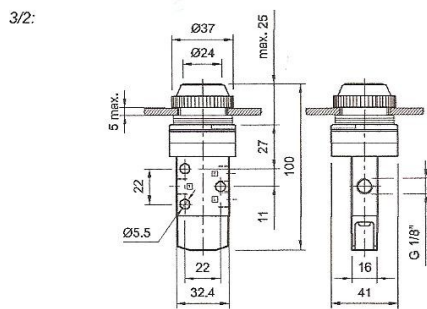
PUSH-PULL servicio liviano (perilla roja)



PUSH-PULL servicio pesado (perilla negra)



Botón corto para tablero (rojo)



MiCRO

Reguladores de caudal en línea

Serie VA - M5 a 1/2"

- Tipo Reguladores de caudal serie VA. Se emplean para controlar la velocidad de desplazamiento de los cilindros neumáticos. El modelo unidireccional restringe el paso del aire en un solo sentido, mientras que el bidireccional lo hace simultáneamente en ambos sentidos de circulación del fluido.
- Posición de trabajo Indiferente
- Montaje Indistintamente en línea o en tableros
- Fluido Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación
- Temperaturas -20...80 °C (-4...176 °F)
- Presión de trabajo 0,5...10 bar (8...145 psi)
- Conexiones M5, G1/8", G1/4" y G1/2" (G3/4" a pedido).
- Materiales Cuerpo de zamac (M5 de aluminio), tornillo de registro de latón, guarniciones de NBR.



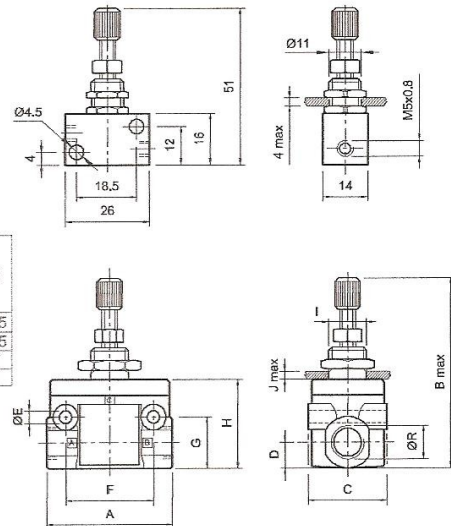
3

Regulador de caudal unidireccional

Ø R		Kit de reparación
M 5	0.400.001.700	0.400.010.131

Ø R		Kit reparación
G 1/8"	0.400.001.711	0.400.010.132
G 1/4"	0.400.001.722	0.400.010.133
G 1/2"	0.400.001.744	0.400.010.134

A	B	C	D	E	F	G	H	Ø I	J
40	55	25	8,5	4,5	28	16	28	13	5,5
52	71	30	11	5,5	35	22	36	17	5,5
90	115	56	18,5	8,5	62	37	61	31	7



Regulador de caudal bidireccional

Ø R		Kit de reparación
M 5	0.400.001.800	0.400.010.135

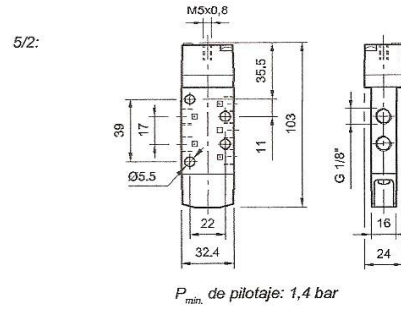
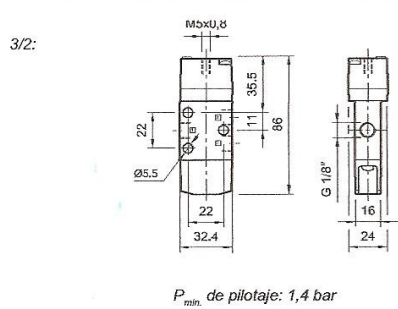
Ø R		Kit reparación
G 1/8"	0.400.001.811	0.400.010.136
G 1/4"	0.400.001.822	0.400.010.137
G 1/2"	0.400.001.844	0.400.010.138

A	B	C	D	E	F	G	H	Ø I	J
40	55	25	8,5	4,5	28	16	28	13	5,5
52	71	30	11	5,5	35	22	36	17	5,5
90	115	56	18,5	8,5	62	37	61	31	7

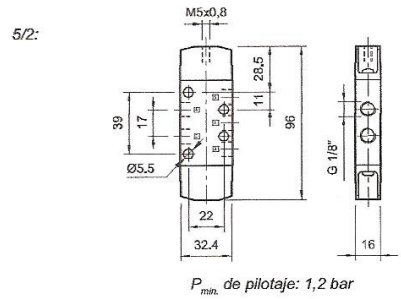
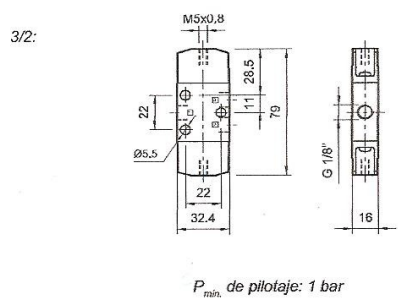
Válvulas con mandos neumáticos

Descripción	Válvulas 3/2	MiCRO	Válvulas 5/2	MiCRO
Mando neumático reacción a resorte		0.230.137.311		0.230.137.411
Mando neumático doble biestable		0.230.139.311		0.230.139.411
Mando por vacío o baja presión		0.230.140.311		0.230.140.411
Kit de reparación		0.200.000.323		0.200.000.325

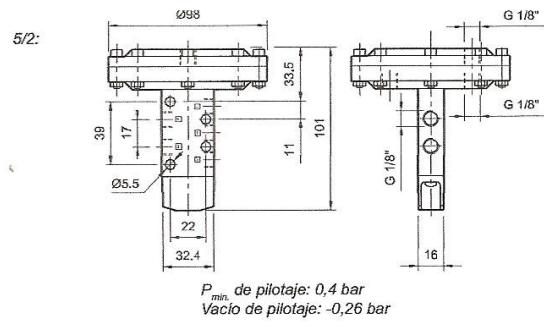
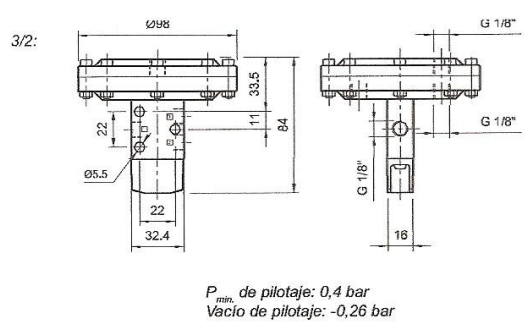
Mando neumático reacción a resorte

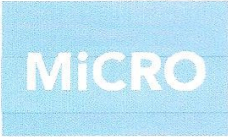


Mando neumático doble biestable

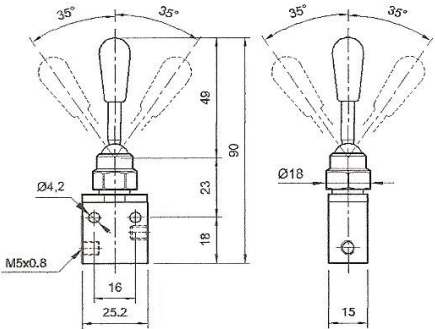


Mando por vacío o baja presión





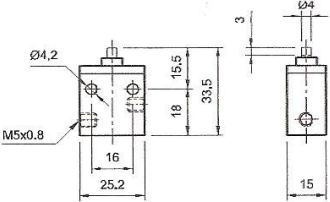
Mando a palanca universal libre



Válvulas con mandos mecánicos

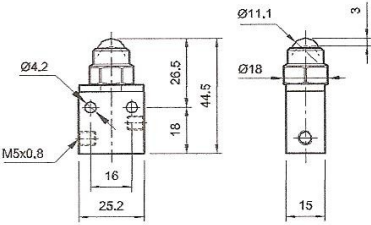
Descripción	MICRO
Mando directo	0.230.119.300
Mando directo por esfera	0.230.135.300
Mando por rodillo	0.230.121.300
Mando por rodillo unidireccional	0.230.123.300
Mando por rodillo lateral	0.230.125.300
Mando por rodillo lateral regulable	0.230.127.300
Mando por varilla elástica universal	0.230.133.300
Mando por varilla lateral regulable	0.230.131.300
Kit de reparación	0.200.000.392

Mando directo



Carrera de actuación 3 mm, proveer un tope externo para evitar golpear en el final de la carrera del mando.

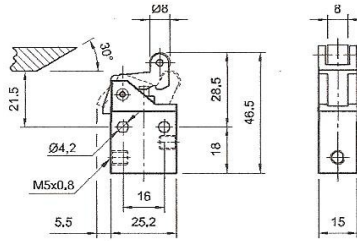
Mando directo por esfera



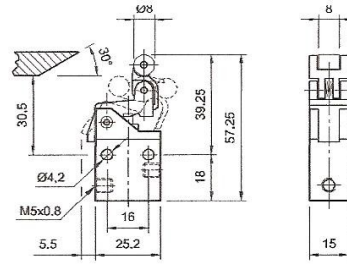
Carrera de actuación 3 mm, proveer un tope externo para evitar golpear en el final de la carrera del mando.



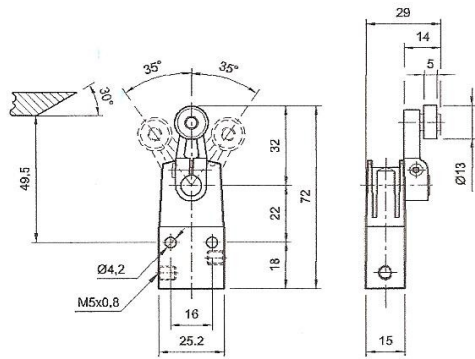
Mando por rodillo



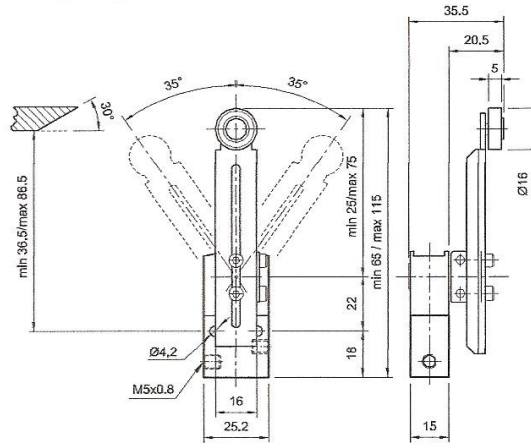
Mando por rodillo unidireccional



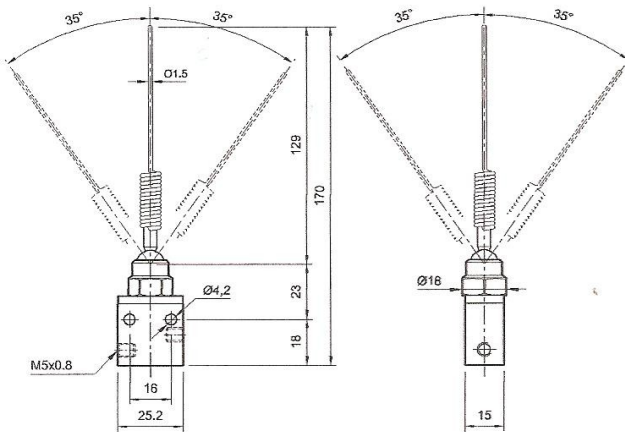
Mando por rodillo lateral



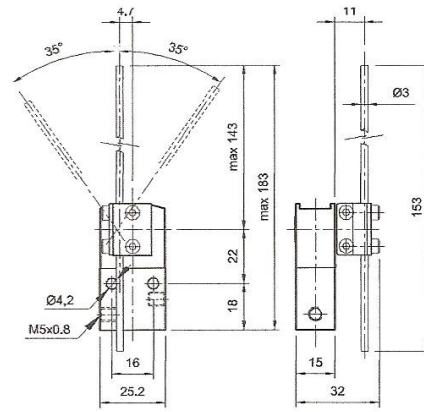
Mando por rodillo lateral regulable



Mando por varilla elástica universal



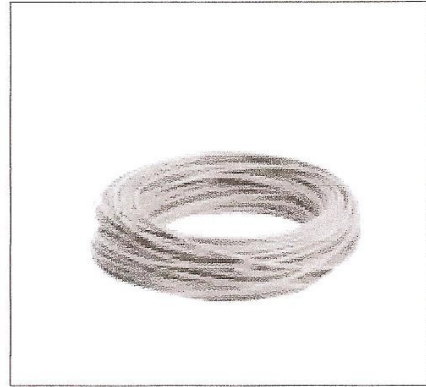
Mando por varilla lateral regulable



Los tubos considerados como rígidos, semi-rígidos y semi-flexibles, deben cumplir las tolerancias de la norma NFE 49100 que define las especificaciones de los tubos de poliamida en instalaciones neumáticas. Nuestros tubos de poliamida, cumplen estas normas, caracterizándose además por tener una dureza de 60° Shore D y estar contruidos con 100 % materia virgen.

Unidad de venta: Rollos de 1, 25 y 100m.

Color standard: natural (otros colores a pedido).



Propiedades físicas

- Ligereza (la densidad es 9 veces menor que el cobre).
- Amplia gama de temperaturas de utilización.
- Buena resistencia a la humedad.
- Resistencia al ambiente salino.
- Resiste la acción de la luz (consultar).
- No envejece.

Propiedades mecánicas

- Buena absorción de las vibraciones.
- Excelente resistencia a la abrasión.
- Buena tolerancia a la compresión.
- Bajo coeficiente de rozamiento con todos los fluidos.
- No varían las dimensiones originales del tubo.
- Rigidez constante.

Ventajas principales

- Precio competitivo.
- Rápida instalación.
- Bajo peso, en comparación con los tubos metálicos.
- Pérdidas de carga muy bajas.
- Posible elección de colores para identificar circuitos (consultar).
- Muy resistente a la abrasión.

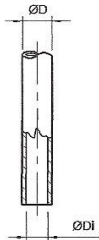
Aplicaciones generales en circuitos:

- Aire comprimido
 - Lubricantes
 - Combustibles
 - Aceites hidráulicos
 - Vacío
 - Productos químicos (consultar)
- (calidad especial de poliamida alimentaria a pedido, consultar).

Propiedades químicas según los fluidos más usuales

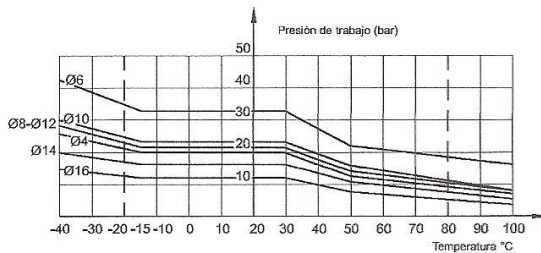
Aire comprimido
Carbonato de sodio
Agua carbonatada
Agua de mar
Agua destilada
Agua corriente
Nafta
Glycol
Aceite de corte
Aceite graso de petróleo
Aceite hidr. de petróleo

	Mín.	Máx.
	-20	+80
		+40
		+40
		+70
		+70
	-20	+40
	-20	+40
	-20	+70
	-20	+70
	-20	+70



(*) ØDi = 7,5 para el color natural.

ØD (mm)	ØDi (mm)	Color natural	Color rojo	Color verde	Color amarillo	Tolerancia en ØD	
4	2,7	0.000.008.616	0.000.013.617	0.000.013.612	0.000.013.627	+ 0,05	- 0,08
6	4	0.000.008.617	0.000.013.618	0.000.013.613	0.000.013.628	+ 0,05	- 0,08
8	6	0.000.008.618	0.000.013.619	0.000.013.614	0.000.013.629	+ 0,05	- 0,10
10	8 (*)	0.000.008.619	0.000.013.620	0.000.013.615	0.000.013.630	+ 0,05	- 0,10
12	9	0.000.008.620				+ 0,05	- 0,10
14	11	0.000.017.315				+ 0,05	- 0,10



ØD	ØDi	Radio mínimo de curvatura (mm)		Presión de trabajo (bar)		
		en frío	en caliente	-15 °C 30 °C	31 °C 50 °C	51 °C 70 °C
4	2,7	30	10	18	15	12
6	4	35	12	18	15	11
8	6	55	19	14	11	8
10	7,5	75	28	14	11	8
12	9	75	42	14	11	8
14	11	120	62	14	9	7

El gráfico muestra el comportamiento de los tubos ante la presión, dentro del campo de temperaturas de trabajo.

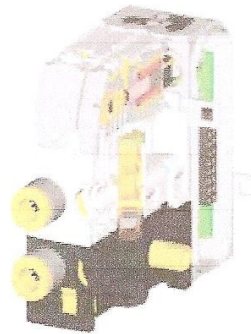
En la tabla se muestran los valores considerando las condiciones de conexionado, utilizando las conexiones instantáneas serie MiCRO-Legrís.

Moduflex Valve technology

Two technology platforms enable the compact design and high performance of the Moduflex Valve System.

The compact dual 4/2 and 3/2 valves utilize well proven Parker seal technology. The standard 4/2 valves adopt the long life super durable ceramic switching technology.

Dual 4/2 valve

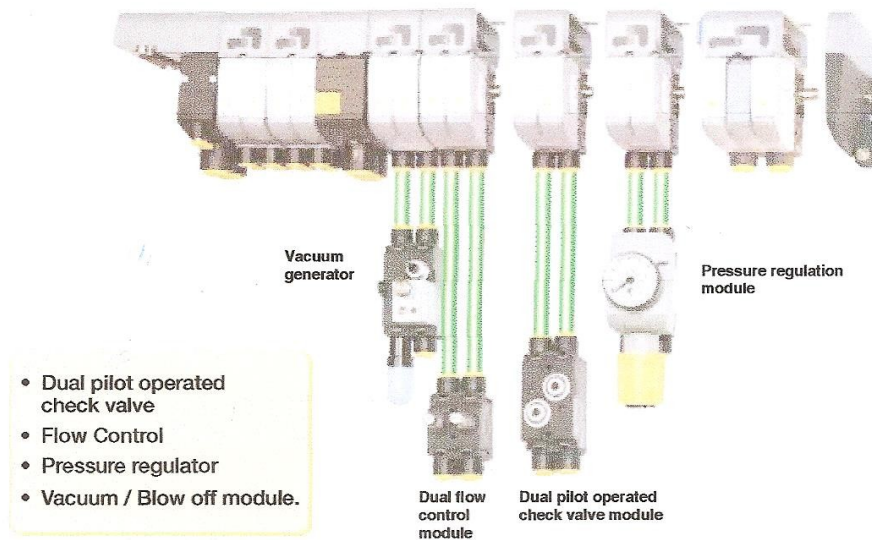


4/2 Valve



Moduflex Complete Control

With the introduction of the dual 4/2 size 1 valves, Moduflex now offers unrivaled ability of matching valves to exact flow requirements, ensuring cost and space are minimized. In addition, Moduflex Valve System offers all the necessary control peripherals to provide a complete automation solution. Moduflex is the complete control package.



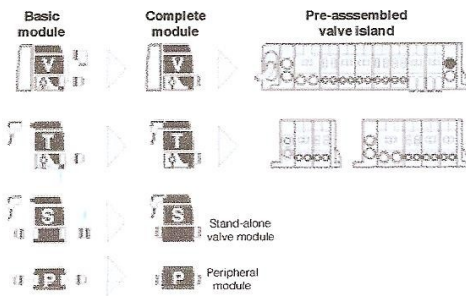
Operating information

Working pressure	-0,9 to 8 bar
Pilot pressure	3 to 8 bar *
Working temperature	-15 °C to 60 °C
Protection individual connectors	IP 67 NEMA4
Protection integrated connectors	IP 65
Voltage	24 V DC
* Single and double 3/2	3,5 to 8 bar

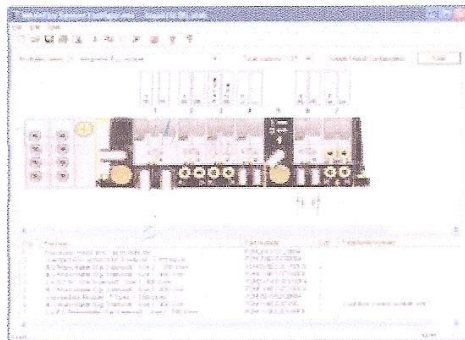
		Dual 4/2	Dual 3/2	3/2	4/2
Size 1	Qmax.	275 l/min	415 l/min	415 l/min	510 l/min
	Qn	165 l/min	235 l/min	235 l/min	310 l/min
Size 2	Qmax.	-	805 l/min	805 l/min	1340 l/min
	Qn	-	450 l/min	440 l/min	800 l/min

Total ordering flexibility

Additionally to the complete product adaptability, the Moduflex Valve range offers for V, T, S and P series an ordering flexibility with 3 different designs; from all components separately ordered (basic module) to pre-assembled and tested valve island.



The Moduflex Valve Island Configurator software is the easy way to, step by step, configure and order the required valve island for the application.



Ordering options

1 - Basic modules ordering

Using this option, all basic components are separately ordered :

- Head and Tail set
- Valve modules
- Intermediate module kit
- Peripheral modules
- Pneumatic connectors, mufflers and plugs
- Electrical connection or fieldbus module

The complete bill of material needed for the valve island assembly can be easily details using page 1 of the Moduflex Valve Configurator software report.

2 - Complete modules ordering

Using this option, modules are defined, ordered and supplied, pneumatic connectors and electrical connection equipped. One part number defines :

- Function module
- Pneumatic connectors, muffler and plugs
- Electrical connection and cable

For an entire valve island configuration, the list of complete modules can be easily details using page 3 of the Moduflex Valve Configurator software report.

3 - Pre-assembled valve islands ordering

Using this option, the complete valves island configuration has to be defined, and may be ordered, delivered fully assembly and tested under one part number.

The Moduflex Valve Configurator software is an easy way for a clear definition of the requested valve island configuration.

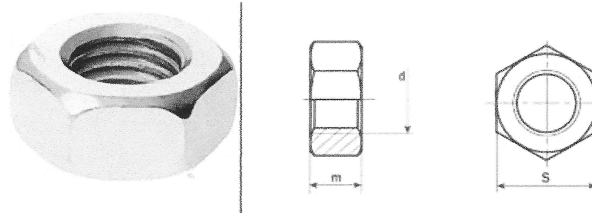


DIN 934

ISO 4032

CATÁLOGO

- ✘ Tornillos con cabeza hexagonal
- ✘ Tornillos con hexágono interior
- ✘ Tornillos para metales
- ✘ Otros tornillos métricos
- ✘ Tuercas
- ✘ Arandelas
- ✘ Tornillos para chapa y madera
- ✘ Anclajes
- ✘ Pernos y abarcones
- ✘ Pasadores y remaches
- ✘ Varios



Hexagonales

Hexagonal
hexagonal

d	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
P	0.5	0.7	0.8	1	1	1.25	1.5	1.75	2
m	2.4	3.2	4	5	5.5	6.5	8	10	11
s	5.5	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*	22/21*

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

0.384 0.810 1.230 2.500 3.120 5.200 11.60 17.30 25.00

d	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
P	2	2.5	2.5	2.5	3	3	3.5	3.5	4
m	13	15	16	18	19	22	24	26	29
s	24	27	30	32/34*	36	41	46	50	55

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

33.30 49.40 64.40 79.00 110.00 165.00 223.00 288.00 393.00

d	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64	M68
P	4	4.5	4.5	5	5	5.5	5.5	6	6
m	31	34	36	38	42	45	48	51	54
s	60	65	70	75	80	85	90	95	100

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

502.00 652.00 800.00 977.00 1.220.0 1.420.0 1.690.0 1.980.0 2.300.0

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

d	M72	M76	M80	M90	M100	M110
P	6	6	6	6	6	6
m	58	61	64	72	80	88
s	105	110	115	130	145	155

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

2.670.0 3.040.0 3.930.0 4.930.0 6.820.0 8.200.0

CALIDADES



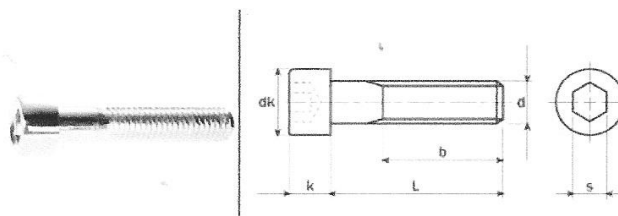


DIN 912

ISO 4762

CATÁLOGO

- ✚ Tornillos con cabeza hexagonal
- ✚ Tornillos con hexágono interior
- ✚ Tornillos para metales
- ✚ Otros tornillos métricos
- ✚ Tuercas
- ✚ Arandelas
- ✚ Tornillos para chapa y madera
- ✚ Anclajes
- ✚ Pernos y abarcones
- ✚ Pasadores y remaches
- ✚ Varios



Tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal

Cylindrical head screws with hexagon socket

Vis à tête cylindrique à six pans creux

1 2

d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18
P	0.5	0.7	0.8	1	1.25	1.5	1.75	2	2	2.5
b*	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48
dk (max)	5.5	7	8.5	10	13	16	18	21	24	27
k (max)	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
s	2.5	3	4	5	6	8	10	12	14	14

LbD: PESO/WIEGHT 1000 UD. KG

5	0.670									
6	0.710	1.500								
9	0.800	1.650	2.450							
10	0.880	1.800	2.700	4.700						
12	0.960	1.950	2.950	5.070	10.90					
16	1.160	2.250	3.450	5.750	12.10	20.90				
20	1.360	2.650	4.010	6.530	13.40	22.90	32.10			
25	1.610	3.150	4.780	7.590	15.00	25.40	35.70	48.00	71.300	
30	1.860	3.650	5.550	8.300	19.90	27.90	39.30	53.00	77.800	111.00
35		4.150	6.320	9.910	18.90	30.40	42.90	58.00	84.400	120.00
40		4.650	7.090	11.00	20.90	32.90	46.50	63.00	91.000	129.00
45			7.860	12.10	22.90	36.10	50.10	68.00	97.600	138.00
50			8.530	13.20	24.90	39.30	54.50	73.00	106.00	147.00
55				14.30	26.90	42.50	58.90	78.00	114.00	156.00
60				15.40	28.90	45.70	63.40	84.00	122.00	165.00
65					31.00	48.90	67.80	90.00	130.00	174.00
70					33.00	52.10	71.30	96.00	138.00	183.00
80					37.00	58.50	80.20	108.00	154.00	203.00
90						64.90	89.10	120.00	170.00	243.00
100						71.20	98.00	132.00	186.00	263.00
110							107.0	144.00	202.00	283.00
120							116.0	156.00	218.00	303.00
130								168.00	234.00	323.00
140								180.00	250.00	343.00
150									266.00	353.00
160									282.00	403.00

B* La cota b es un valor de referencia sobre la longitud mínima de rosca. Longitudes L sobre línea.
Para medidas sobre la línea, rosca total.

CALIDADES

 4.6 4.8 5.6 5.8 6.8 8.8 10.9 12.9 A2 A4

Cantidad

ISO 4762 DIN 912

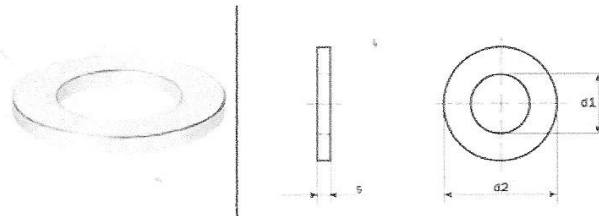


DIN 125-A

ISO 7089

CATÁLOGO

- Tornillos con cabeza hexagonal
- Tornillos con hexágono interior
- Tornillos para metales
- Otros tornillos métricos
- Tuercas
- Arandelas
- Tornillos para chapa y madera
- Anclajes
- Pernos y abarcones
- Pasadores y remaches
- Varios



Planas
Flat
Appartement

d nom.	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
d1	3,2	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	10,5	13	15
d2	7	9	10	12	14	16	20	24	28
s	0,5	0,8	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

0,119 0,308 0,443 1,020 1,390 1,830 3,570 6,270 8,600

d nom.	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
d1	17	19	21	23	25	28	31	34	37
d2	30	34	37	39	44	50	56	60	66
s	3	3	3	3	4	4	4	5	5

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

11,30 14,70 17,20 18,40 32,30 43,70 53,60 75,30 92,10

d nom.	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64
d1	4	43	46	50	54	58	62	66
d2	72	78	85	92	98	105	110	115
s	6	7	7	8	8	9	9	9

LVD: PESO\WIEGHT 1000 UD.KG

133 183 220 294 330 425 458 492

CALIDADES

ST/HV100



HV140



HV300



FST



A2



A4

Cantidad Medida Recubrimiento

ISO 7089 DIN 125-A

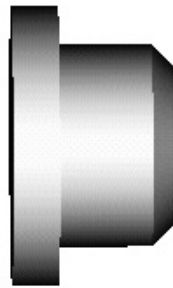
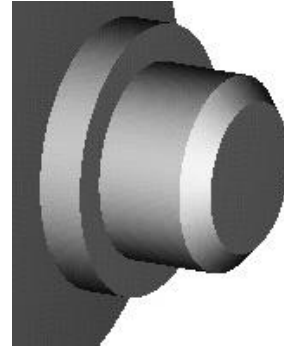
ANADIR A CESTA

ANADIR A FAVORITOS

VOLVER

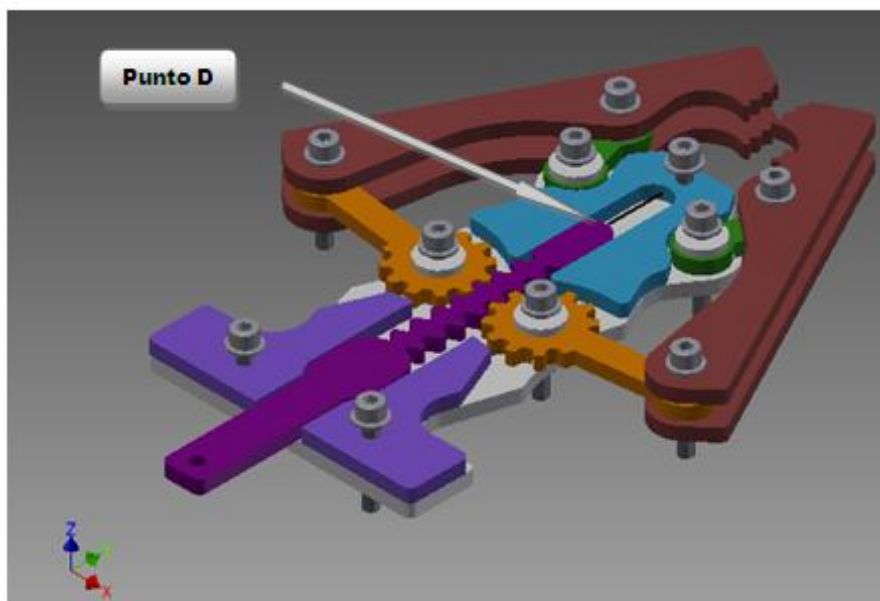
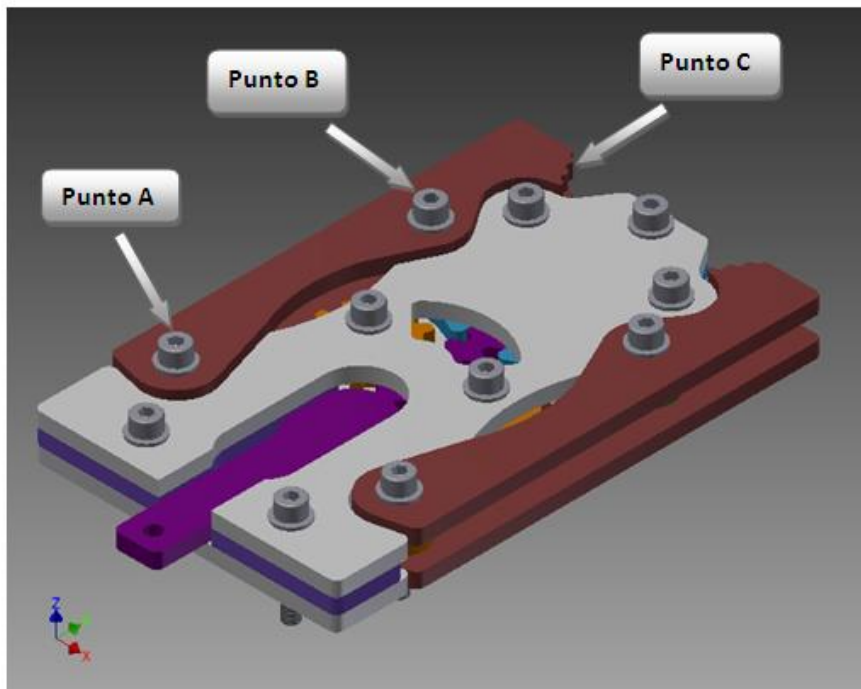
Anexo E: Programación de cojinetes. Fagor 8050.

N0010 G07 G71 G90 G95 G97
 N0020 G54 X0 Z12
 N0030 G54
 N0040 F0.15 S1910 T01.01
 N0050 G00 X100 Z100 M03 M07
 N0060 G00 X14 Z1
 N0070 G01 X-1.6
 N0080 G01 Z2
 N0090 G00 X14
 N0100 G00 Z0
 N0110 G01 X-1.6 F0.15
 N0120 G01 Z1 F0.024
 N0130 G01 X6 Z0
 N0140 G39 R1 X8
 N0150 G01 Z-5
 N0160 G01 X12
 N0170 G01 Z-13
 N0180 G01 X14
 N0190 G00 X100 Z100
 N0200 G07 G71 G90 G95 G97
 N0210 G54 X0 Z12
 N0220 G54
 N0230 F0.08 S637 T03.03
 N0240 G00 X100 Z100 M03 M07
 N0250 G00 X14 Z-13
 N0260 G01 X6
 N0270 G01 X-1.6 F0.04
 N0280 G01 X14
 N0290 G00 X100 Z100
 N0300 M30



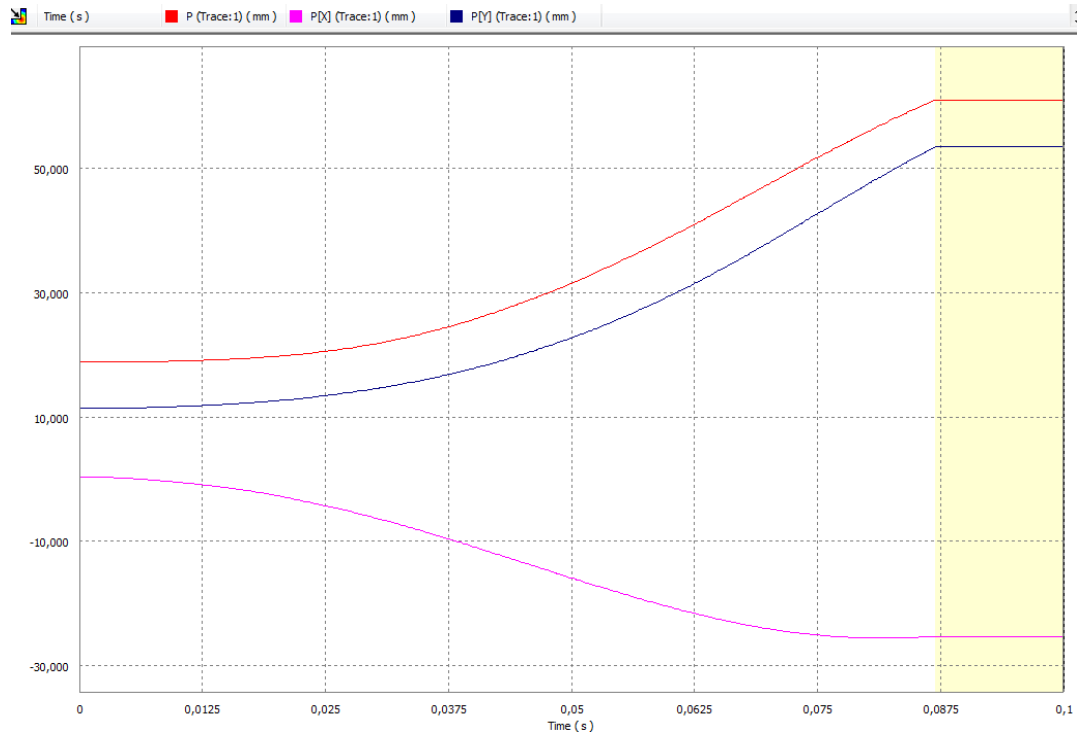
Anexo F: Gráficas de posición, velocidad y aceleración.

Las siguientes figuras muestran los puntos cuyas gráficas de posición, velocidad y aceleración se muestran a continuación. En este Anexo se muestra el análisis realizado inicialmente para diferentes fuerzas aplicadas a la cremallera.

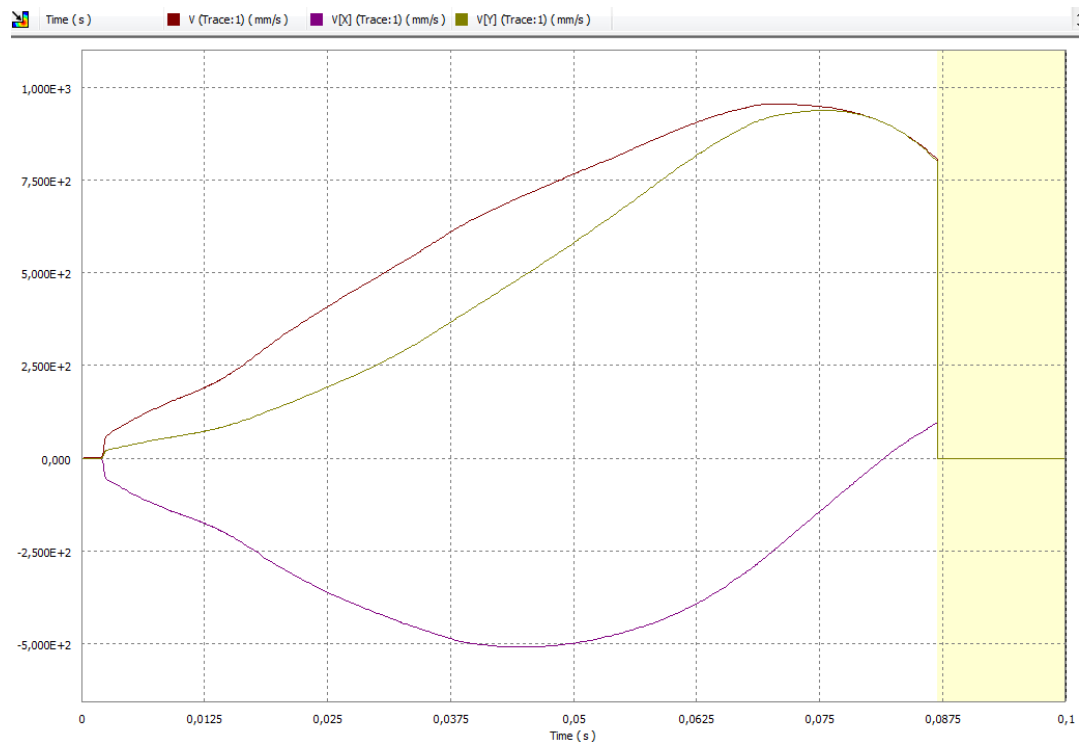


Punto A: F=10N

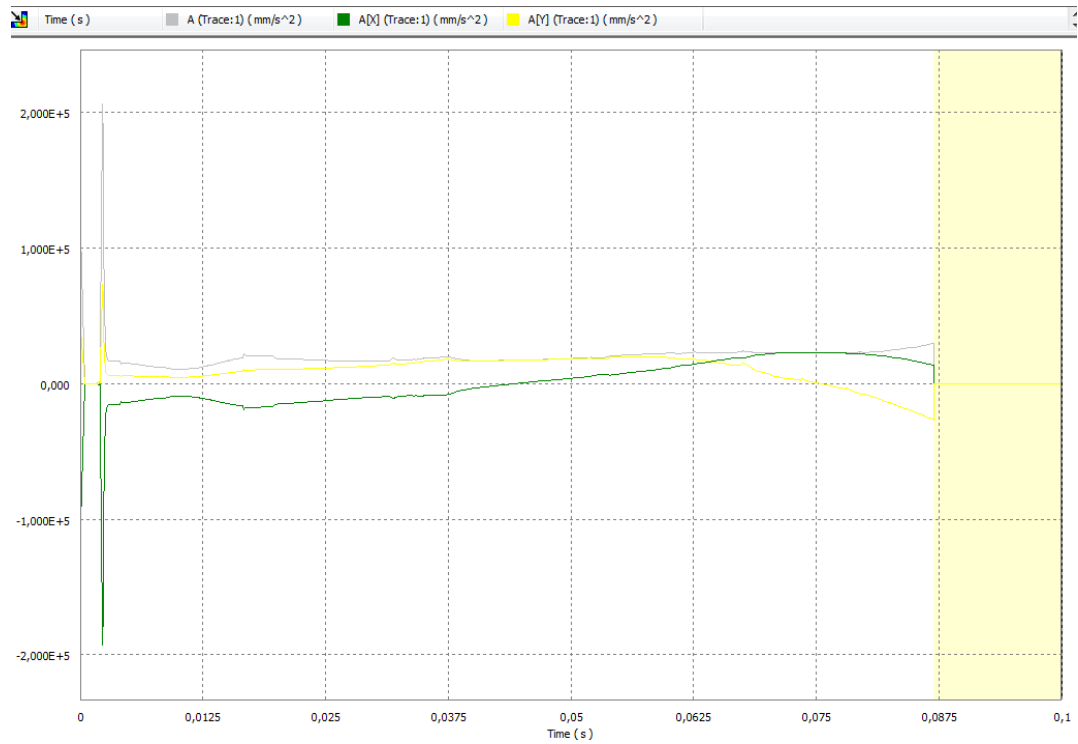
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

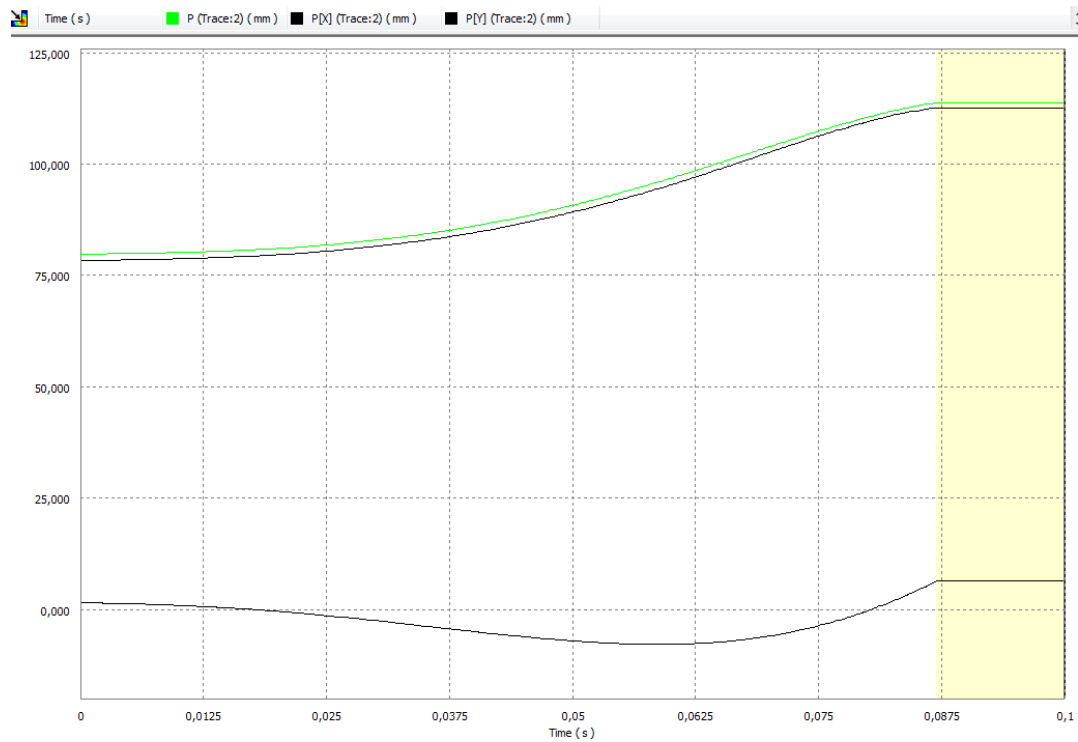


Aceleración (mm/s^2) vs. Tiempo(s)

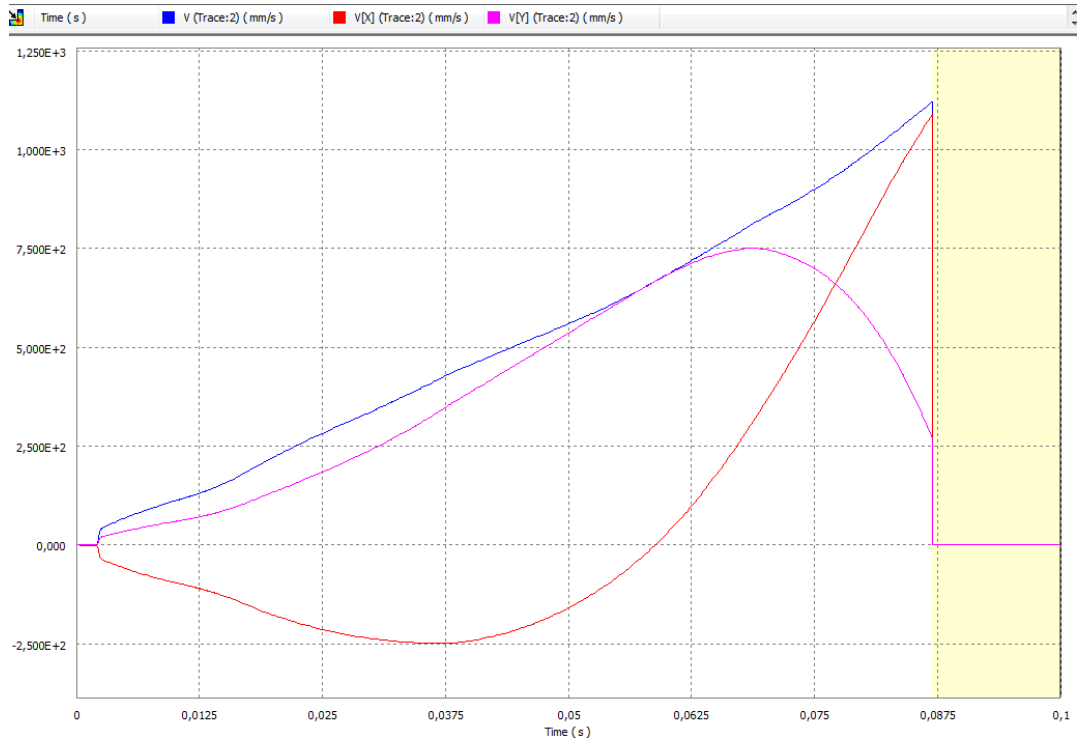


Punto B: F=10N

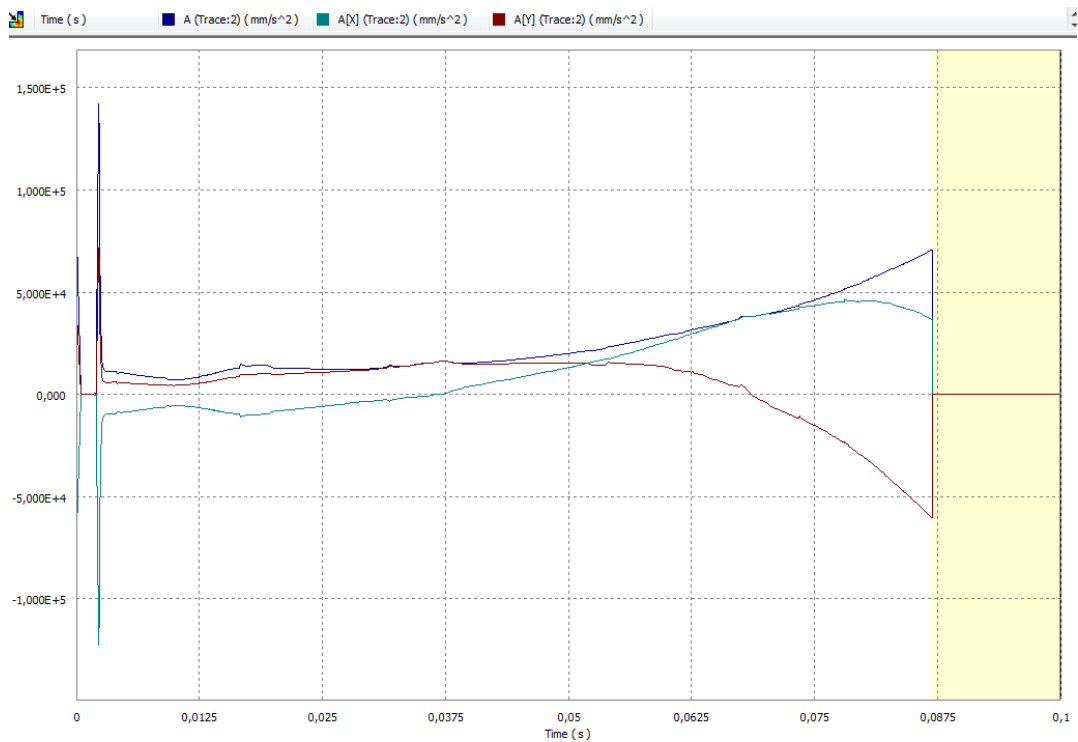
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

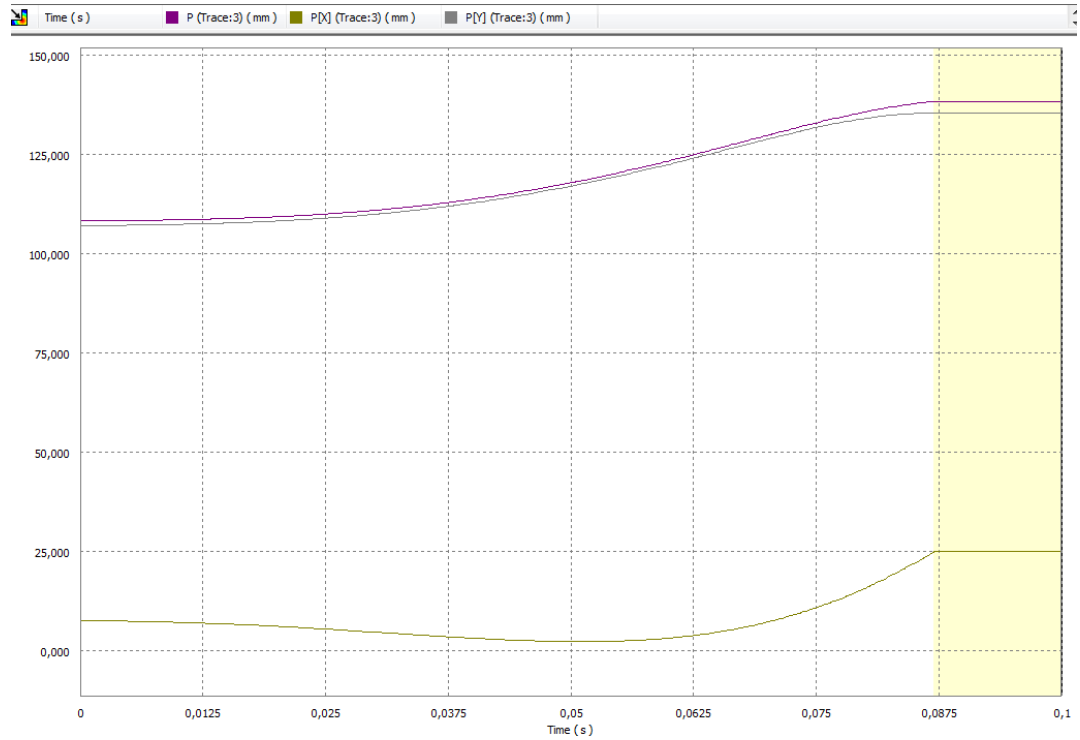


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

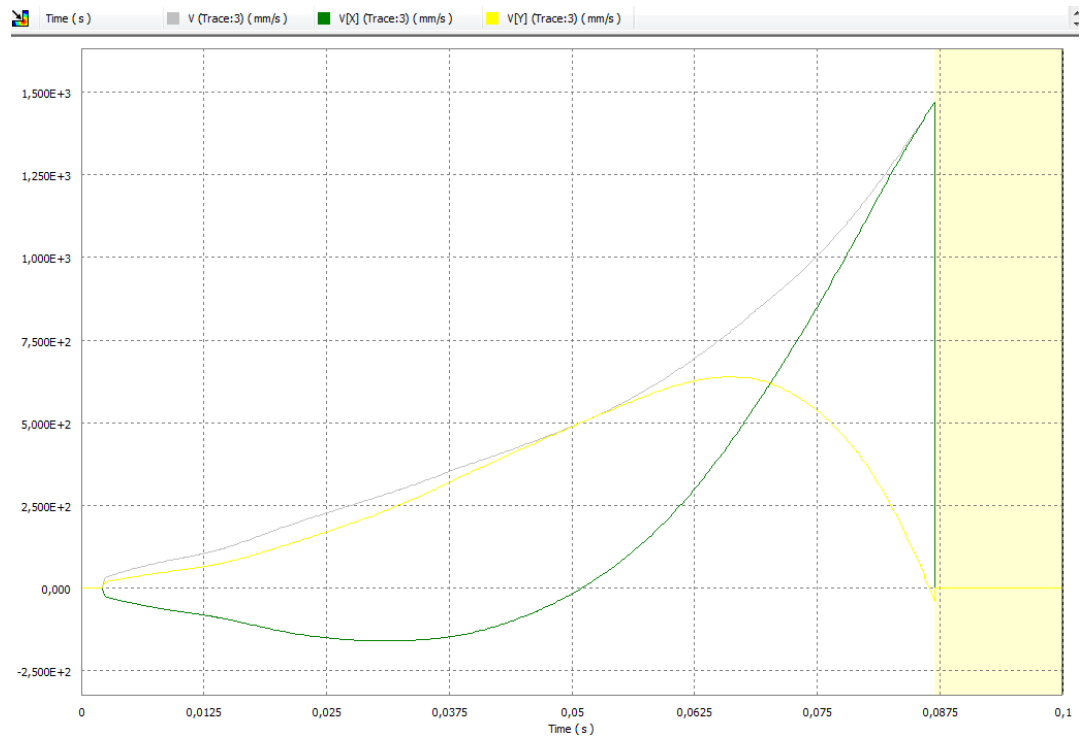


Punto C: F=10N

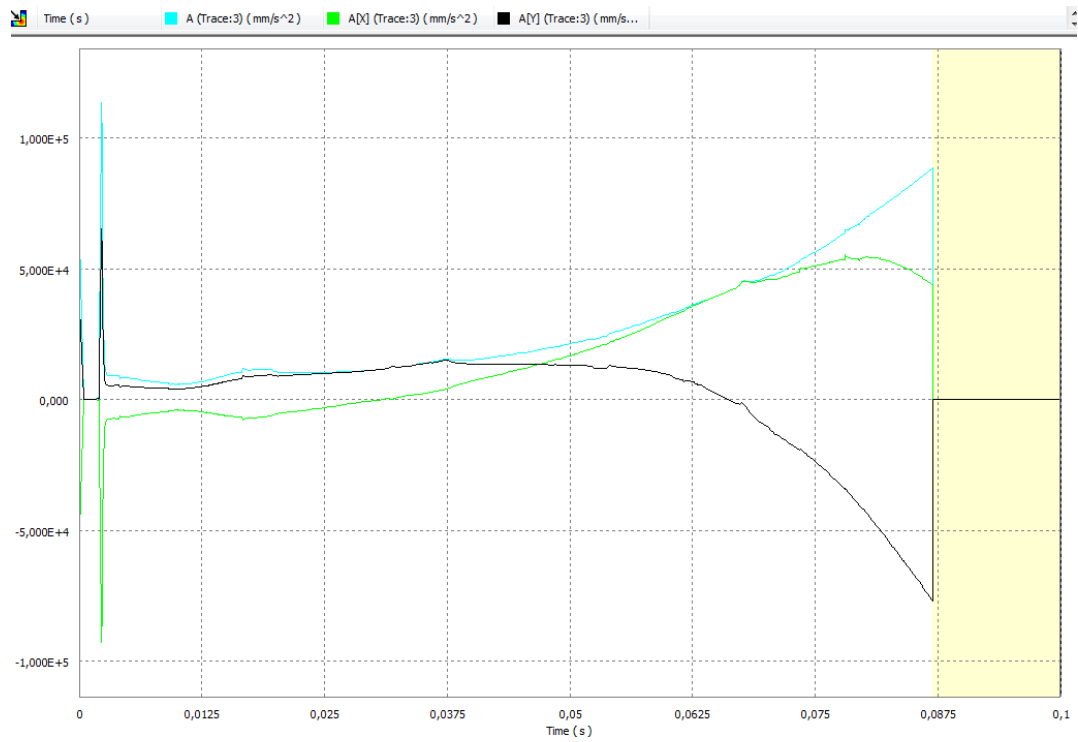
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

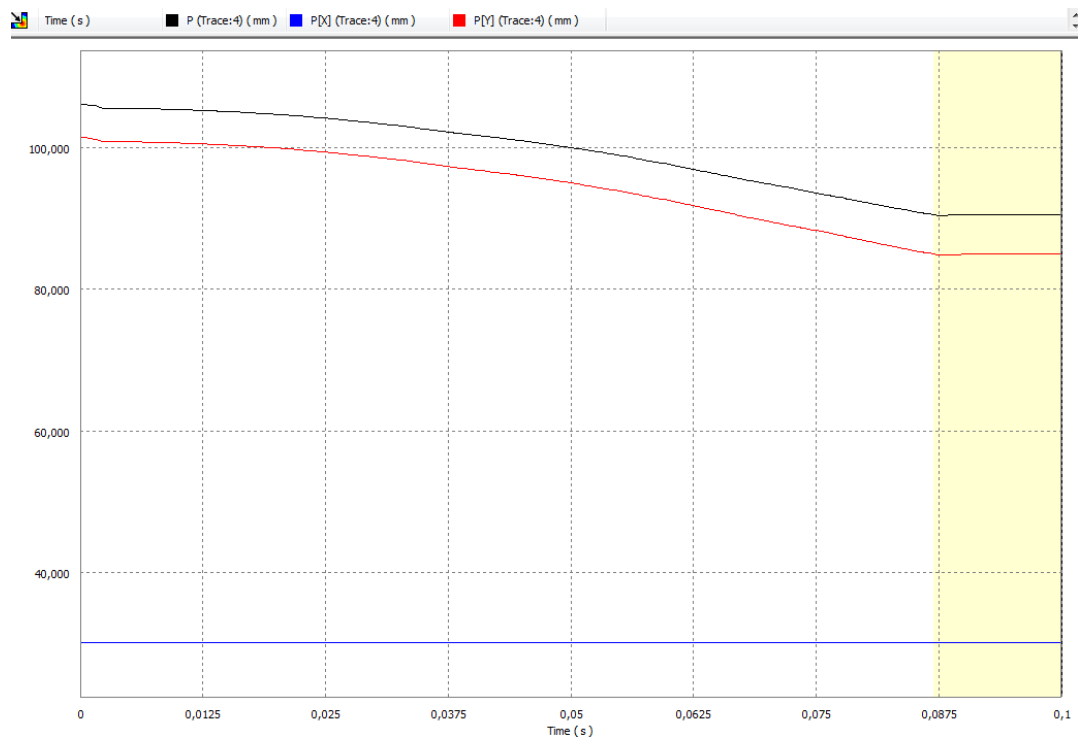


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

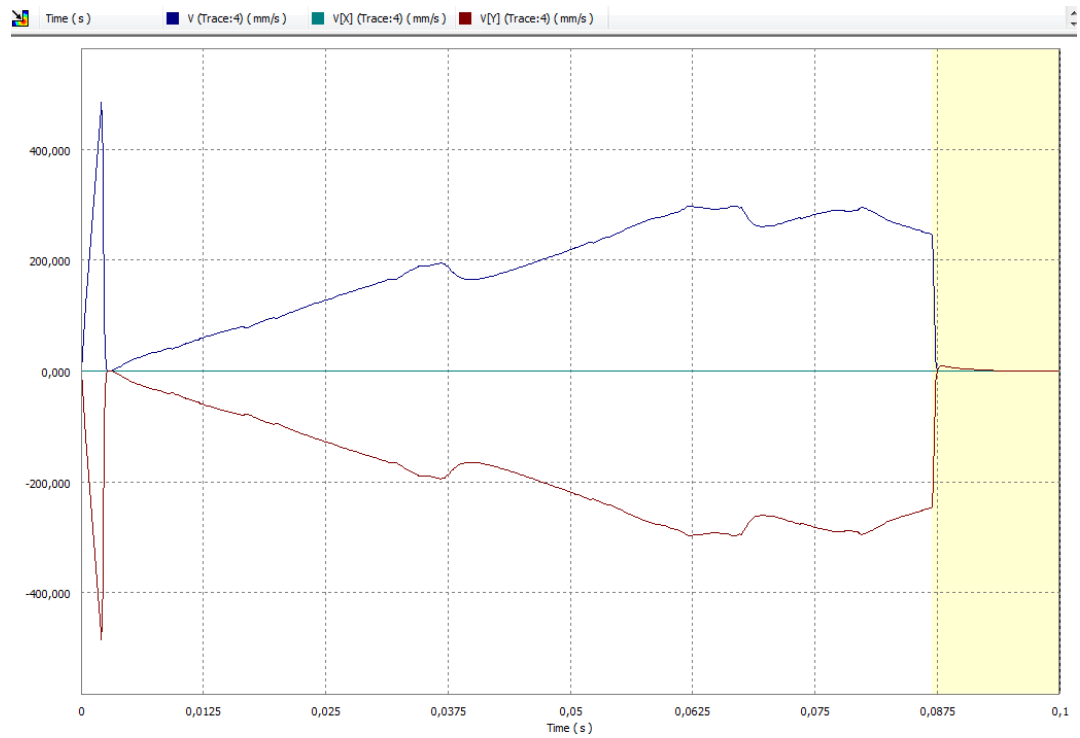


Punto D: F=10N

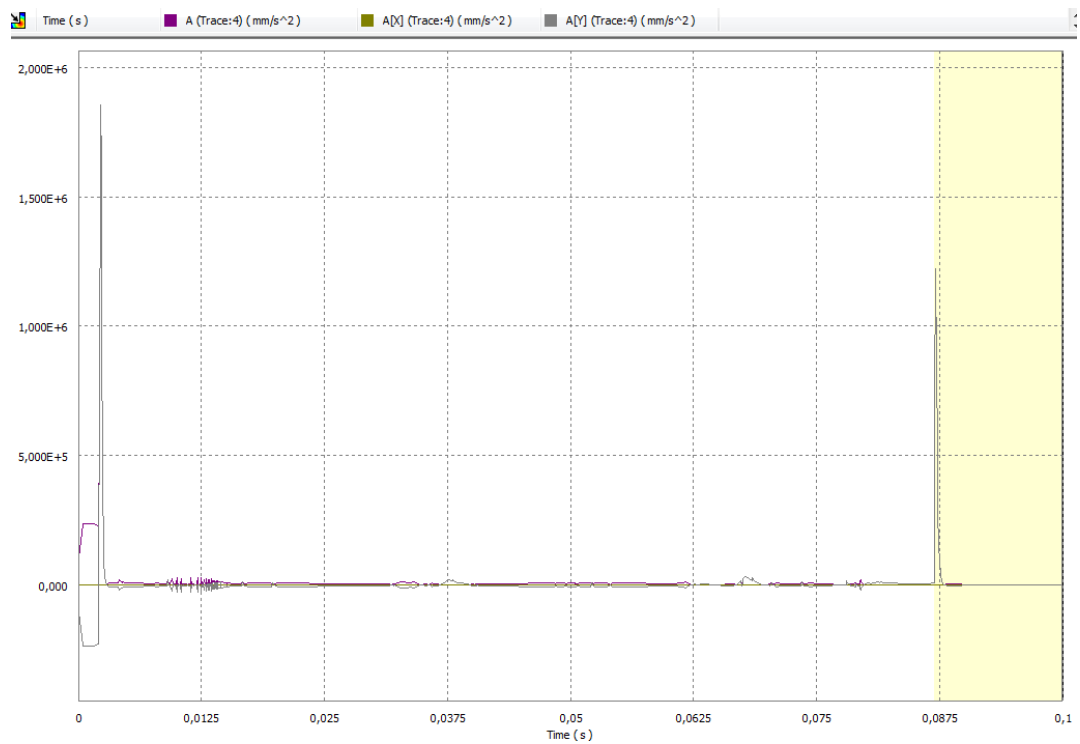
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

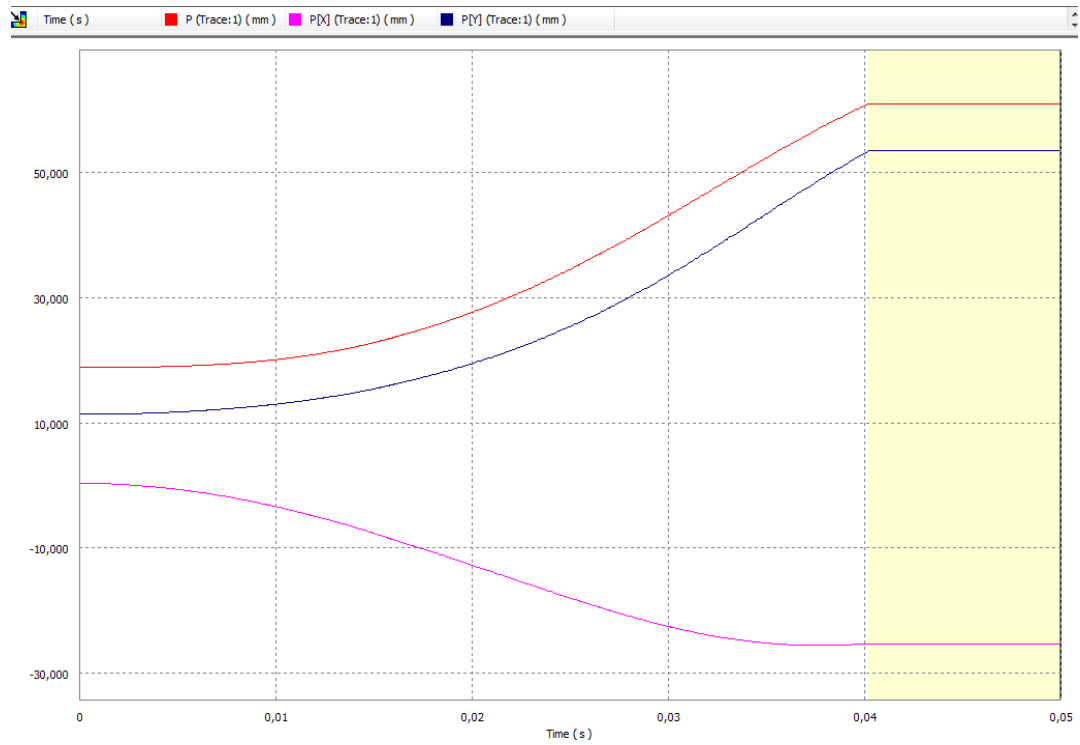


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

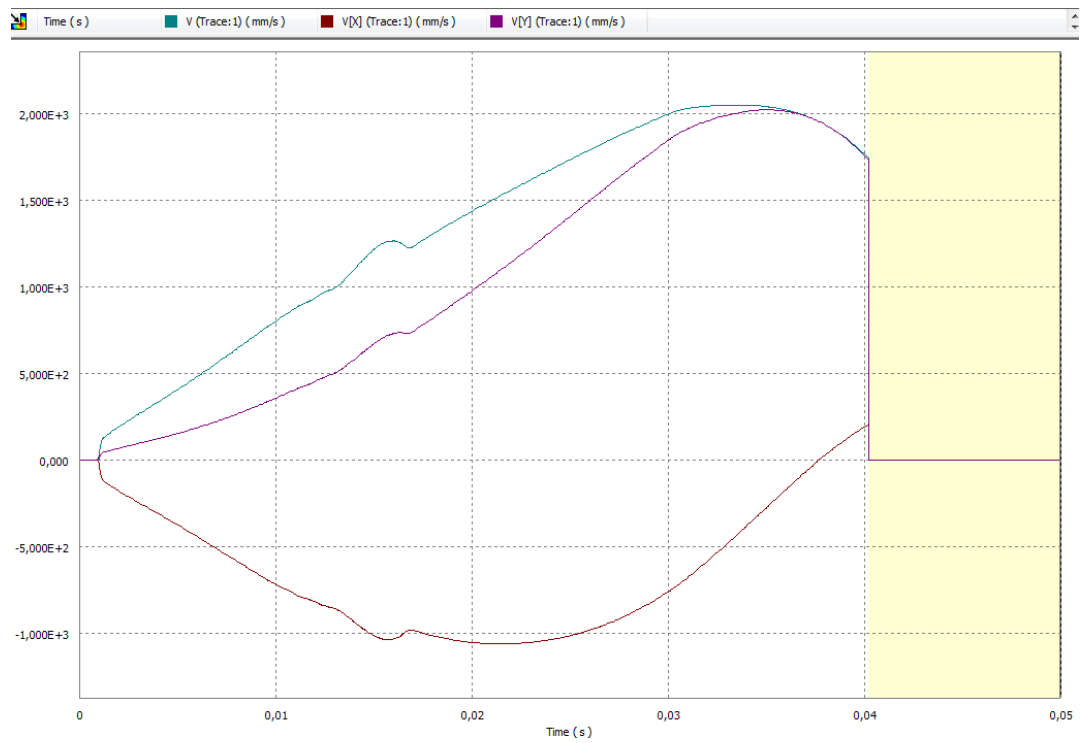


Punto A: F=50N

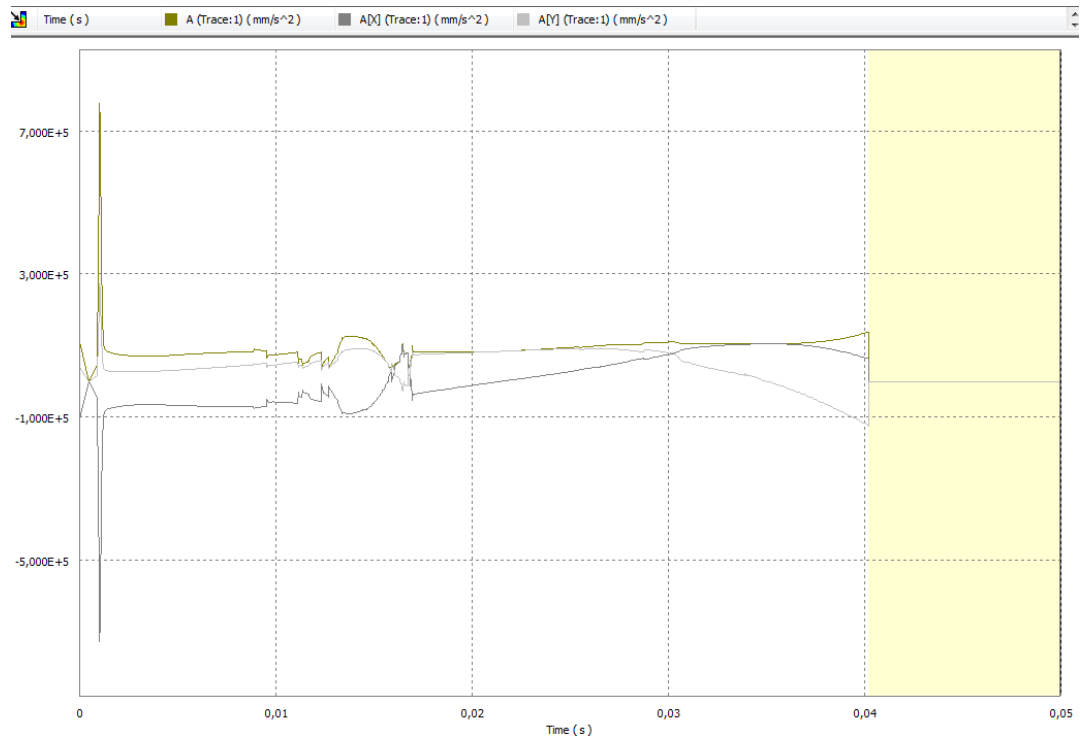
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

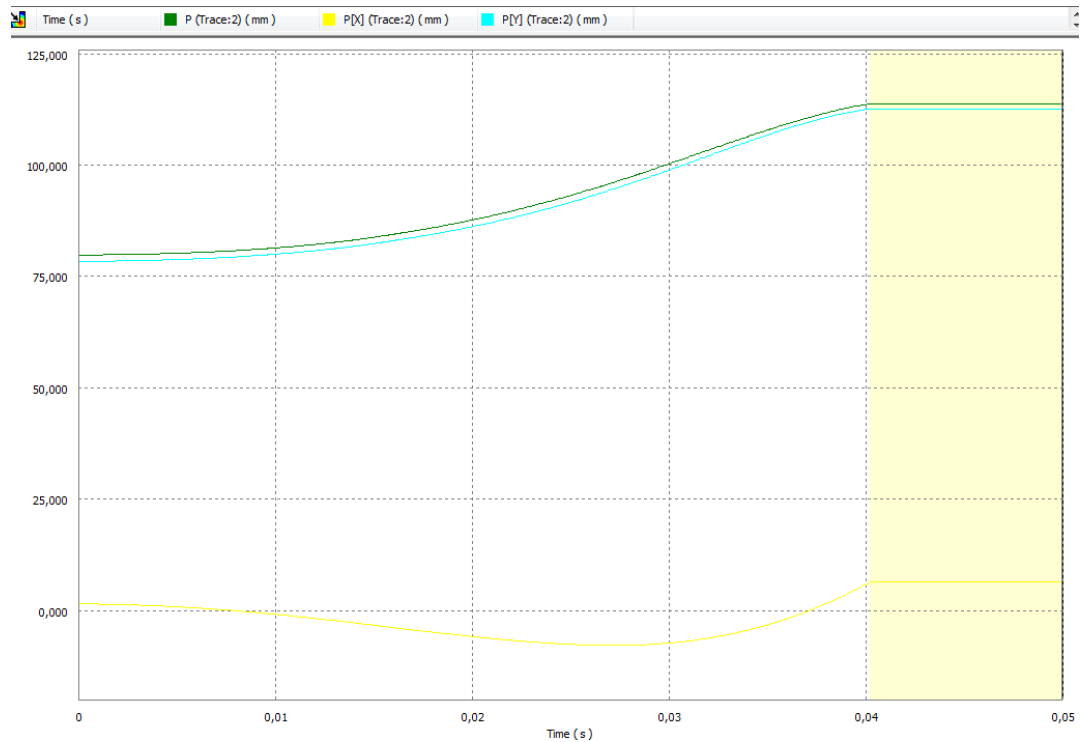


Aceleración (mm/s^2) vs. Tiempo(s)

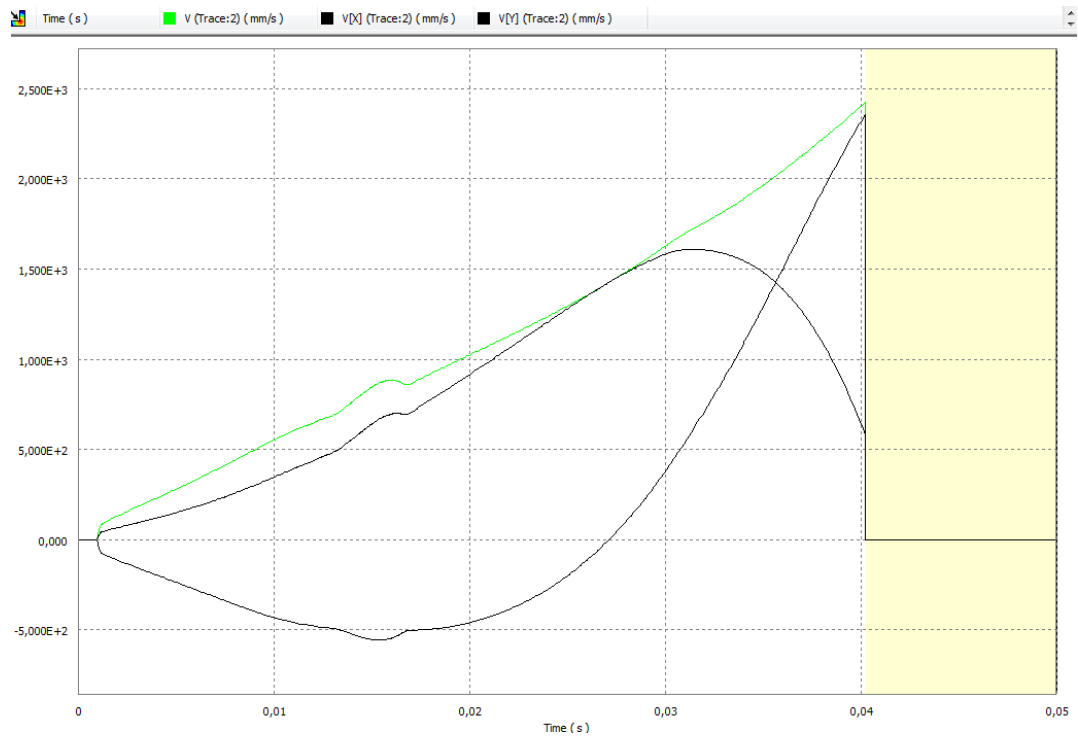


Punto B: F=50N

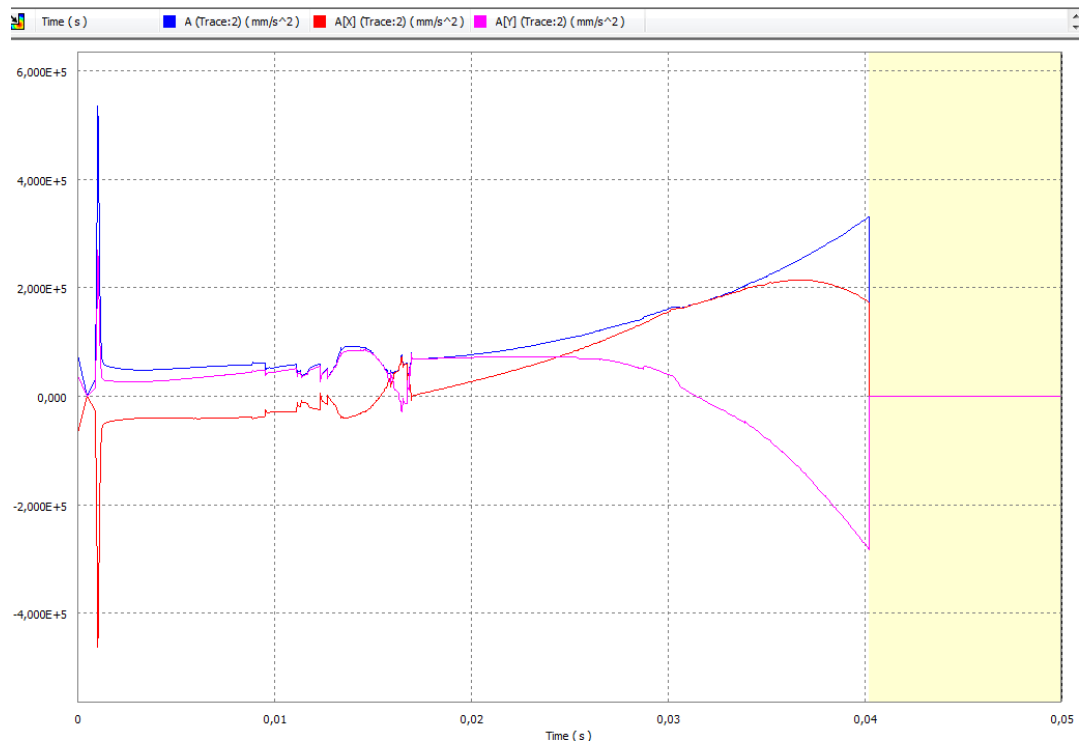
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

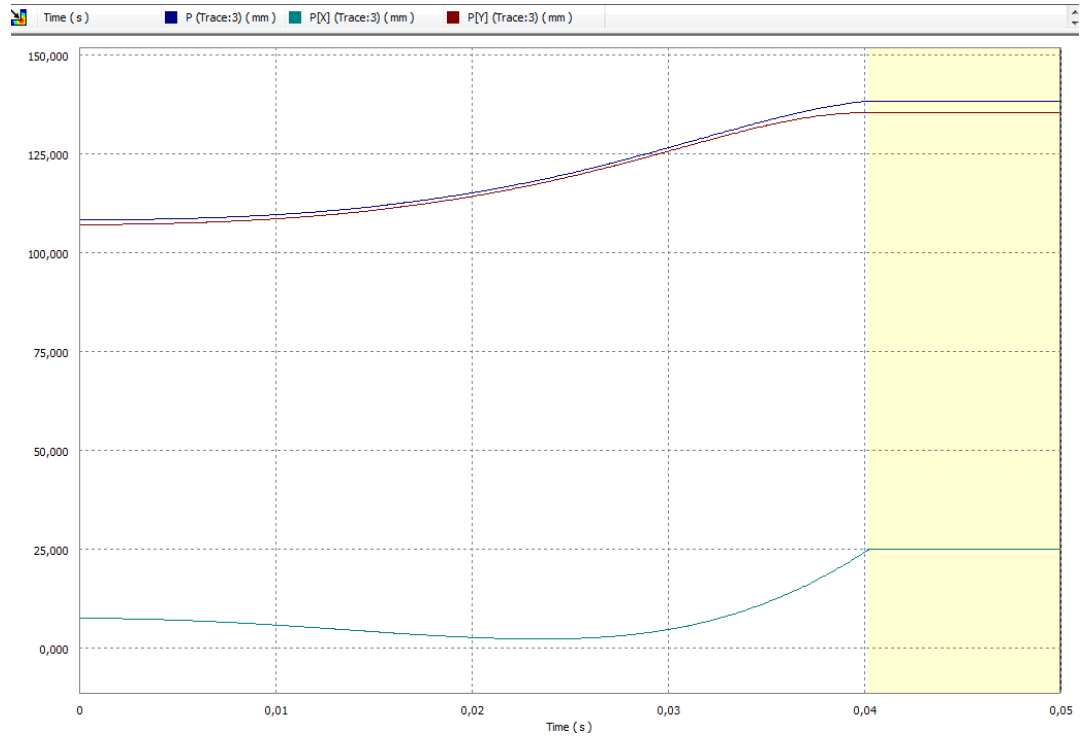


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

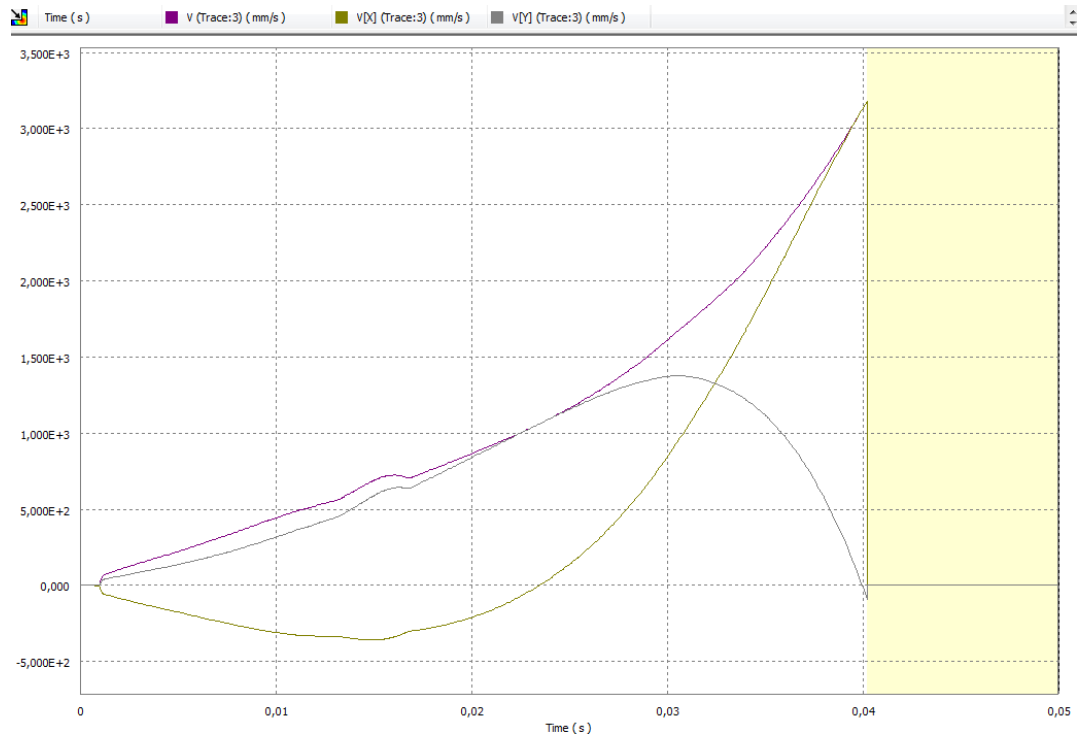


Punto C: F=50N

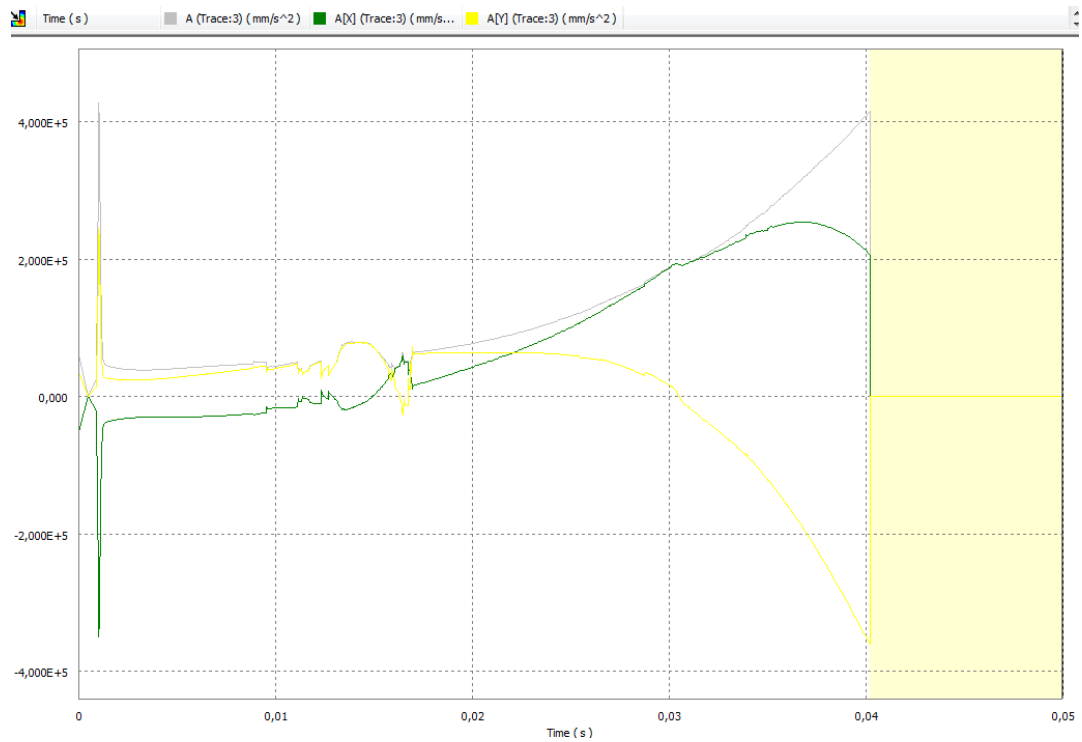
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

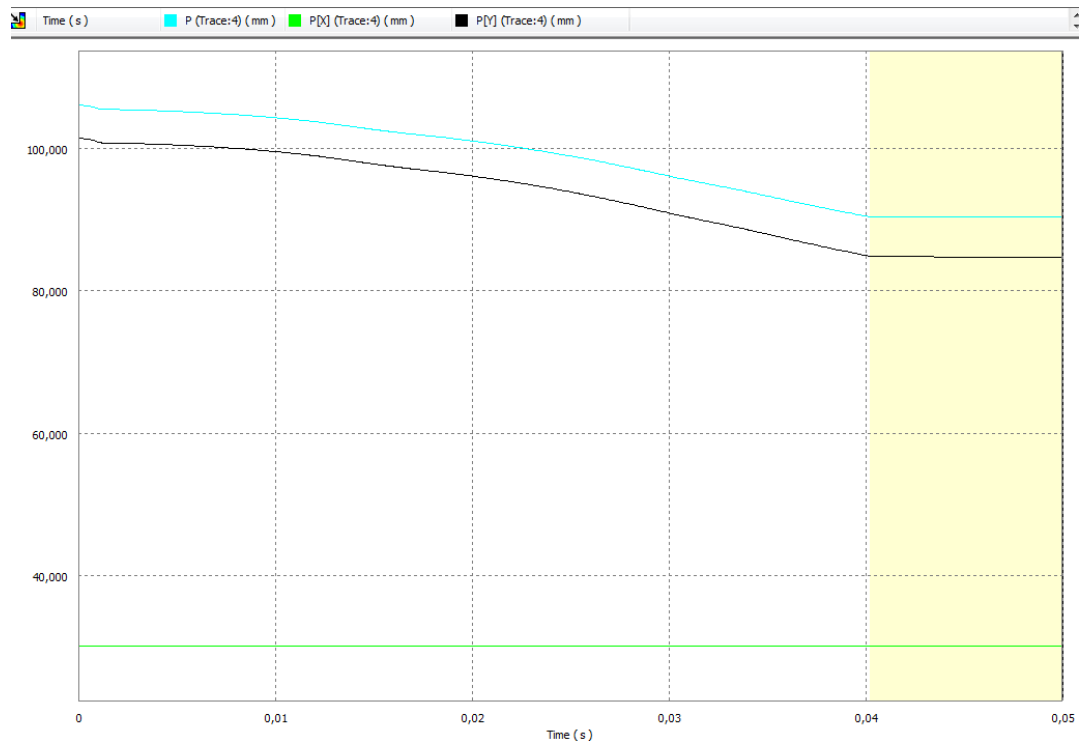


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

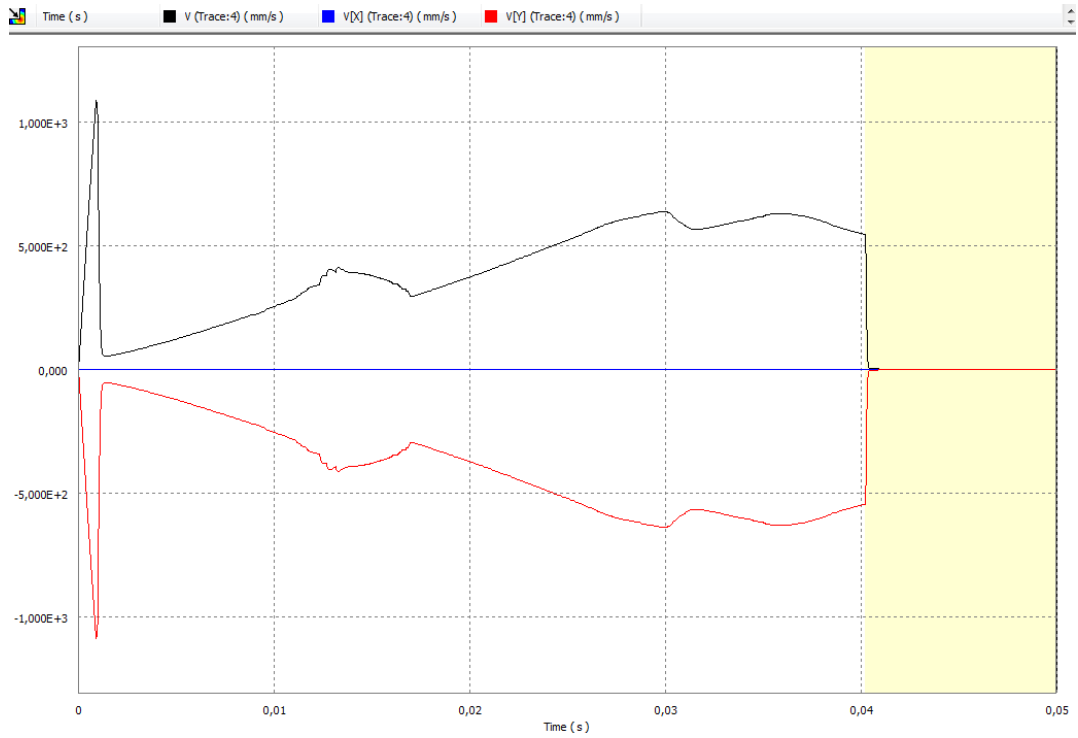


Punto D: F=50N

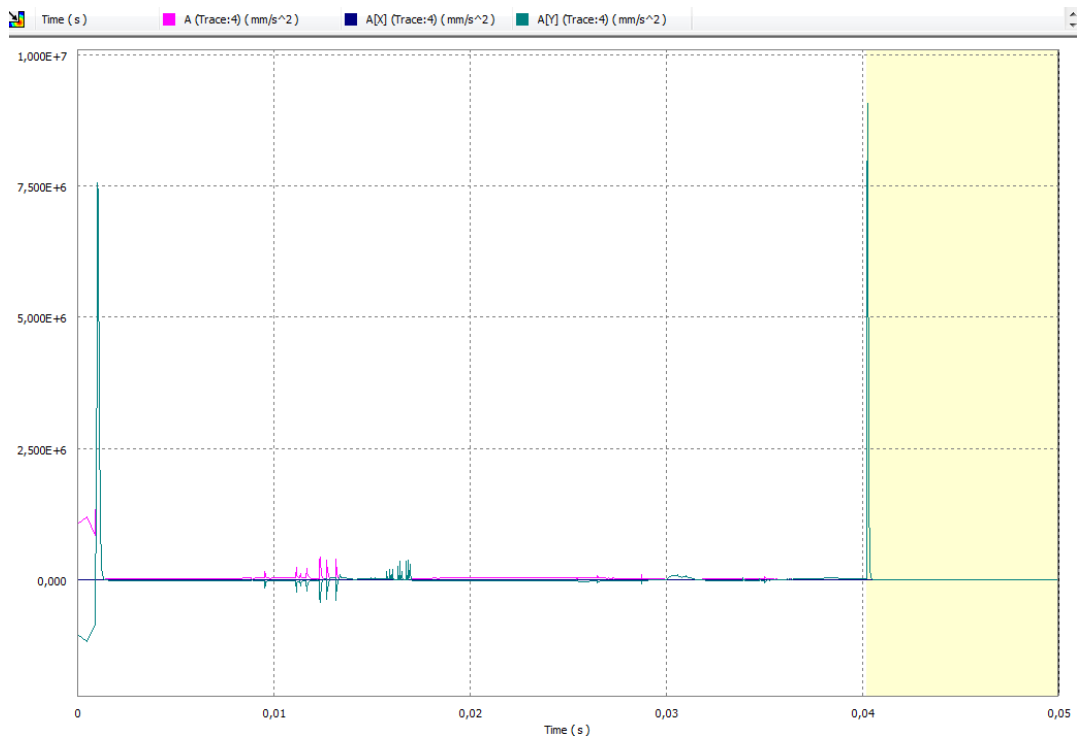
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

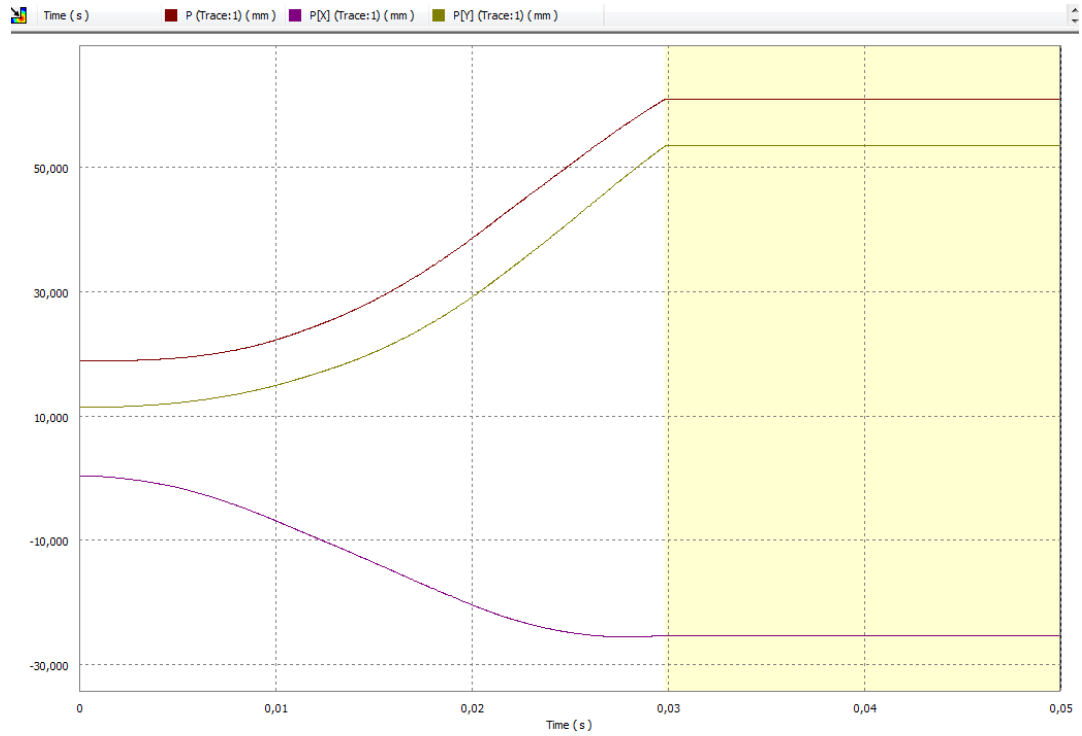


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

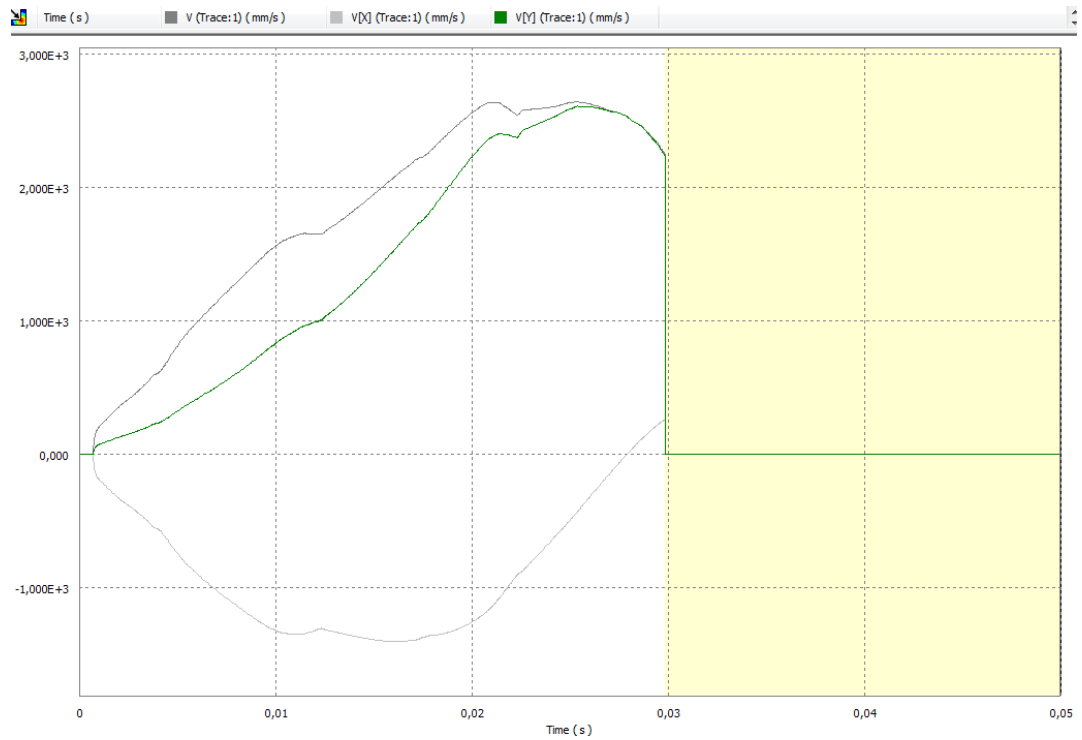


Punto A: F=100N

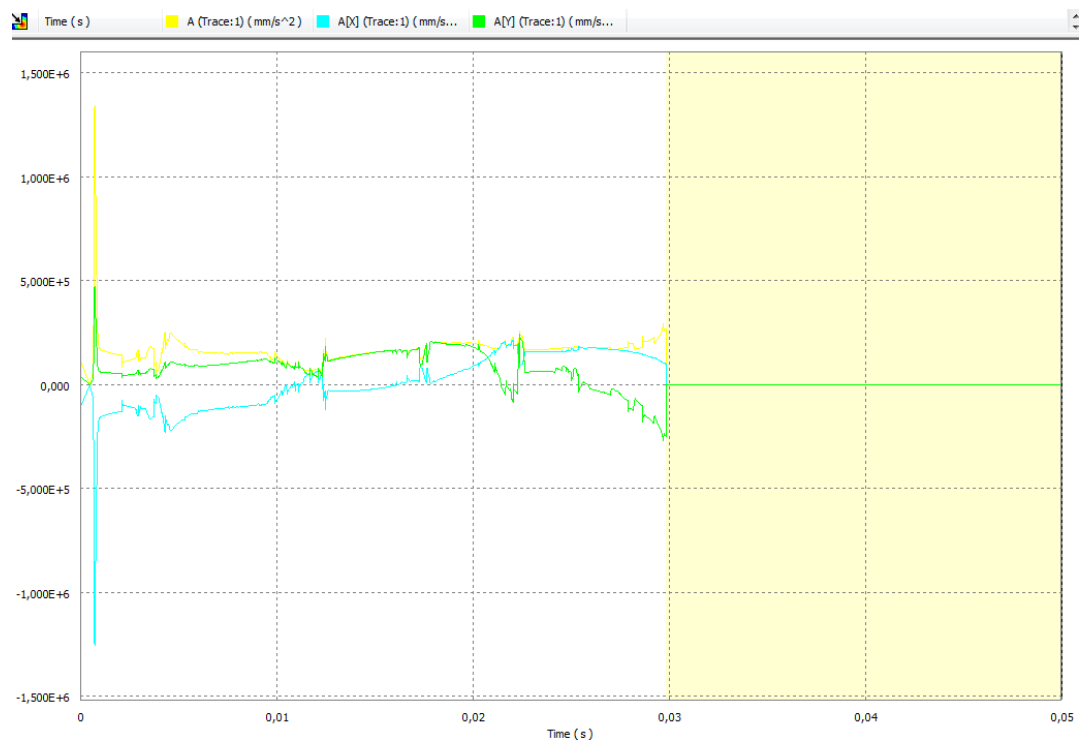
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

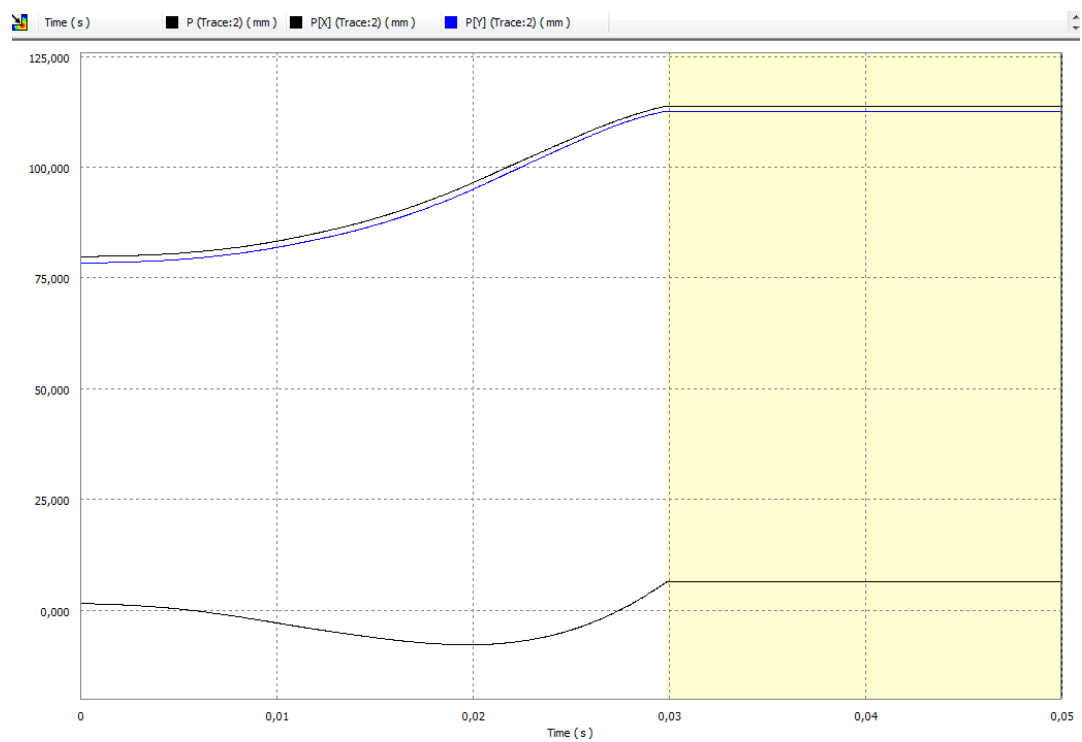


Aceleración (mm/s^2) vs. Tiempo(s)



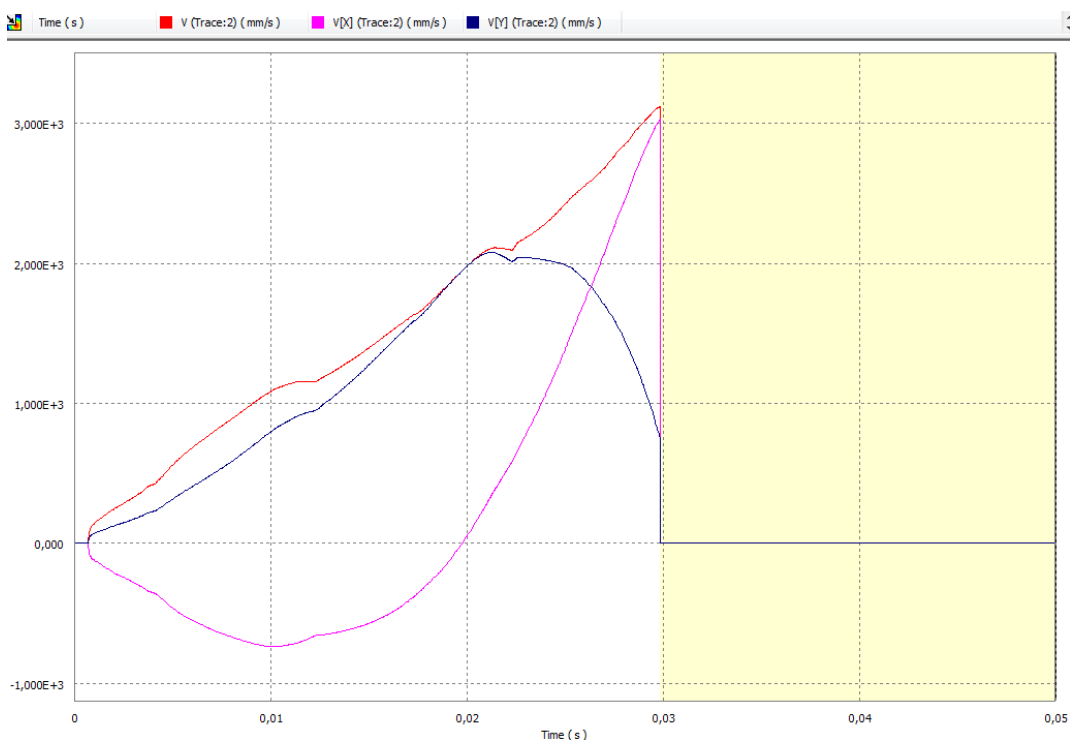
Punto B: $F=100\text{N}$

Posición (mm) vs. Tiempo (s)

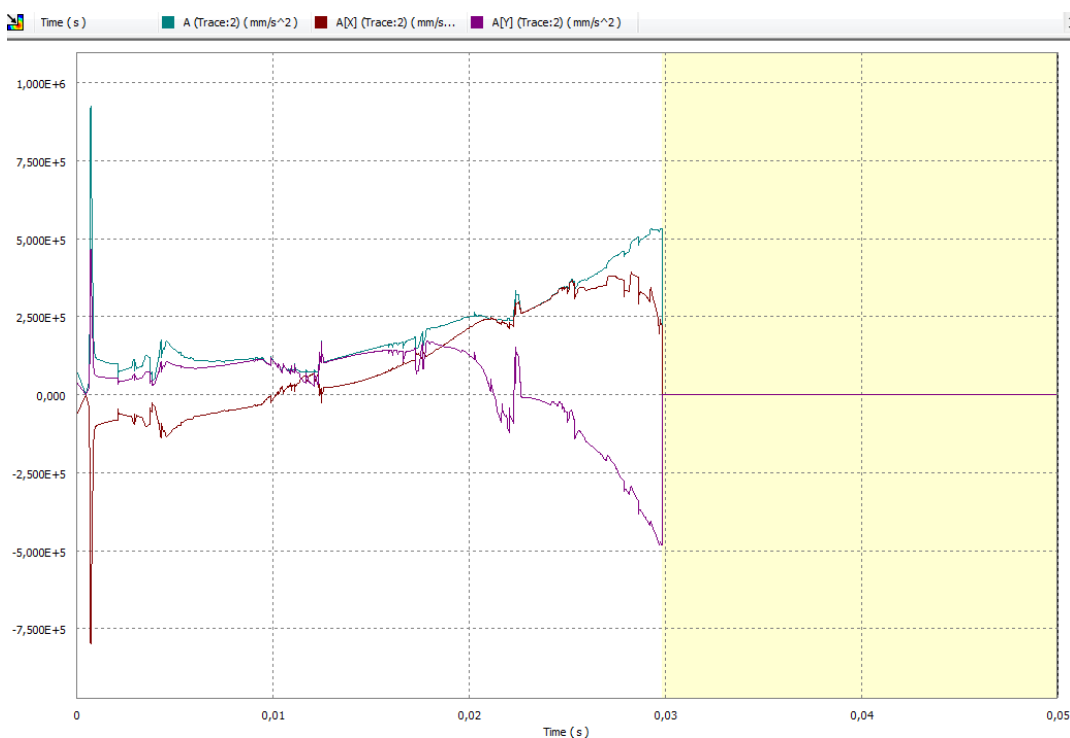




Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

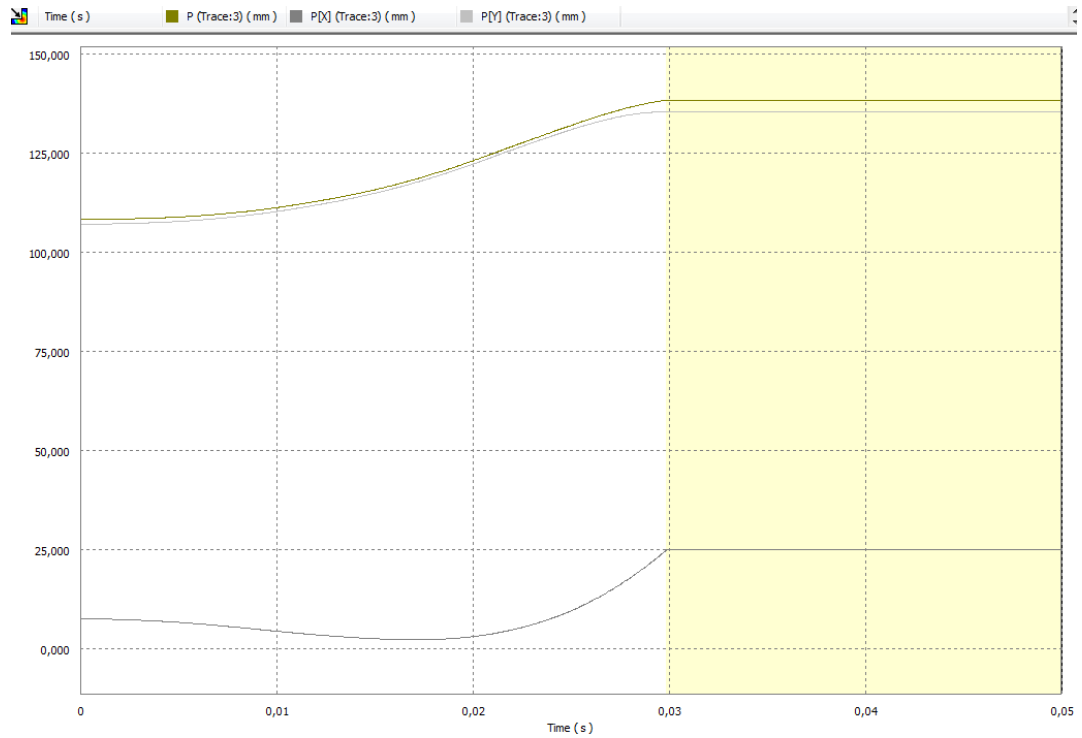


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

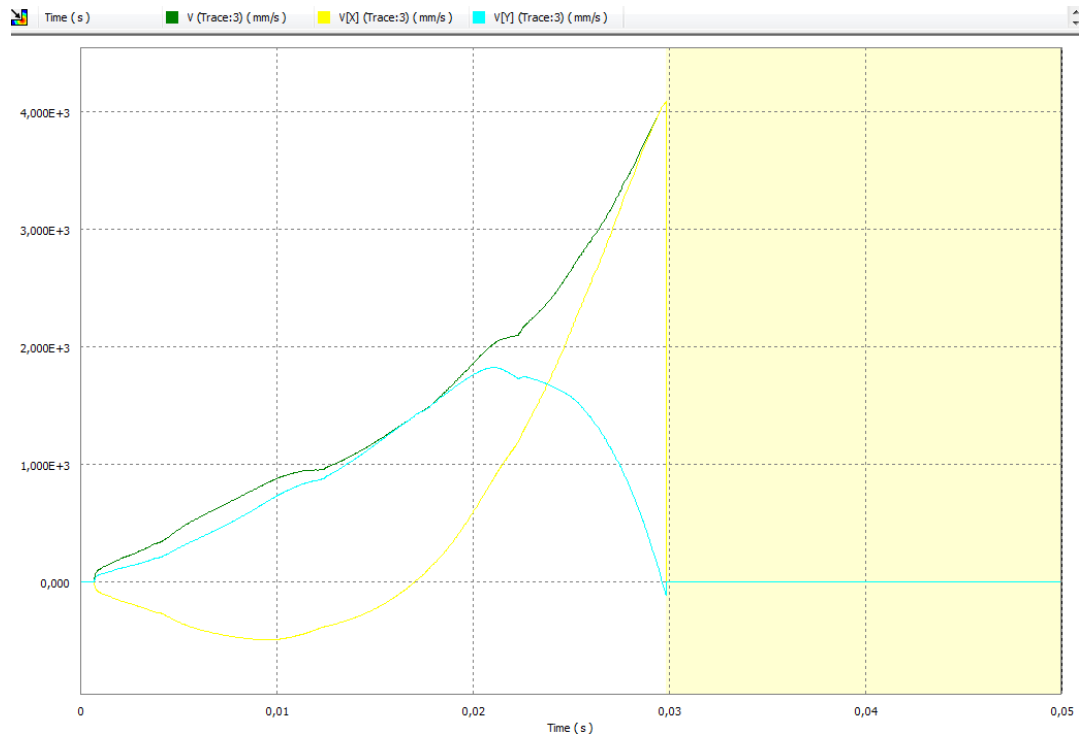


Punto C: F=100N

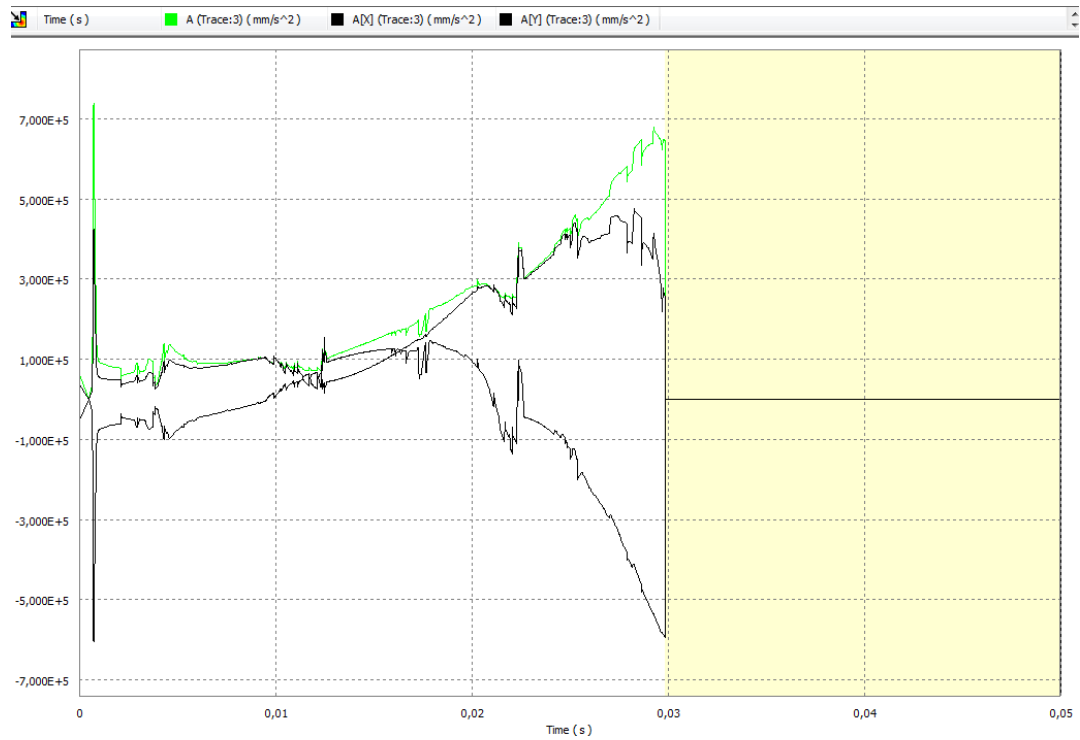
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

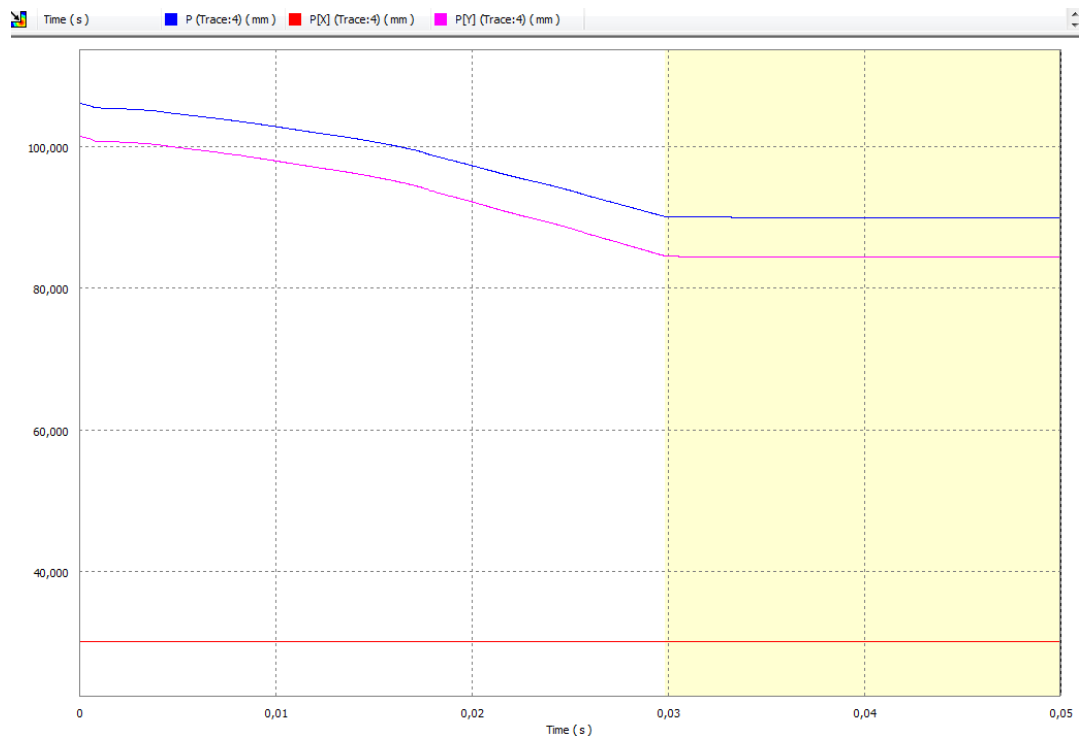


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

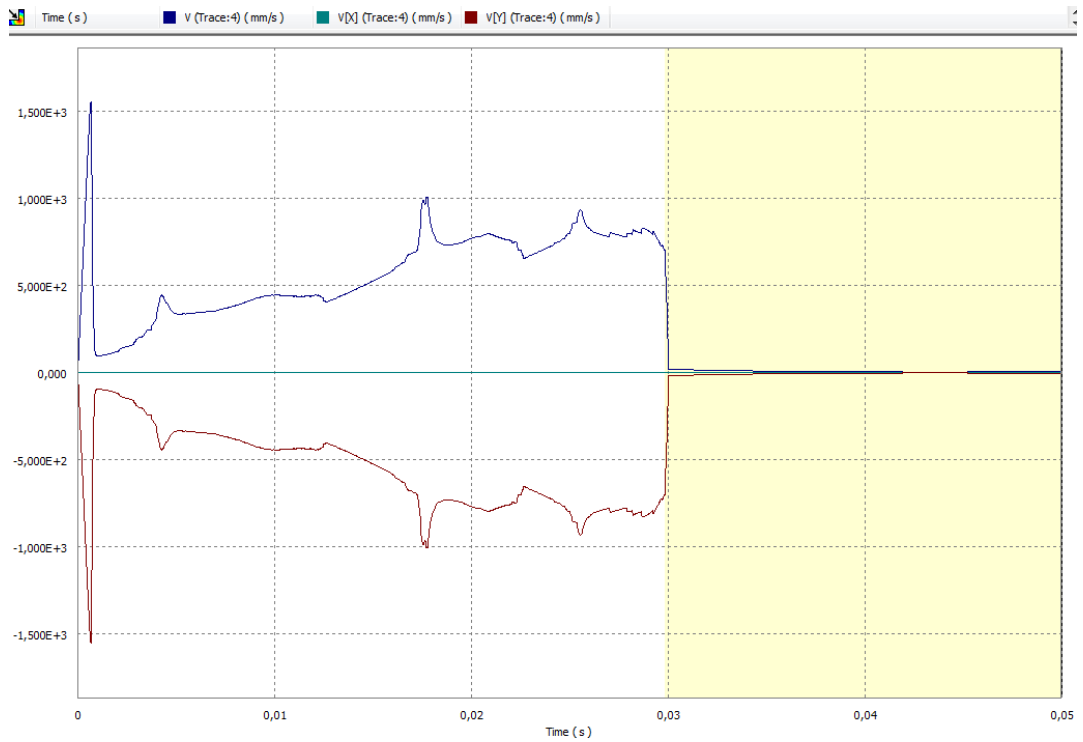


Punto D: F=100N

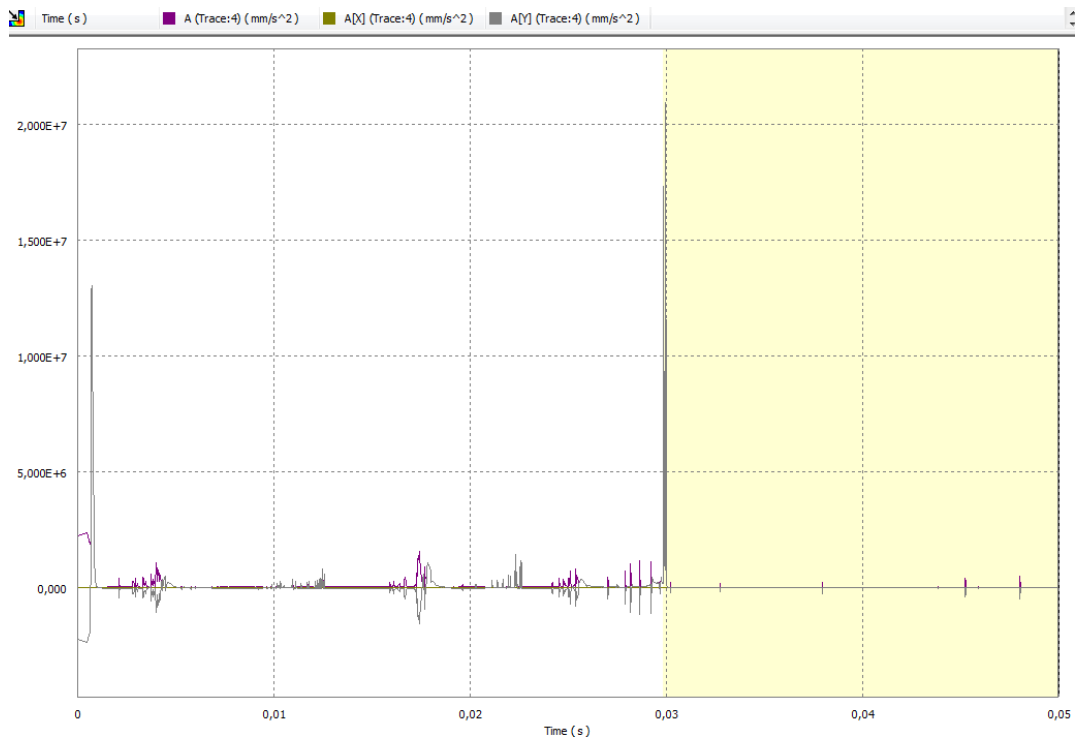
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

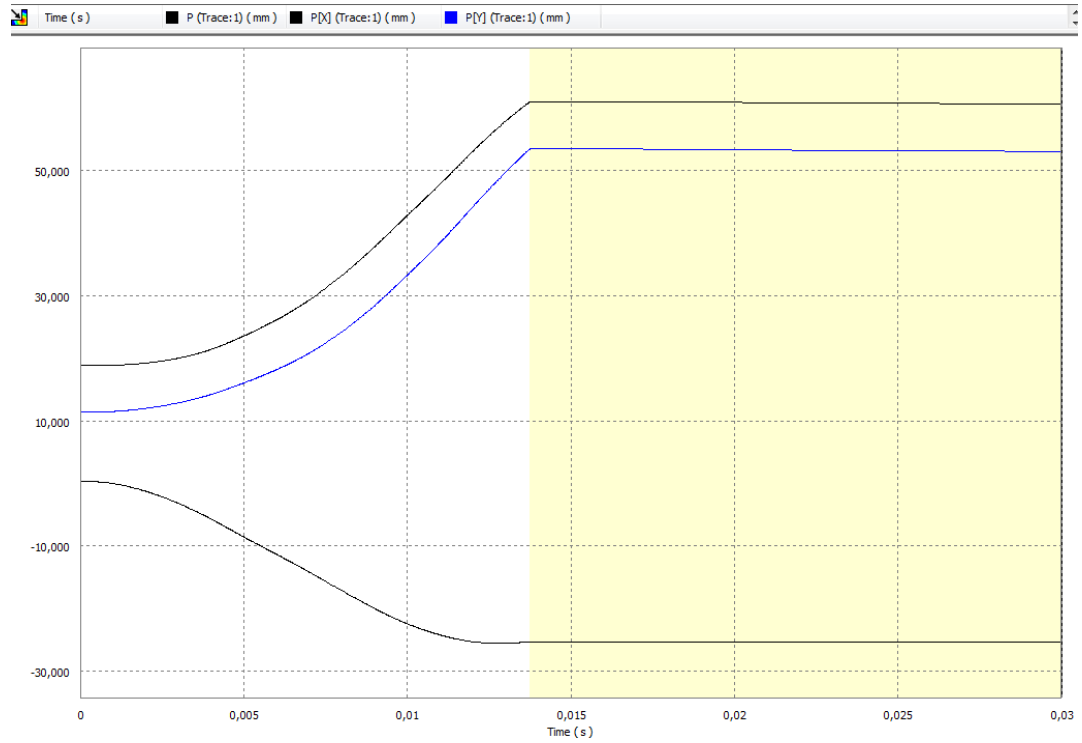


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

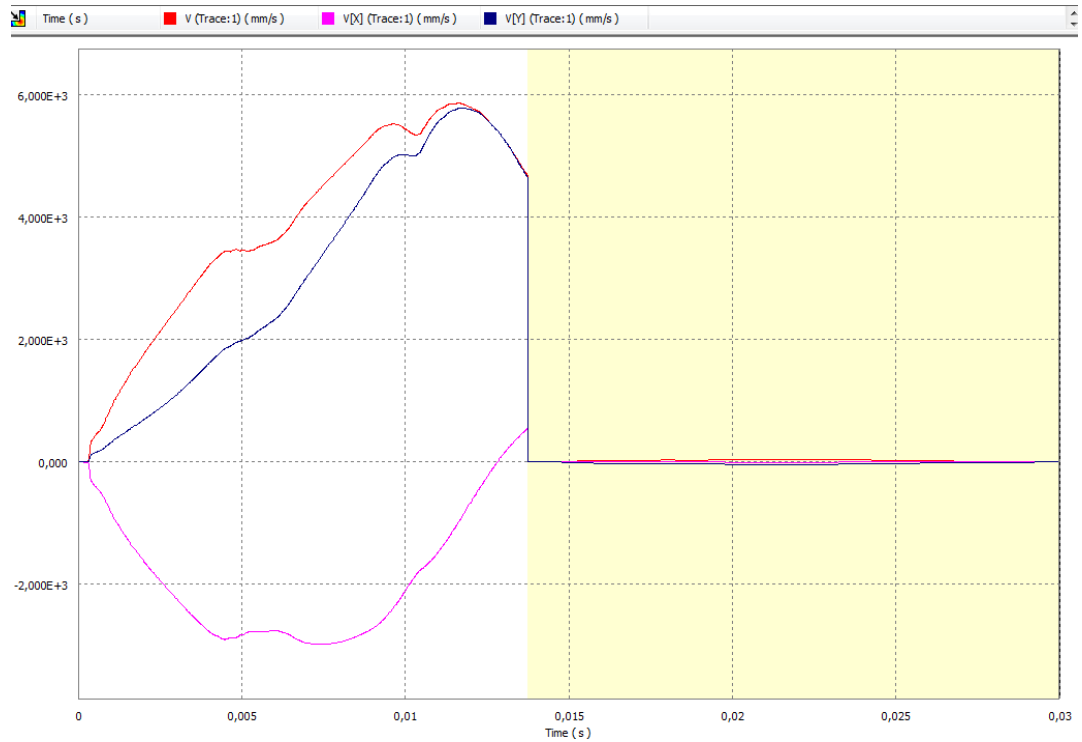


Punto A: F=500N

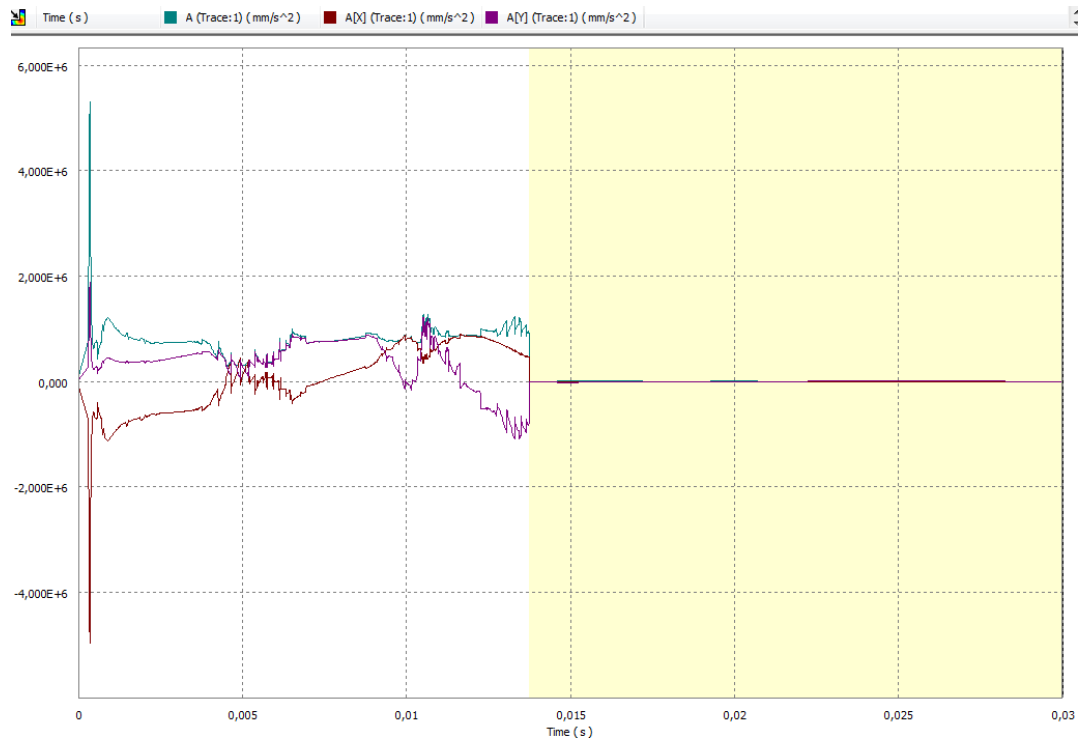
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

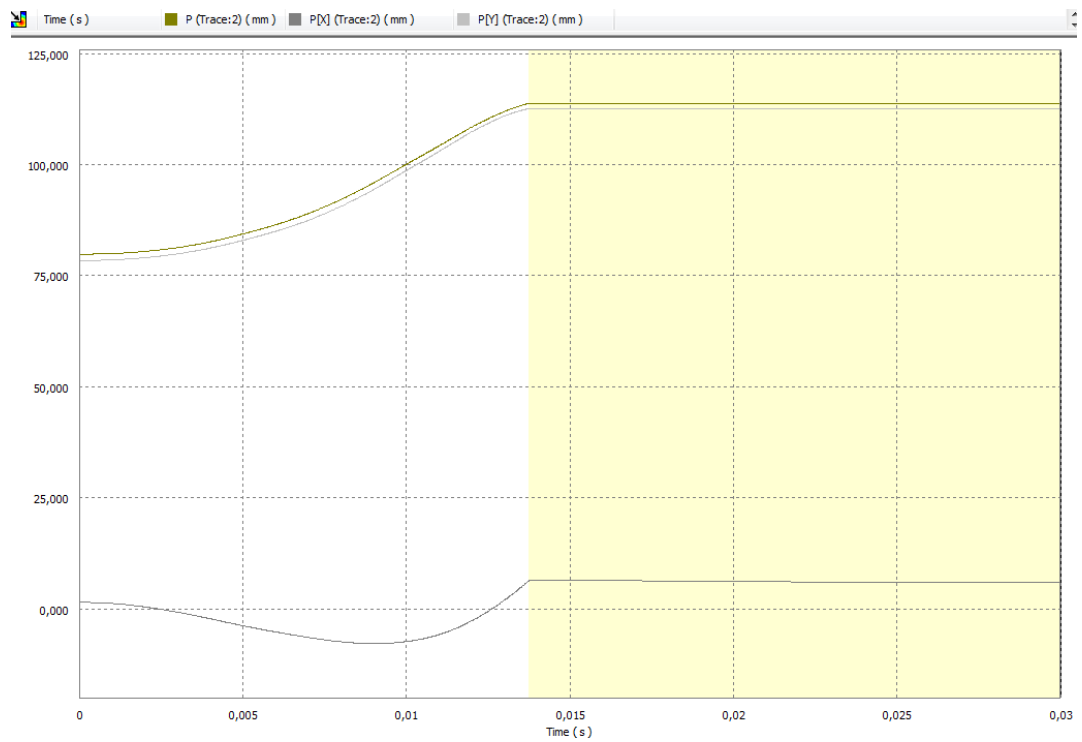


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

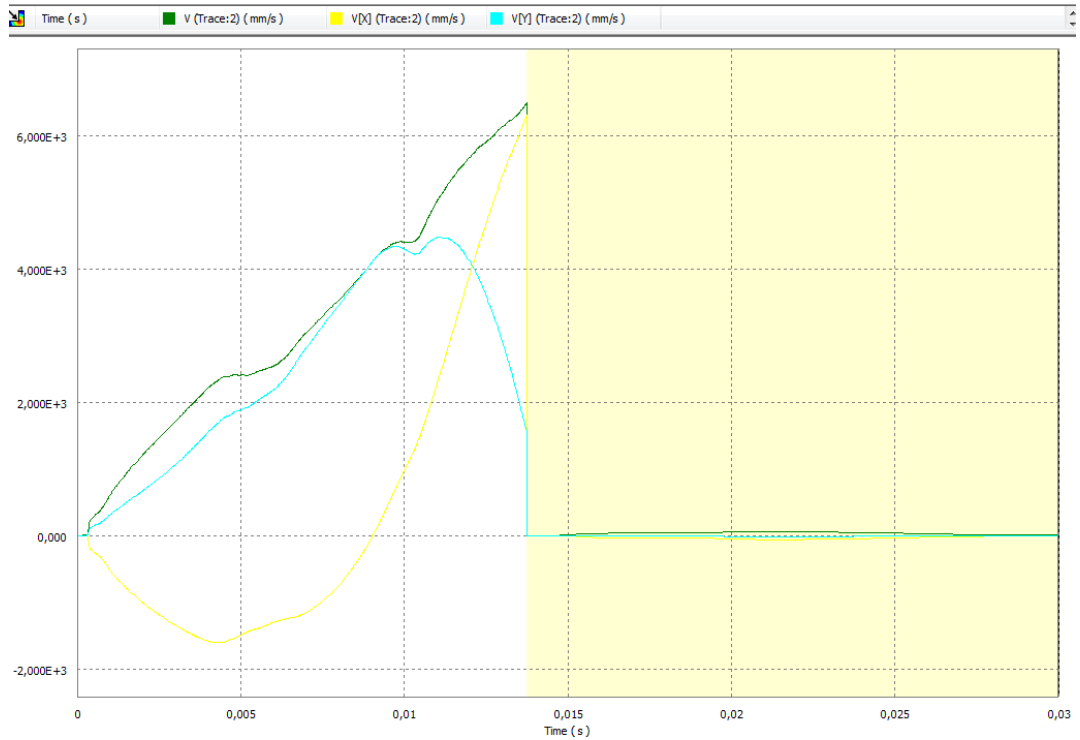


Punto B: F=500N

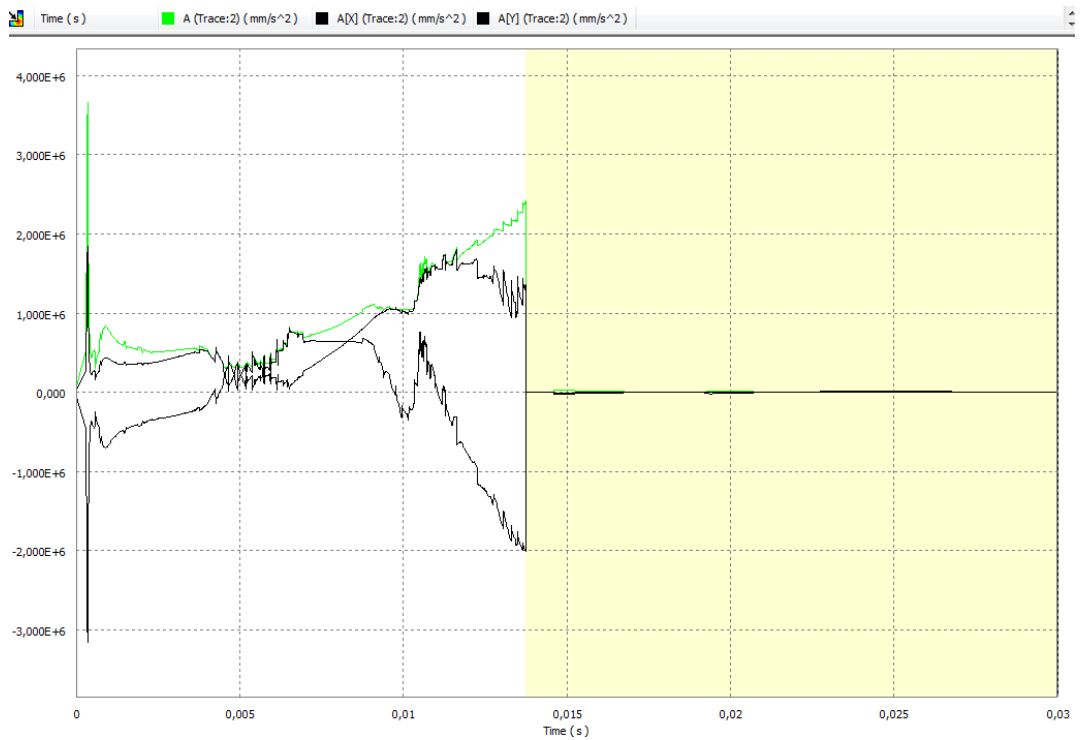
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)



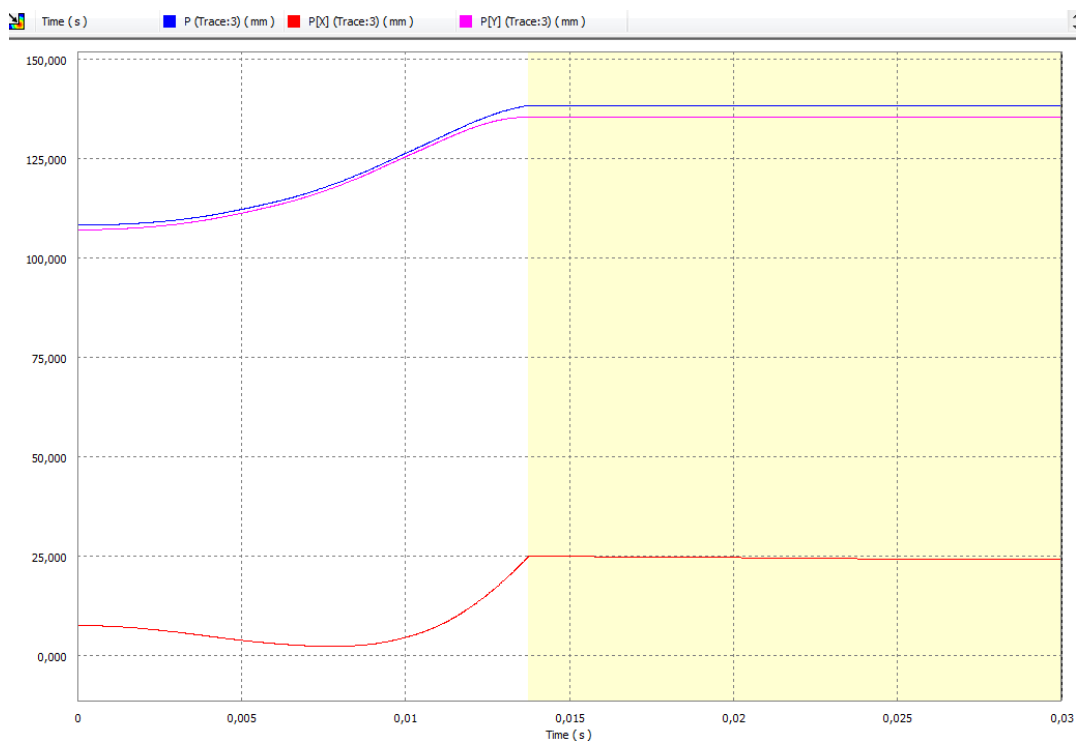
Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)



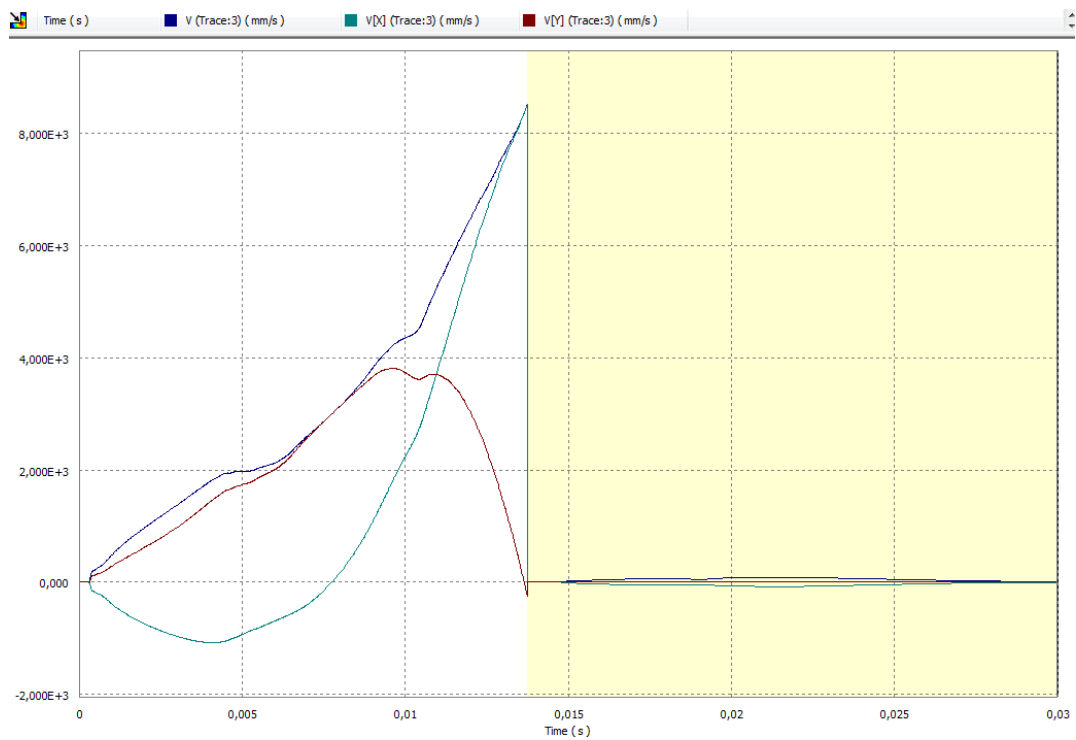


Punto C: F=500N

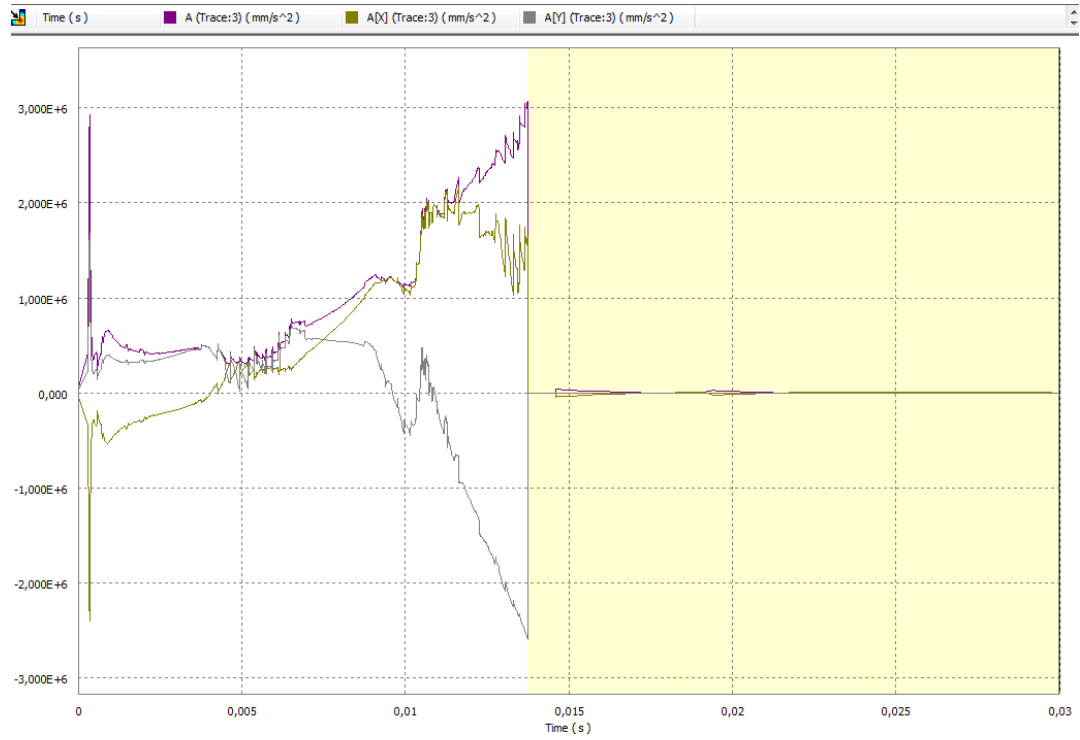
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

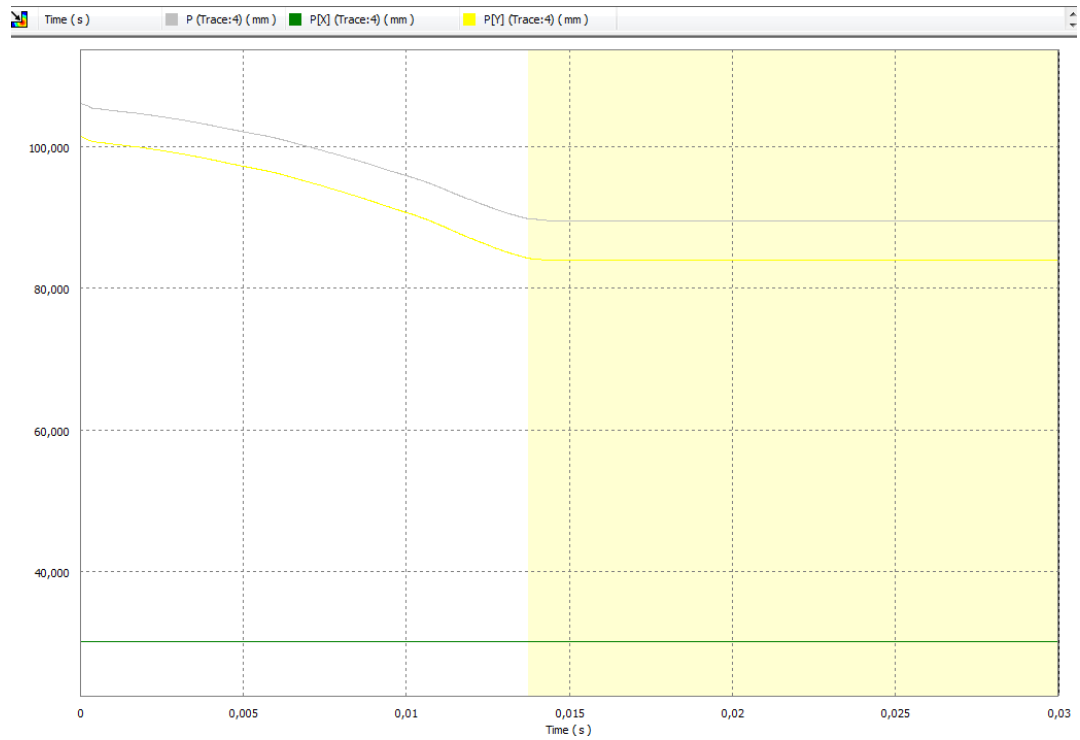


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

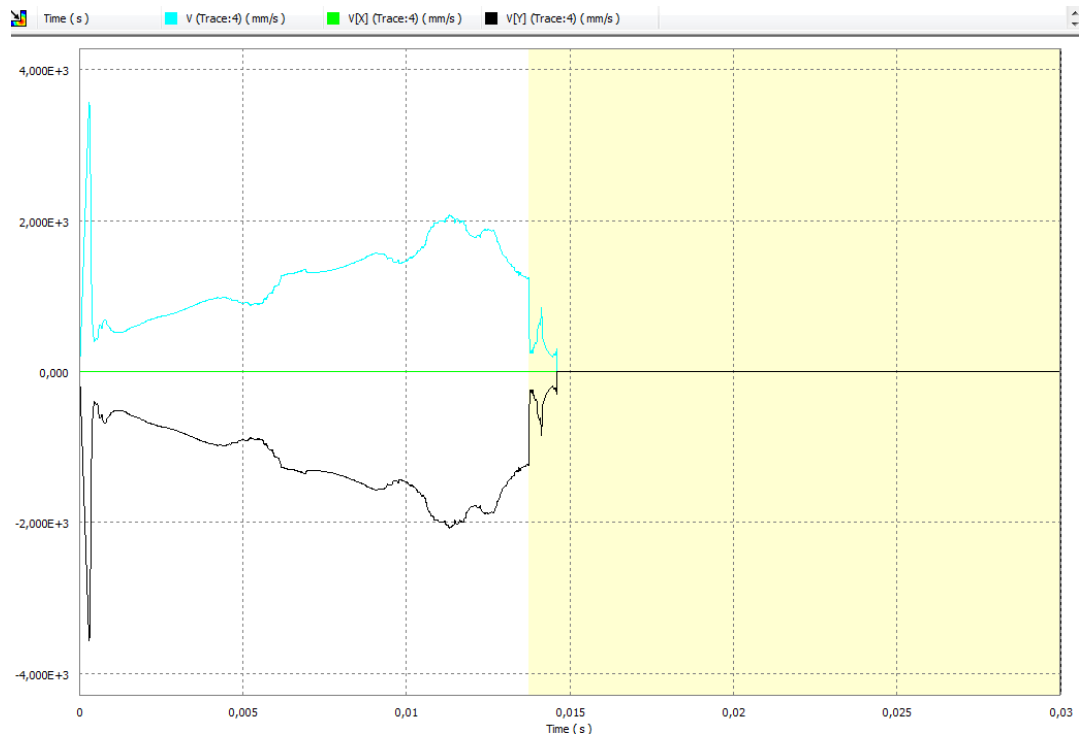


Punto D: F=500N

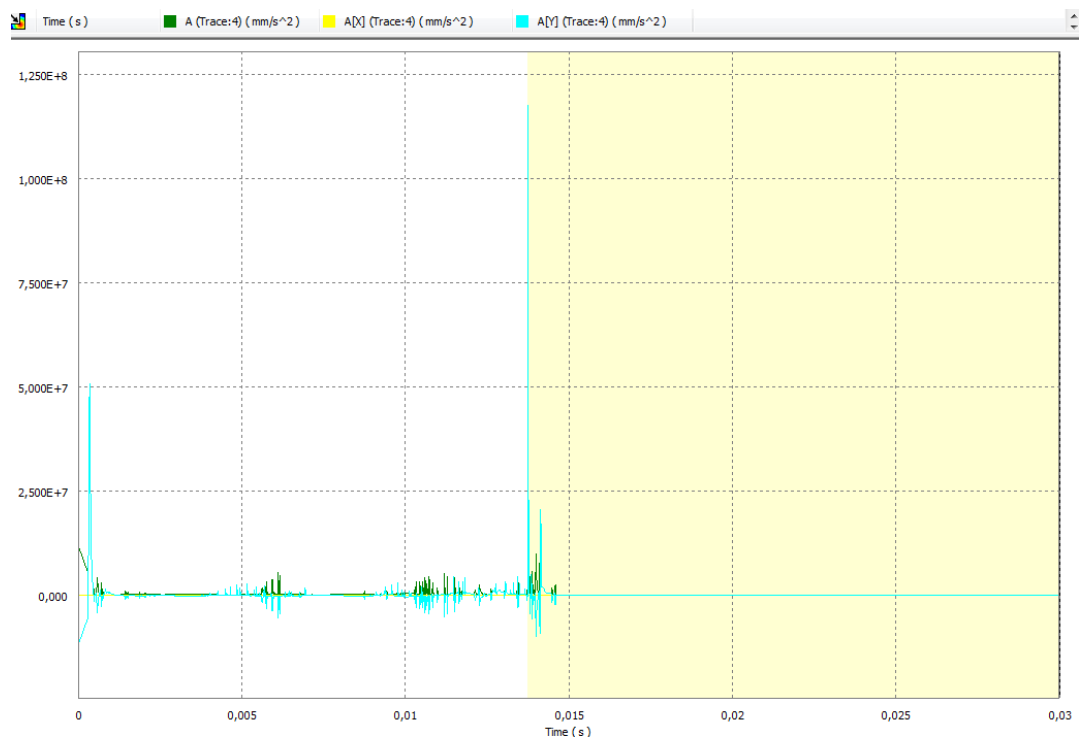
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

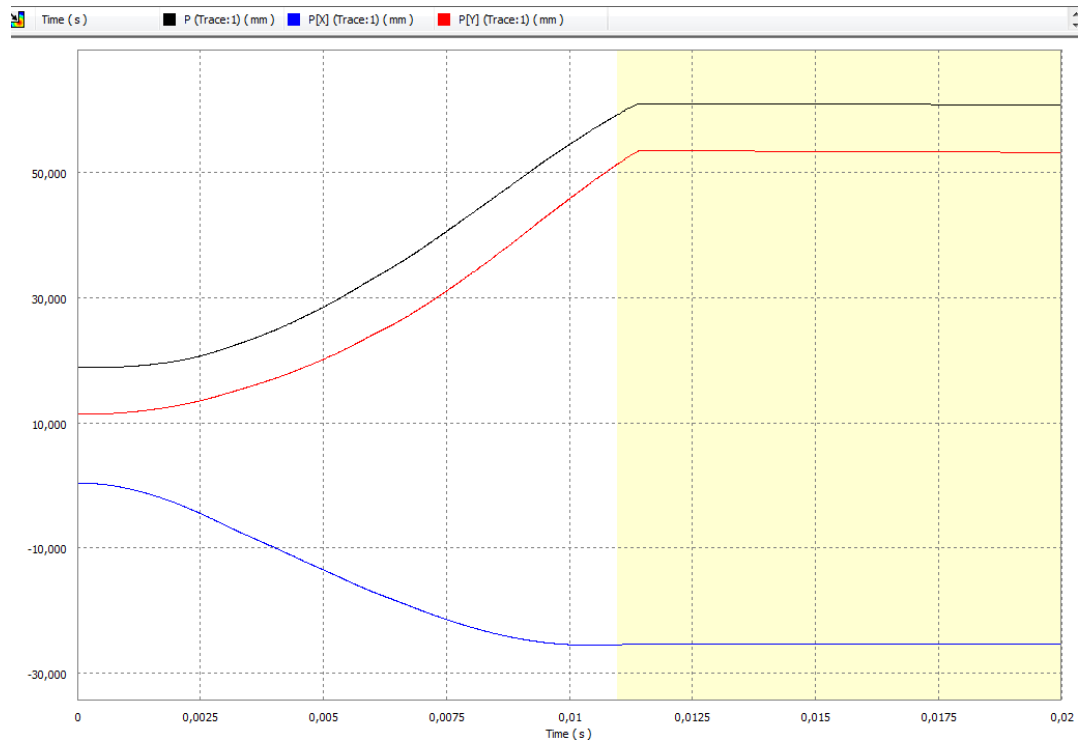


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

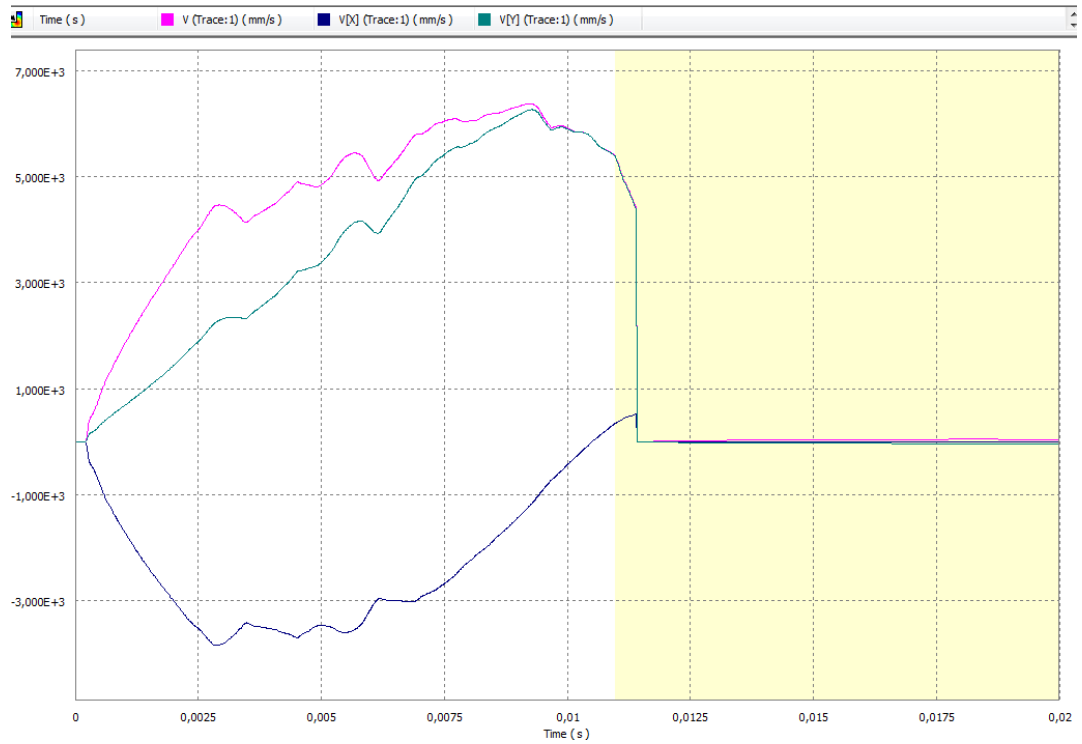


Punto A: F=1000N

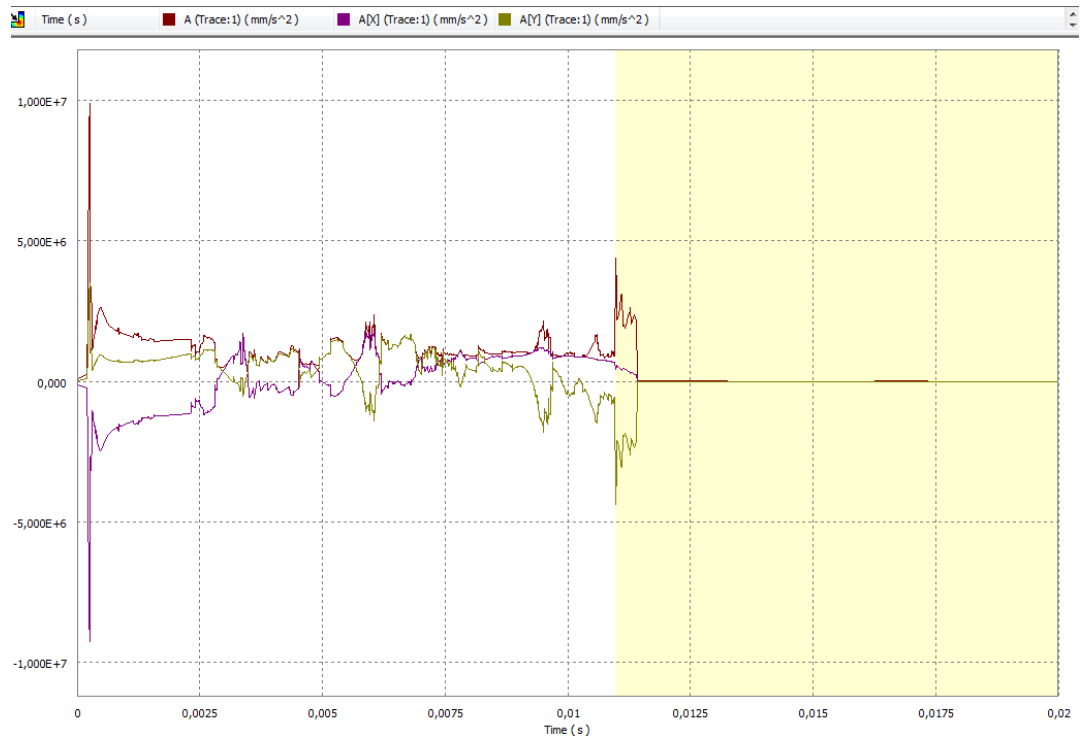
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

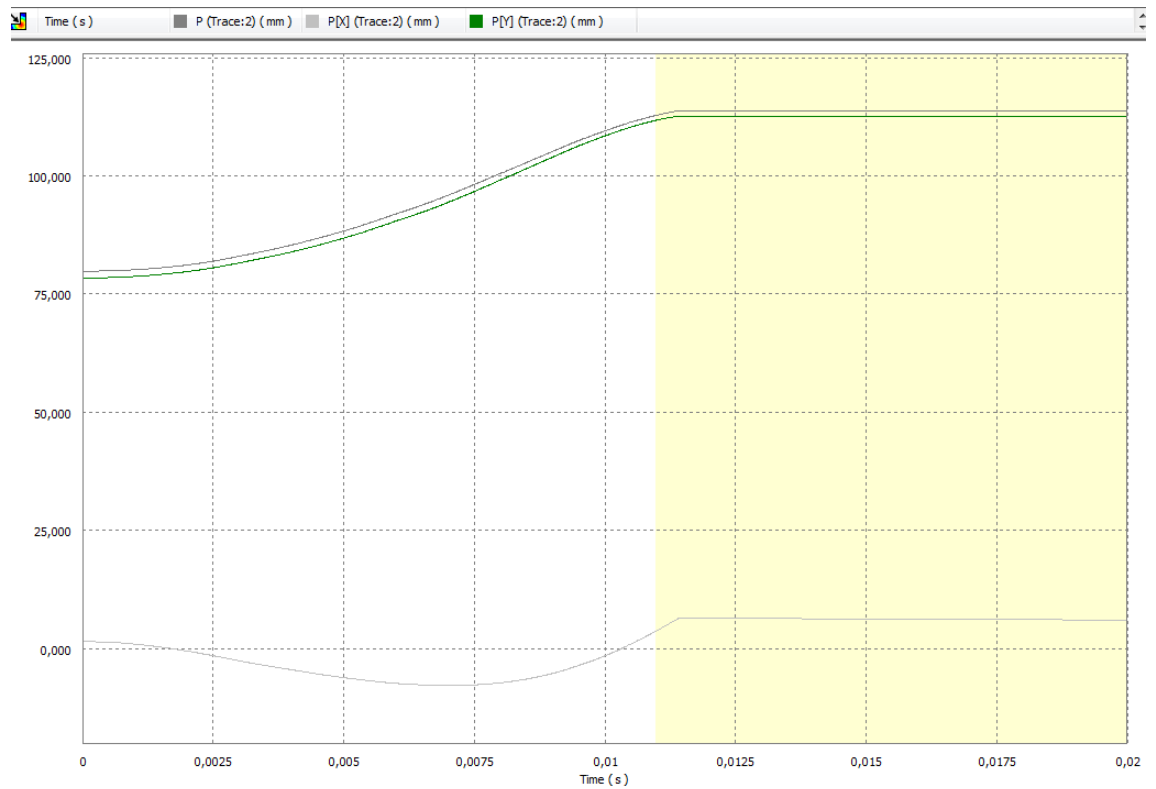


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

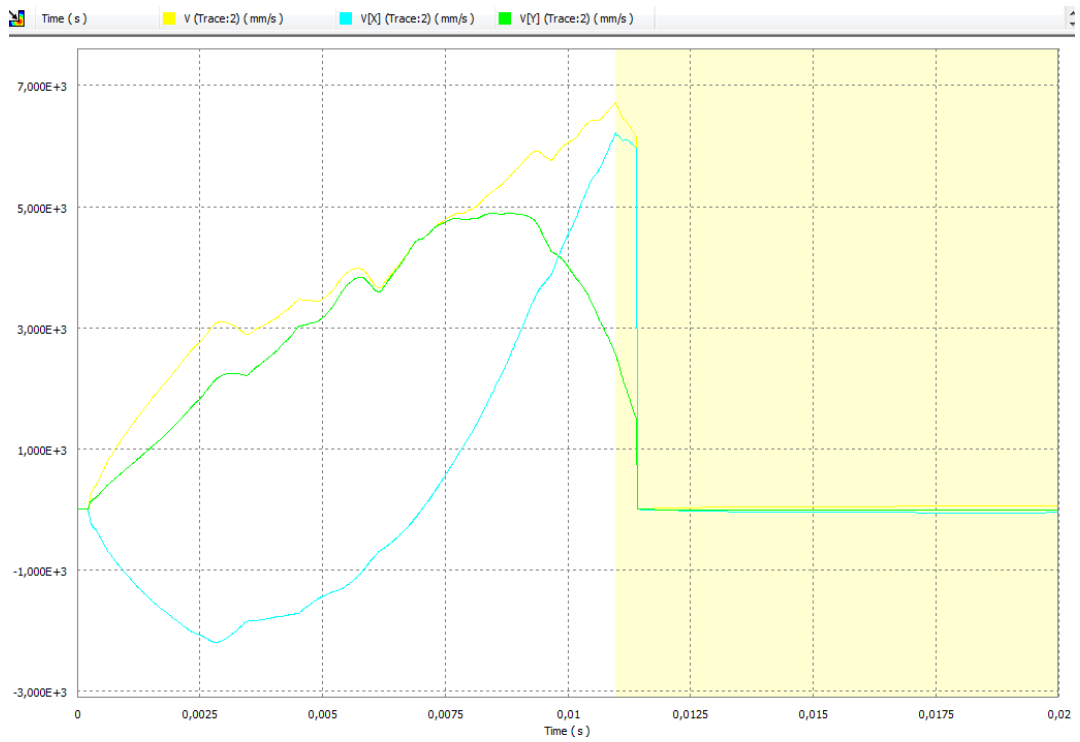


Punto B: F=1000N

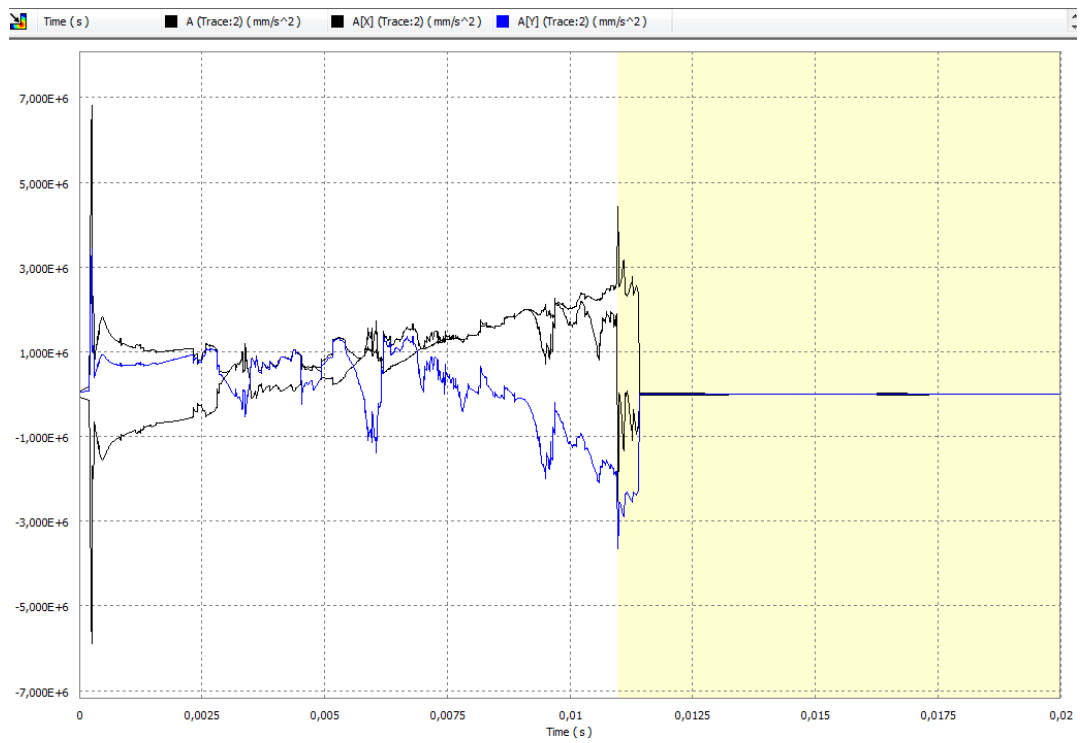
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

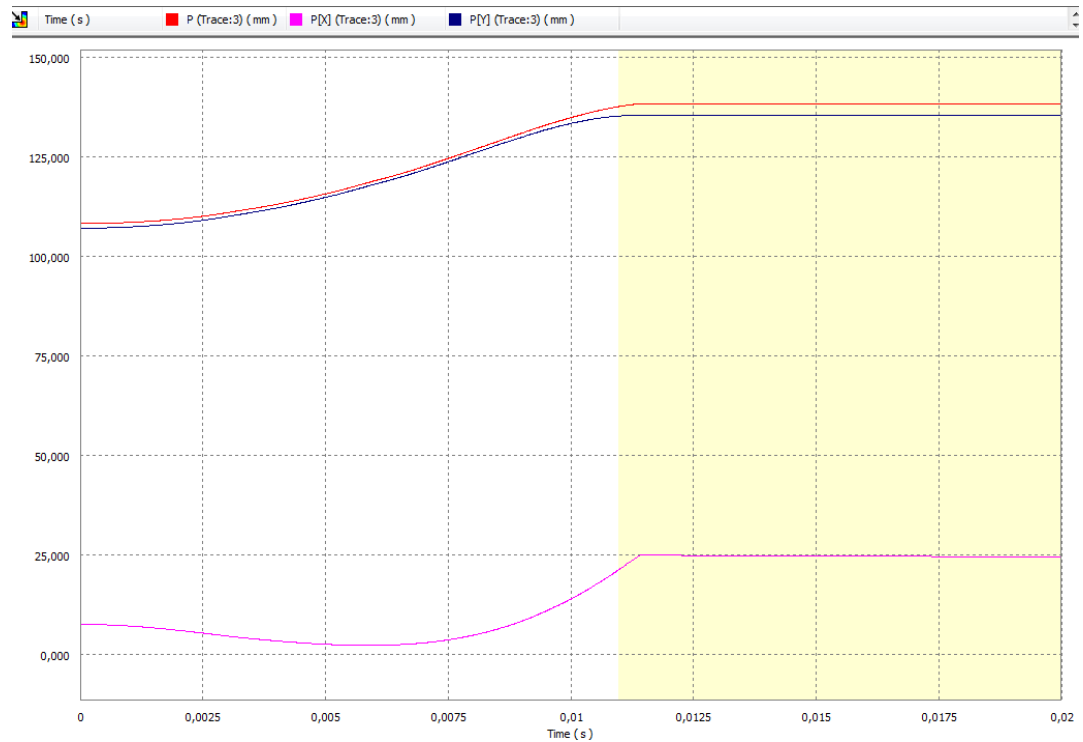


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

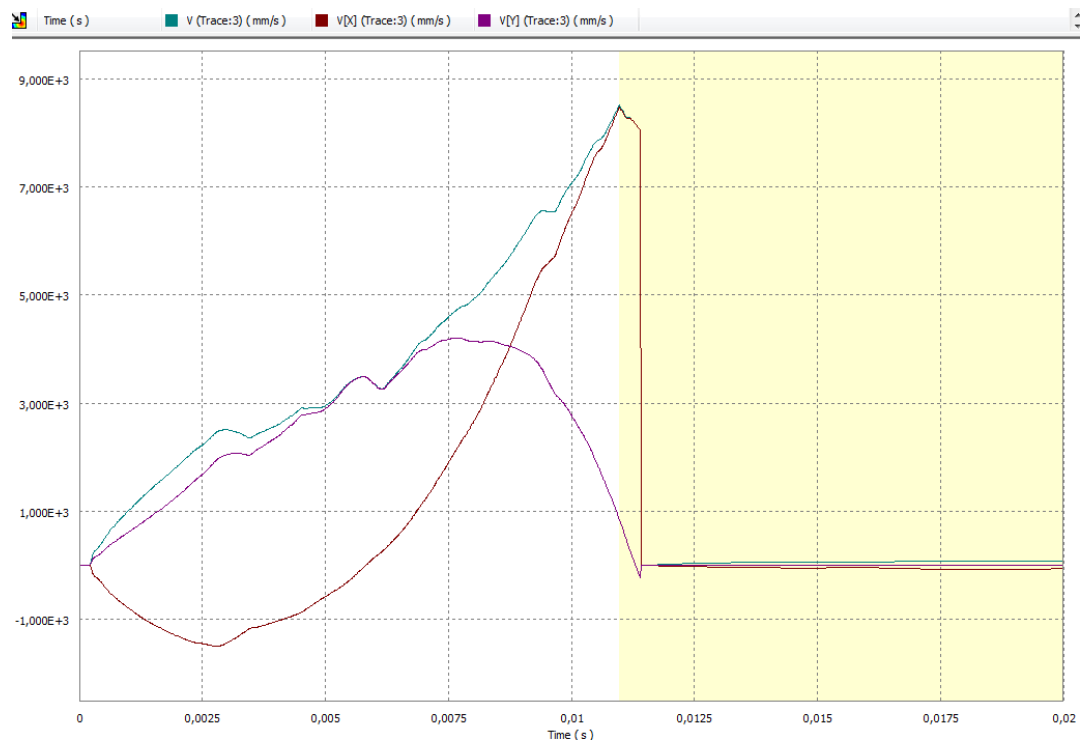


Punto C: F=1000N

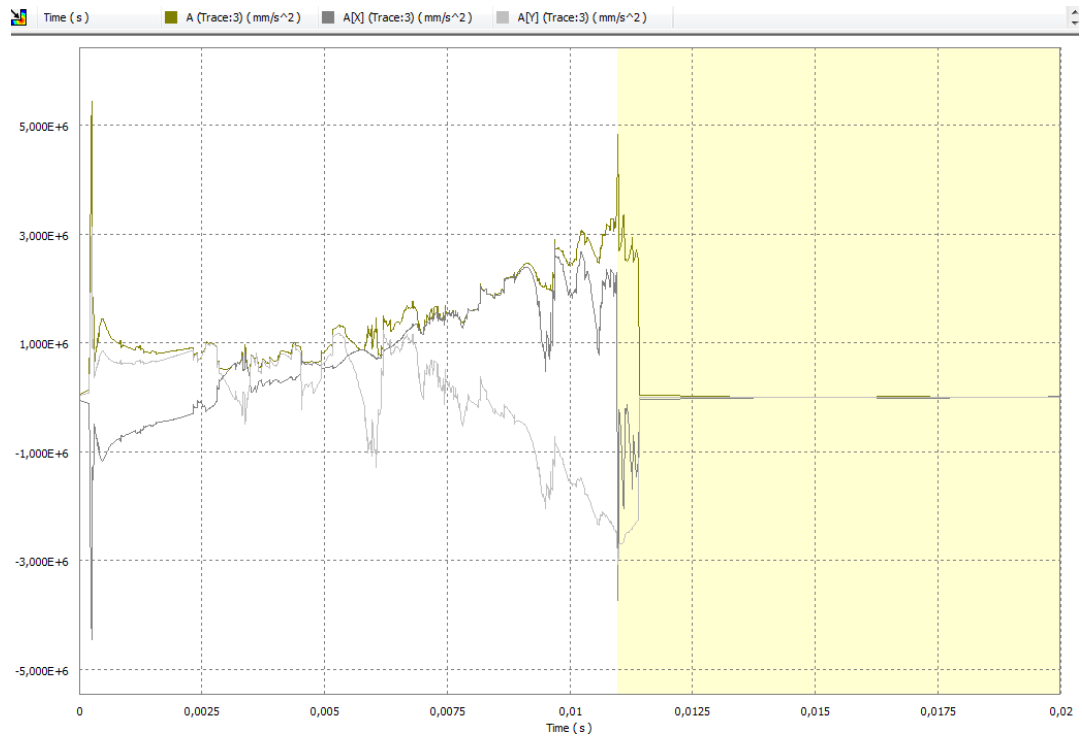
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

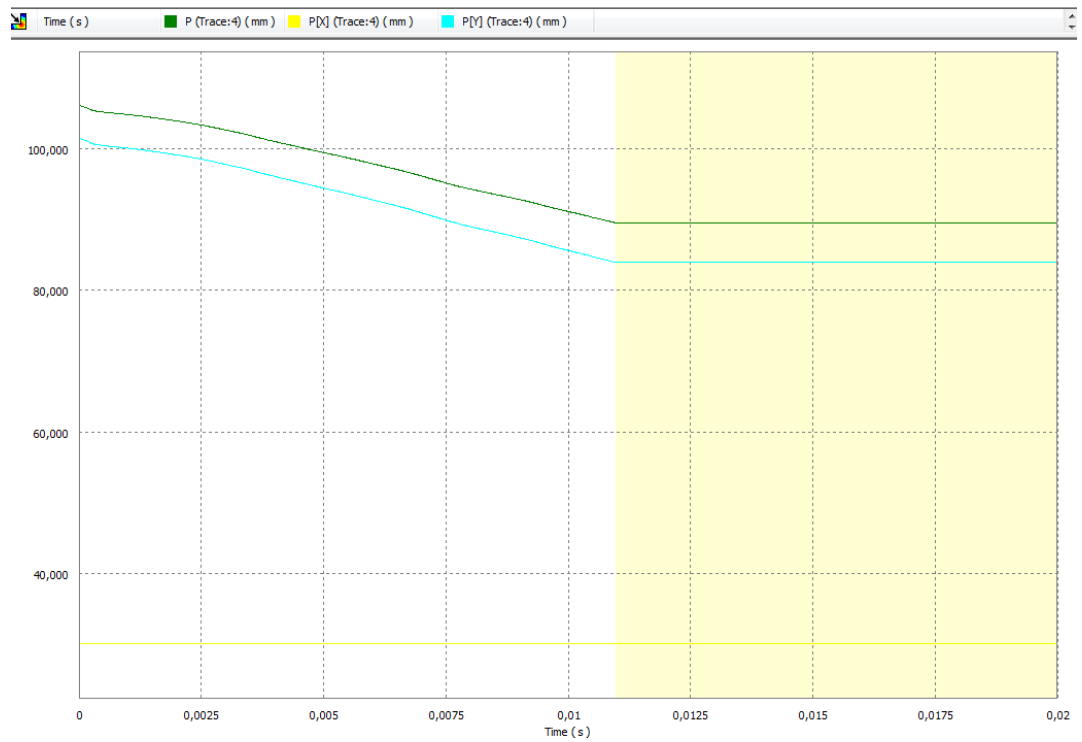


Aceleración (mm/s^2) vs. Tiempo(s)

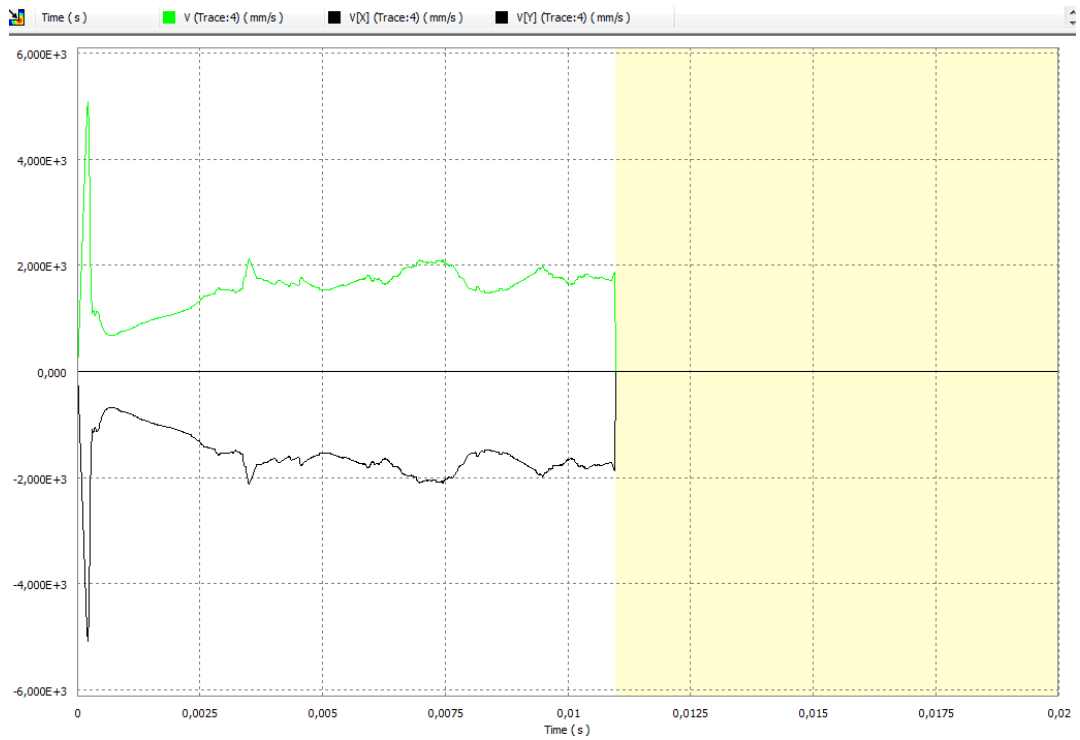


Punto D: $F=1000\text{N}$

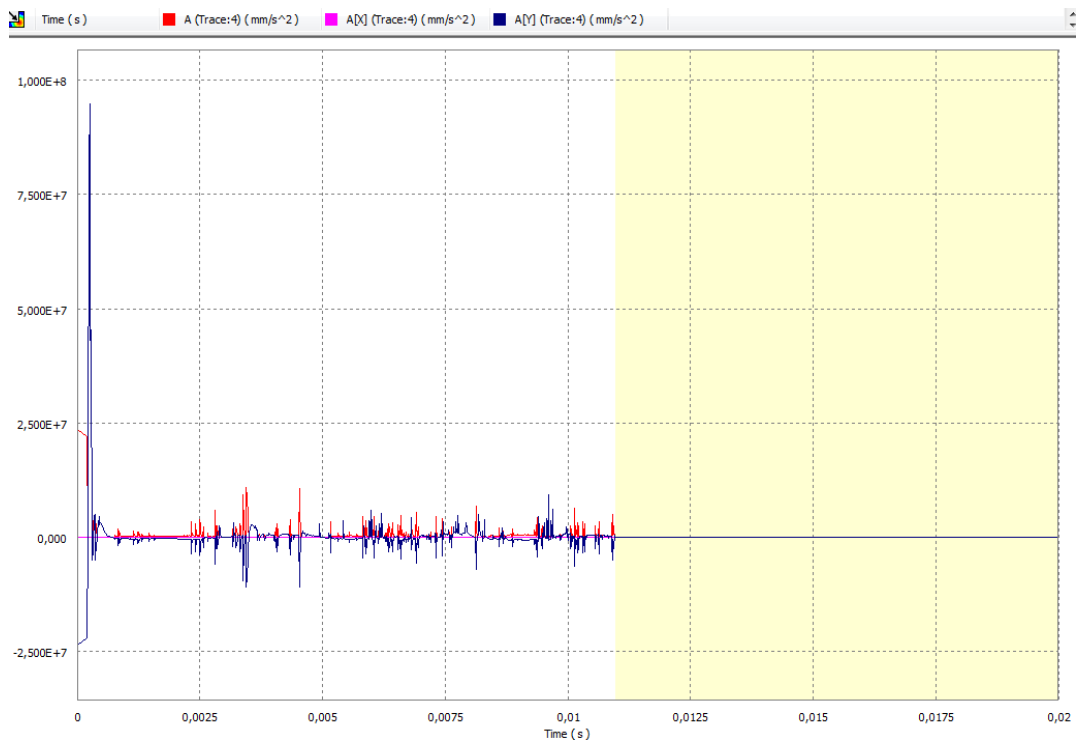
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

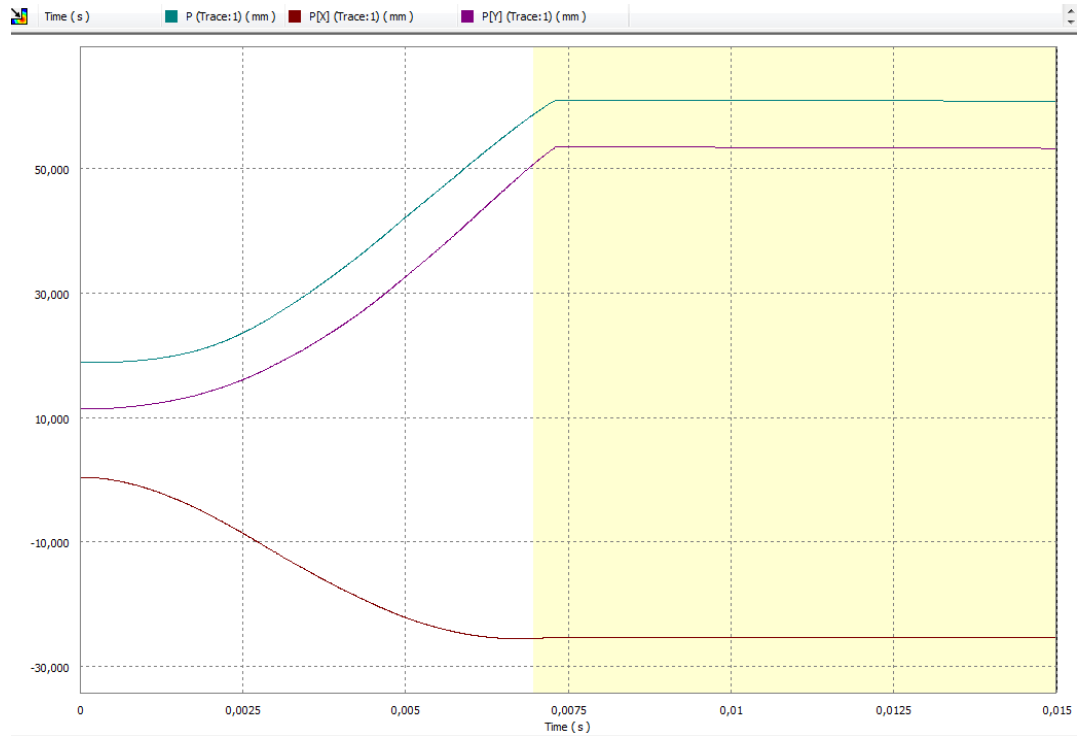


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

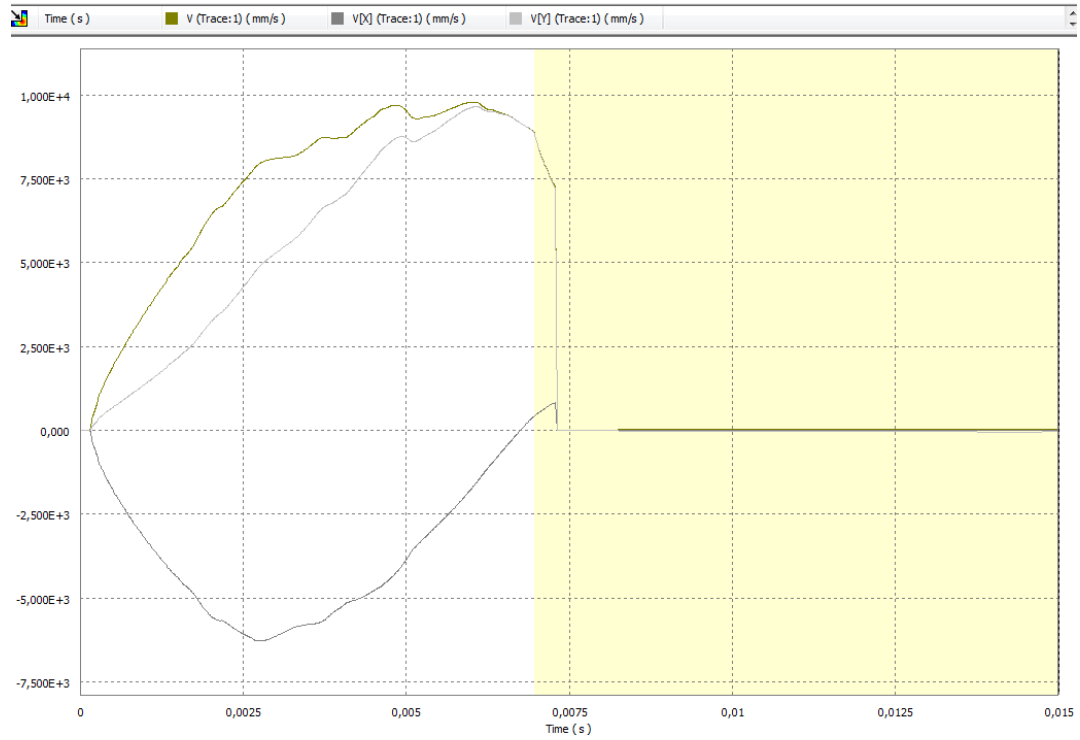


Punto A: F=2000N

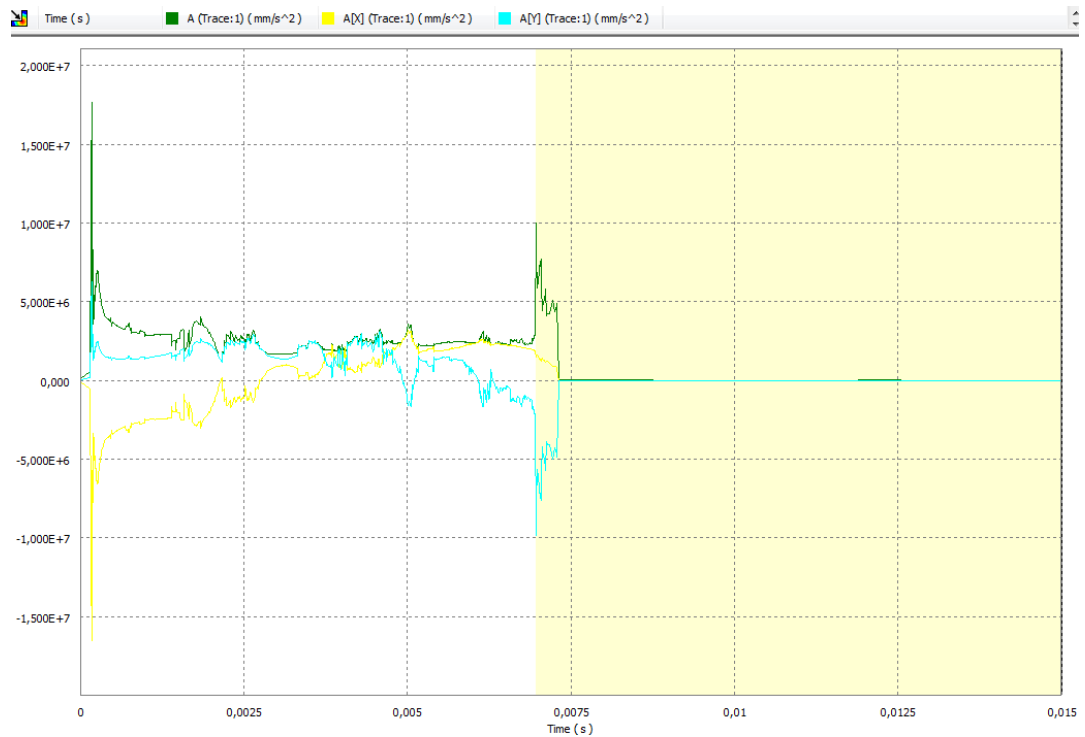
Posición (mm) vs. Tiempo (s)



Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

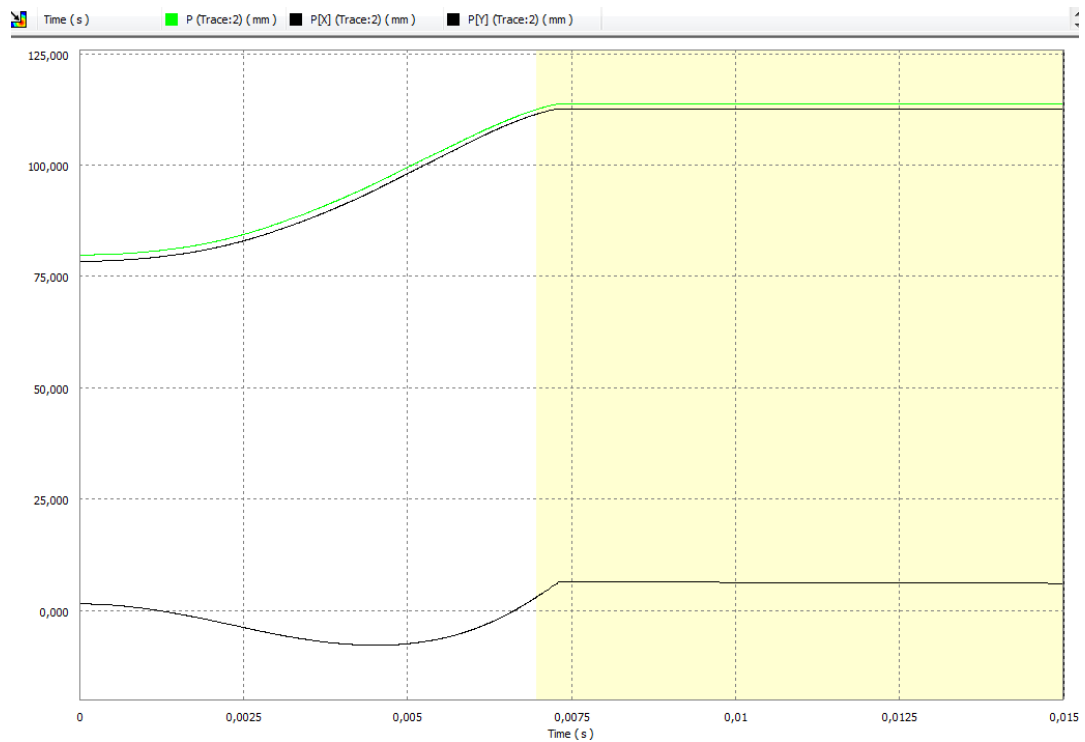


Aceleración (mm/s^2) vs. Tiempo(s)



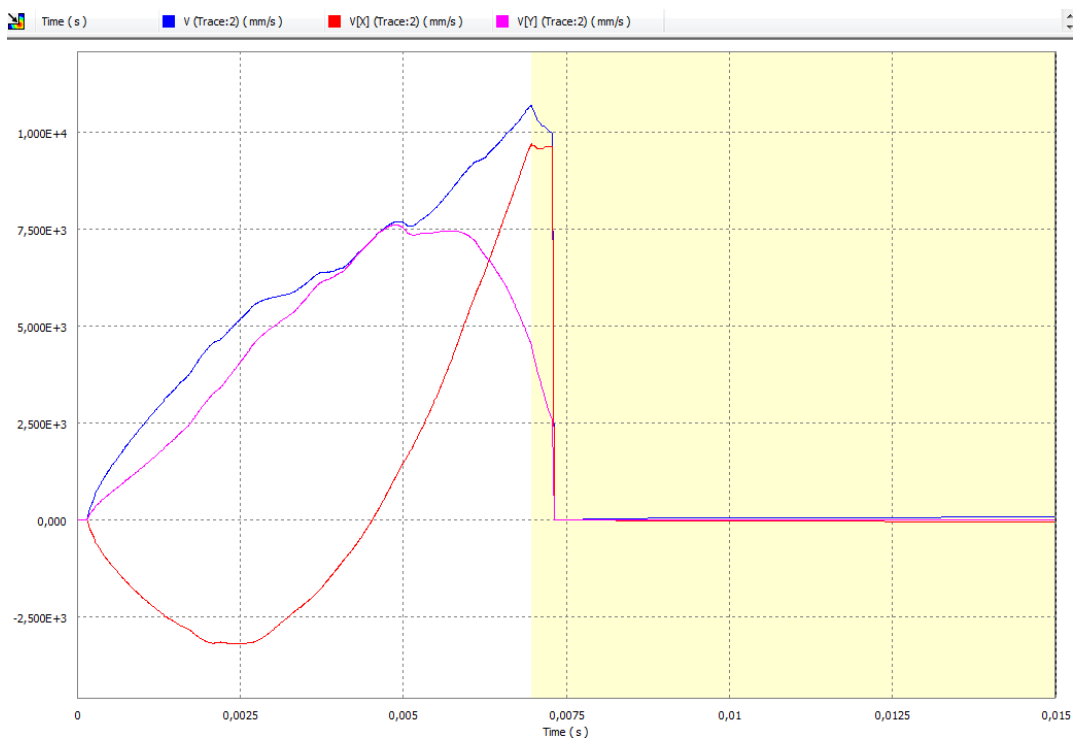
Punto B: $F=2000\text{N}$

Posición (mm) vs. Tiempo (s)

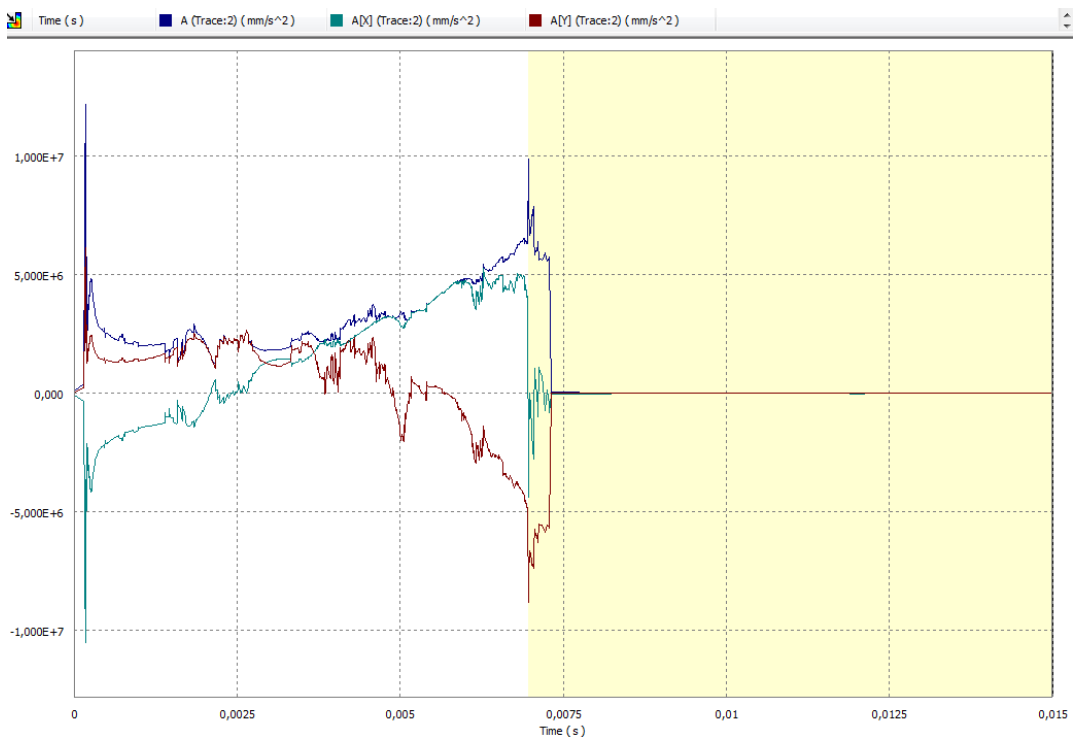




Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)

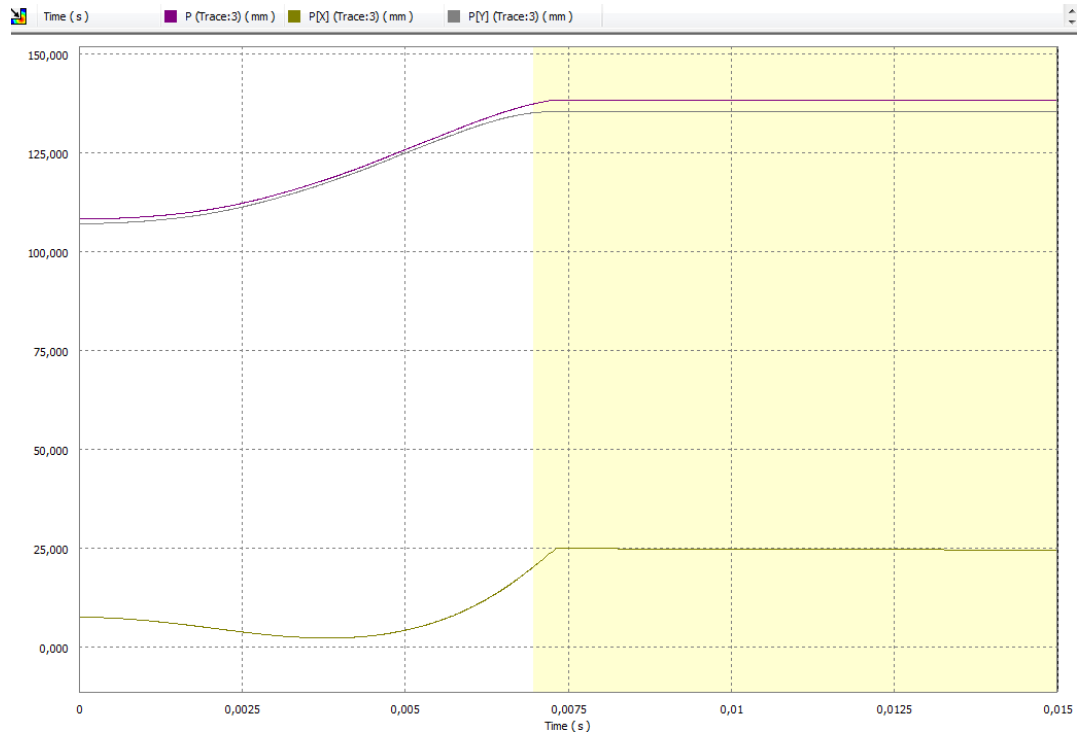


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)

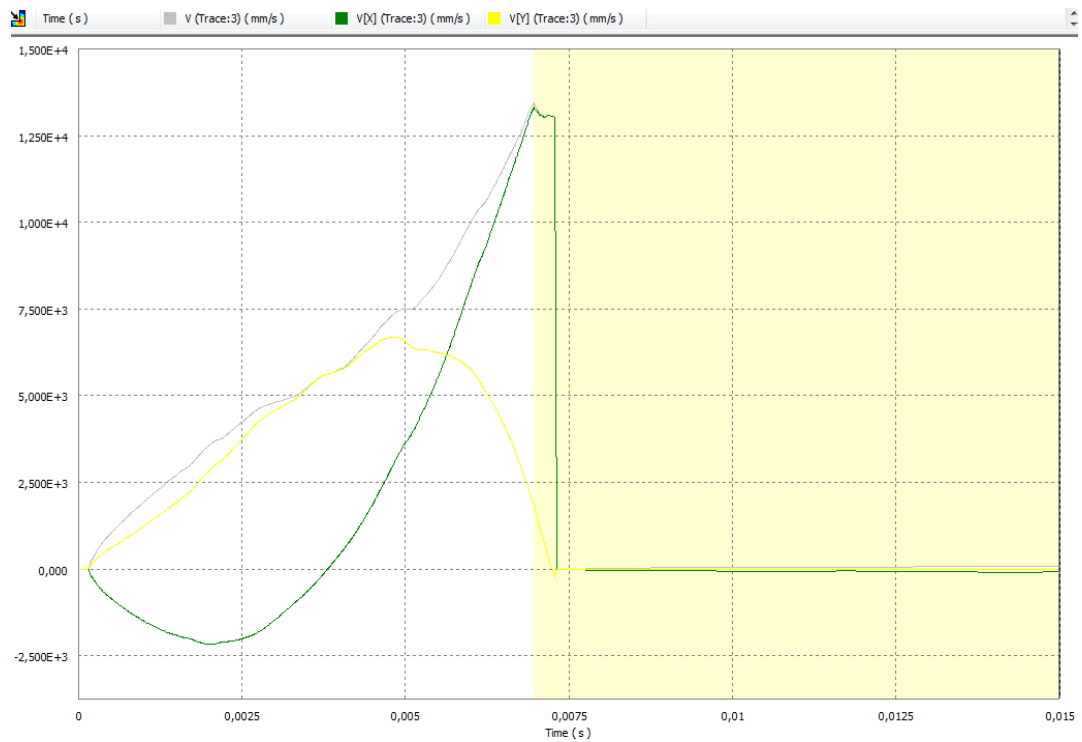


Punto C: F=2000N

Posición (mm) vs. Tiempo (s)

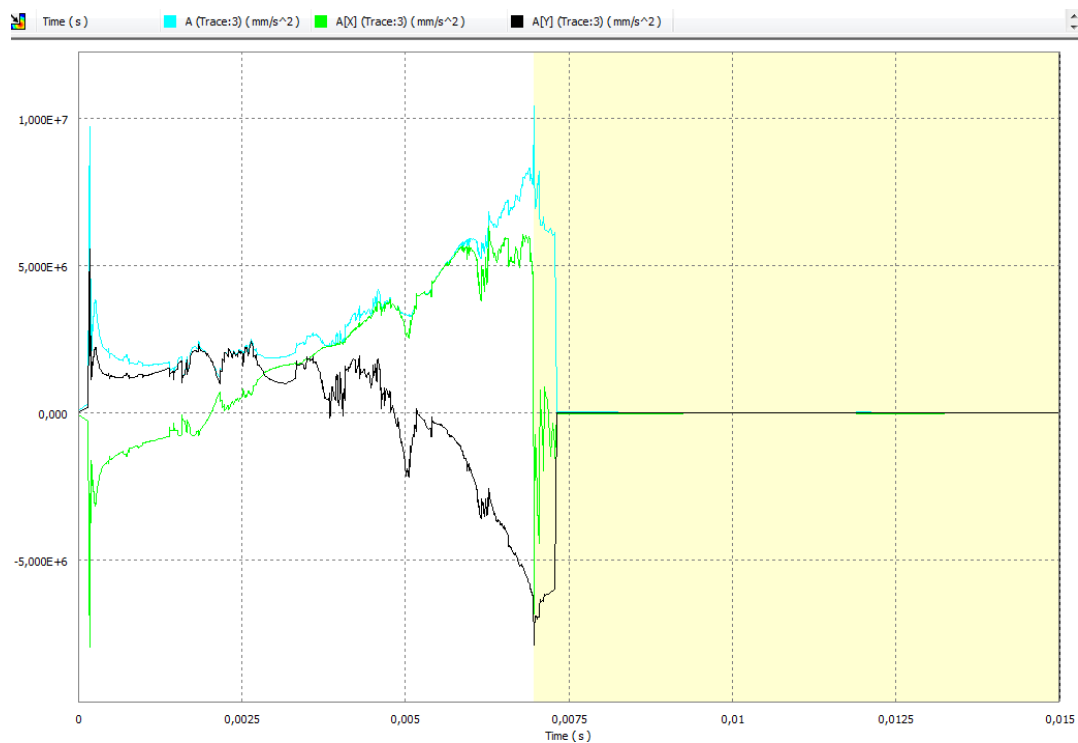


Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)



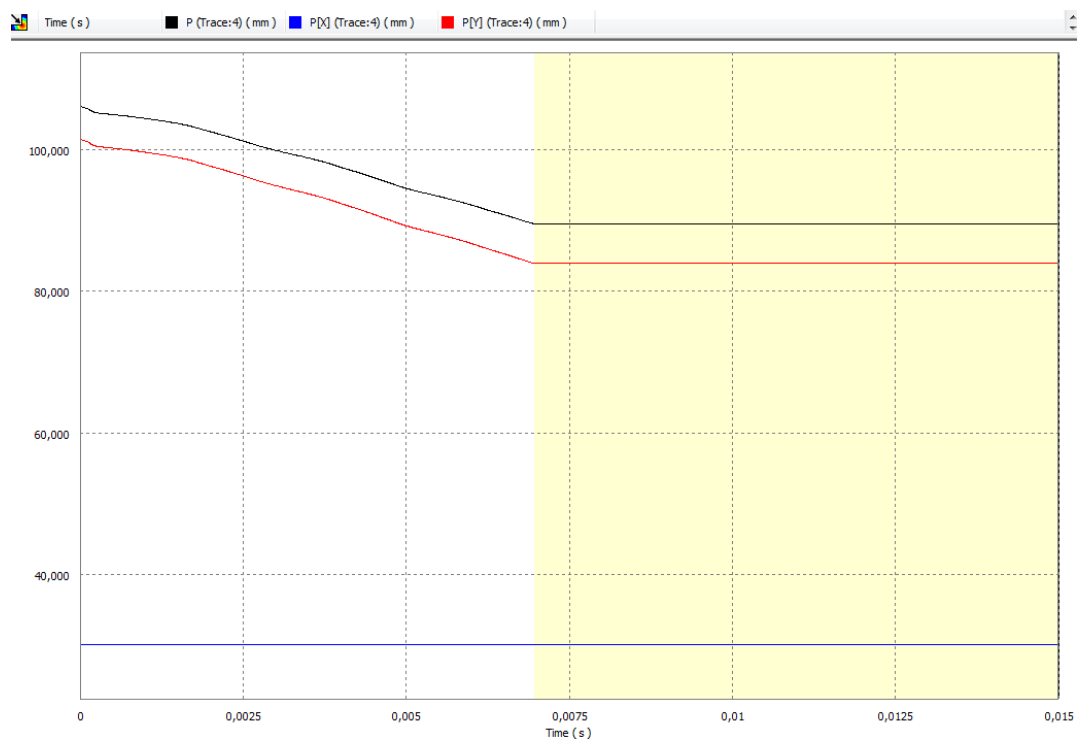


Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)



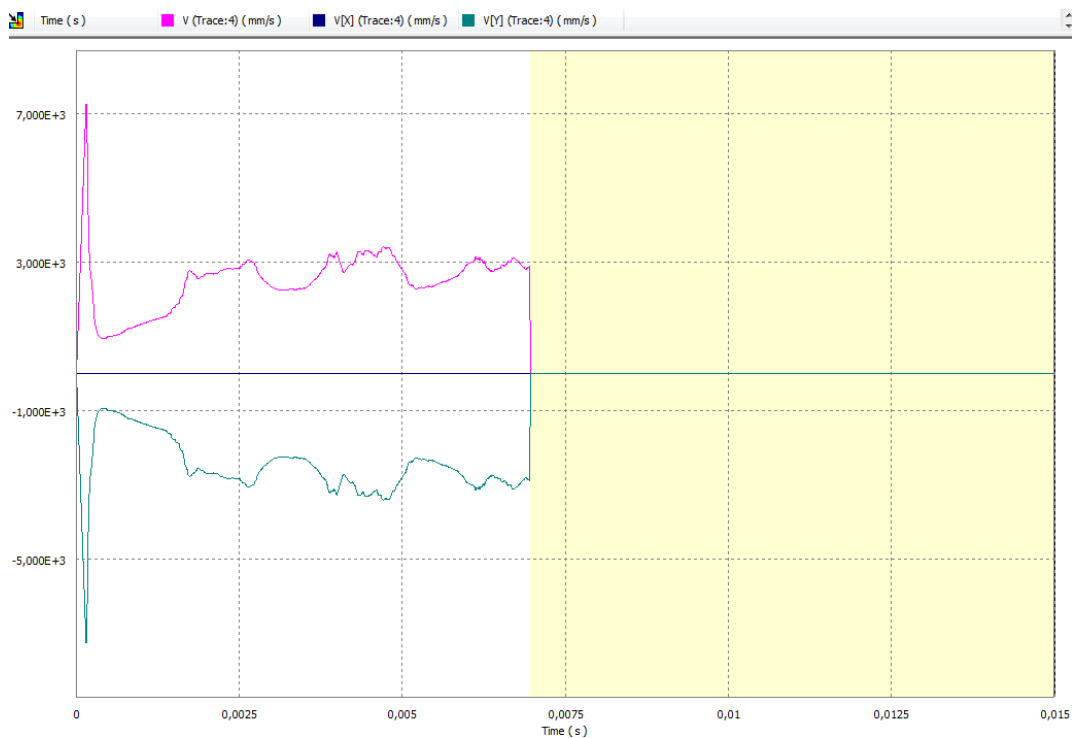
Punto D: F=2000N

Posición (mm) vs. Tiempo (s)





Velocidad (mm/s) vs. Tiempo(s)



Aceleración (mm/s²) vs. Tiempo(s)



