

Trabajo Fin de Máster

Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

Cálculo y Diseño de una Línea Automatizada de Control de Medida

Autor: Juan Mármol Soto

Tutor: Carlos Navarro Pintado

Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Máster
Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

Cálculo y Diseño de una Línea Automatizada de Control de Medida

Autor:

Juan Mármol Soto

Tutor:

Carlos Navarro Pintado

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Trabajo Fin de Máster: Cálculo y Diseño de una Línea Automatizada de Control de Medida

Autor: Juan Mármol Soto

Tutor: Carlos Navarro Pintado

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

Resumen

La industria actual se encuentra en plena transición hacia la automatización, por tanto, son muchas las empresas que buscan automatizar sus líneas de producción. En el presente Trabajo de Fin de Máster se desarrolla el diseño de una línea de control de medida 100% (fase final, montaje) en el marco del sector automovilístico mediante Catia V5. La línea diseñada controlará la calidad de fabricación de dos variedades de árboles de una caja de cambios justo antes de su montaje.

El presente proyecto se divide en dos bloques: el primero de ellos comprende el bloque de control de medida que consta de un Cobot que presentará las piezas a las mesas de medida montadas sobre las mantenciones. El bloque de descarga se encuentra a continuación del bloque de medida. El bloque consiste en la descarga de los árboles y palets en unos carros con el objetivo de transportarlos hacia la línea de montaje. Un Cobot se encargará de descargar los árboles sobre los carros con el fin de automatizar el sistema. La línea se diseña según los requisitos impuestos (mantención, dimensiones de los árboles, tolerancia de aceptación de la pieza y rendimiento de la línea) y de conformidad con las normas de seguridad ISO/TS 15066:2016 «Robots colaborativos», UNE-EN ISO 10218-1/2:2011 «Robots y dispositivos robóticos», ISO 13849 «Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad» e ISO 4414 «Reglas generales y requisitos para sistemas neumáticos».

Palabras clave: diseño mecánico, control de medida, CAD, CAE, automatización, industria, Catia V5.

Abstract

Nowadays the industry is in the automation process; so many companies are looking to automate their assembly lines. The aim of this present final master's degree project is to design a 100% measurement control line (final phase, assembly) in the context of the motoring sector using Catia V5. The line designed will control the manufacturing quality of two varieties of gearbox axles just before assembly.

This final master project contains two principal sections. The first one comprises the control measurements section consisting of one Cobot that will present the parts to the measurement test boards mounted on the transportation. The second one called unload section consists of unloading the axles and pallets into platform trucks in order to transport them to the assembly line. A Cobot will be responsible for unloading the axles on the platform truck in order to automate the system. The assembly line is designed according to the requirements imposed (transportation, axles dimensions, part acceptance tolerance and assembly line efficiency) and according to ISO standards. ISO/TS 15066: 2016 “Collaborative robots”, UNE-EN ISO 10218-1/2:2011 “Robots and robotic devices”, ISO 13849 “Safety-related parts of control systems” and ISO 4414 “Pneumatic fluid power - General rules and safety requirements for systems and their components”.

Keywords: mechanical design, control measurement, CAD, CAE, automation, industry, Catia V5.

Resumen	7
Abstract	9
Índice	11
Índice de Tablas	13
Índice de Figuras	14
Glosario	16
1 Introducción	2
1.1 <i>Industria Automovilística</i>	2
1.1.1 Cajas de cambios	2
1.2 <i>Automatización industrial. Robótica</i>	4
1.2.1 Seguridad	4
1.2.2 Poka Yoke	5
1.3 <i>Controles de medida</i>	5
1.4 <i>Descarga</i>	7
1.5 <i>Diseño mecánico</i>	8
1.5.1 CAD	8
1.5.2 CAE	9
2 Antecedentes del proyecto	11
2.1 <i>Árboles</i>	11
2.2 <i>Manutención</i>	12
2.3 <i>Requisitos de diseño</i>	13
3 Bloque 1. Control De Medida	14
3.1 <i>Selección de componentes</i>	16
3.1.1 Robot	16
3.1.2 Pinza neumática	18
3.1.3 Actuador eléctrico mesa	19
3.1.4 Palpador de medida	21
3.1.5 Actuador neumático punto-contrapunto	21
3.1.6 Cortinas fotoeléctricas	22
3.1.7 Rádar	23
3.2 <i>Diseño</i>	23
3.2.1 Palet	24
3.2.2 Galleta	24
3.2.3 Garras	25
3.2.4 Pie Robot	30
3.2.5 Punto-Contrapunto	34
3.2.6 Mesa de medida	38
3.2.7 Bloqueos y paso a paso palets	43
3.2.8 Estanteria de rechace	48
3.2.9 Vallado y soportes de elementos de seguridad	50
3.2.10 Patrón y soporte	51
3.2.11 Armarios y controladora	51

4	Bloque 2. Descarga	55
4.1	<i>Selección de componentes</i>	55
4.1.1	Cobot	55
4.1.2	Pinza neumática	55
4.2	<i>Diseño</i>	55
4.2.1	Pie Cobot	55
4.2.2	Galleta y garras	58
4.2.3	Paso a paso	58
4.2.4	Carro de descarga árboles	59
4.2.5	Estructura reposo carros	65
4.2.6	Armario y controladora	66
5	Referencias	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Cronograma bloque Control de Medida	15
Tabla 2. Características de diseño modelos Yaskawa	16
Tabla 3. Factor de fiabilidad	28
Tabla 4. Reacciones apoyos transporte	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Distribución fábricas de automóvil en Esapaña.	2
Figura 2. Esquema de una caja de cambios manual.	3
Figura 3. Elementos montaje robot	6
Figura 4. Elementos montaje control de medida	6
Figura 5. Elementos montaje carros de descarga	8
Figura 6. Menu CAD Catia V5	9
Figura 7. Sag o sagita	11
Figura 8. Diferencias malla con y sin adaptivity	11
Figura 9. Árbol primario (izquierda) y árbol secundario (derecha)	11
Figura 10. Zonas de fabricación críticas	12
Figura 11. Manutención existente	12
Figura 12. Esquema seguridad	14
Figura 13. Ejes de rotación brazos robóticos HC10 y HC20	17
Figura 14. Yaskawa HC10 con esfera de trabajo	18
Figura 15. Pinza SMC MHS2-40D	19
Figura 16. Actuador LEFSH25RH-500 y guiado HGH15CA	20
Figura 17. Modelado Heidenhain MT60 M	21
Figura 18. Actuador MGPM25-50Z	22
Figura 19. Cortinas emisor-receptor y soportes	23
Figura 20. Rádar	23
Figura 21. Palet con árbol primario y secundario	24
Figura 22. Estudio MEF para la garra	25
Figura 23. Gráfica ciclos de carga de las garras.	26
Figura 24. Curva S-N	27
Figura 25. Factor de corrección acabado superficial	28
Figura 26. Diagrama de Goodman para ciclo de tensiones en garra	29
Figura 27. Conjunto cabezal cobot	30
Figura 28. Estudio MEF Pie Robot Estático	32
Figura 29. Estudio MEF Pie robot freno articulación L	34
Figura 30. Punto y contrapunto	35
Figura 31. Tensión equivalente de von Mises en el punto	35
Figura 32. Tensión equivalente de von Mises en el contrapunto	36
Figura 33. Ciclo de carga punto y contrapunto.	36
Figura 34. Tension principal punto	37
Figura 35. Tension principal contrapunto	38
Figura 36. Diagrama de Goodman para punto y contrapunto	38
Figura 37. Estructura mesa de medida	39

Figura 38. Conjunto de medida	40
Figura 39. Mesa lineal y servomotor	41
Figura 40. Sistema de regulación en altura punto-contrapunto	41
Figura 41. Primer prototipo mesa de medida	42
Figura 42. Diseño final de la mesa de medida	43
Figura 43. Bloqueos de palets	45
Figura 44. Paso a paso	46
Figura 45. Tensión de Von Mises para el calculo de acumulación	47
Figura 46. Tensiones de Von Mises estantería de rechazo	48
Figura 47. Desplazamientos estantería de rechazo	49
Figura 48. Estanterías de rechazo	49
Figura 49. Vallado y elementos de seguridad	50
Figura 50. Patrón y soporte	51
Figura 51. Estudio entramado interfaz + armario versión inicial	53
Figura 52. Estudio entramado interfaz + armario versión optimizada	53
Figura 53. Estudio entramado controladora.	54
Figura 54. Diseño final del control de medida	54
Figura 55. Estudio MEF pie cobot de descarga.	56
Figura 56. Estudio MEF pie cobot de descarga optimizado	57
Figura 57. Estudio MEF pie cobot de descarga fuerzas de inercia	58
Figura 58. Cobot y sistema de alimentación descarga	59
Figura 59. Estructura exterior y enganche carros de descarga	60
Figura 60. Acumulación de palets.	61
Figura 61. Carros de descarga	62
Figura 62. Condiciones de contorno transporte	63
Figura 63. Tension de Von Mises estructura carro	63
Figura 64. Desplazamientos estructura carro	64
Figura 65. Tensiones máximas de Von Mises estructura carro final	64
Figura 66. Estructura reposo carro	65
Figura 67. Estudio MEF estructura armarios de descarga	66
Figura 68. Bloque de descarga	67
Figura 69. Renderizado línea completa 1	67
Figura 70. Renderizado línea completa 2	68
Figura 71. Renderizado línea completa 3	68

Glosario

TFM	Trabajo Fin de Máster
Cobot	Robot Colaborativo
CdM	Control de Medida
MEF	Método de los Elementos Finitos
AGV	Automatic Guided Vehicle
PTV	Principio de los Trabajos Virtuales
CC	Condiciones de Contorno
Sy	Límite elástico
Su	Límite último o de rotura
Sf	Límite a fatiga

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Industria Automovilística

La industria automovilística o industria automotriz es uno de los sectores financieros más importantes a nivel mundial. Como sabemos, el automóvil es el transporte más utilizado día a día, por lo que, esta demandada sumada a la constante investigación de nuevos modelos menos contaminantes, hace que millones de empresas se dediquen directa o indirectamente a la fabricación de automóviles.

En España, este sector también tiene una notable importancia. Para ponernos en antecedentes, a continuación, se muestran datos relevantes de este sector en España [1]:

- El sector automovilístico representa más del 6% del PIB
- España se encuentra en la duodécima posición en el ranking mundial de fabricantes de automóvil y segunda en Europa
- En España hay instaladas 17 líneas de fabricación de automóviles (Figura 1)



Figura 1. Distribución fábricas de automóvil en Esapaña.

Las fabricas se centran en distintos componentes del automóvil o del montaje. Hay fábricas dedicadas a la fabricación del motor, de la distribución, carrocería, etc. Dado que el proyecto objeto de estudio es demandado por una fábrica de elementos de transmisión de potencia, se da una breve explicación sobre las cajas de cambios.

1.1.1 Cajas de cambios

La caja de cambios es el elemento fundamental de la transmisión de los vehículos. Su función es

adaptar la potencia de salida del motor a la demanda que se necesita en cada momento en relación par-velocidad. De esta manera, cuando nos encontramos en marchas bajas, la potencia que se transmite a las ruedas tiene un gran par y una baja velocidad (salida del coche, cuesta arriba, peso elevado extra, etc.), mientras que las marchas más elevadas nos permiten una alta velocidad a costa de un bajo par (conducción en carretera y grandes tramos). Existen dos tipos de cajas de cambios dependiendo de la manera en la que se produce el cambio: cajas de cambios automáticas o cajas de cambios manuales. En concreto, para este proyecto, nos centraremos en las cajas de cambios manuales.

1.1.1.1 Caja de cambios manual

Estos cambios contienen 2 o 3 árboles dependiendo del modelo, el eje principal y uno o dos ejes secundarios. El eje principal es el que recibe directamente la potencia del motor y el eje secundario el que transmite la potencia al diferencial.

Estos ejes contienen engranajes helicoidales que se encuentran en contacto constantemente y cuya potencia se transmite por un par distinto de engranajes dependiendo de la posición en la que se encuentra la palanca de cambios. La relación de transmisión se da en función de la relación de tamaños entre las parejas de engranajes. Para que los pares de engranajes estén siempre en continuo contacto sin transmitir fuerza (a no ser que se seleccione esa marcha), estas cajas tienen el siguiente mecanismo: uno de los engranajes está soldado en el eje, mientras que el otro se encuentra «loco», esto es, gira sin transmitir la potencia al eje. Esto se debe a que su unión con el eje es de tipo buje. Para que se pueda transmitir la potencia, el selector engrana el piñón loco seleccionado con otra rueda dentada que se encuentra fija al eje transmitiendo así la potencia deseada.

En la figura 2 se puede observar el esquema general de una caja de cambios manual de dos árboles.

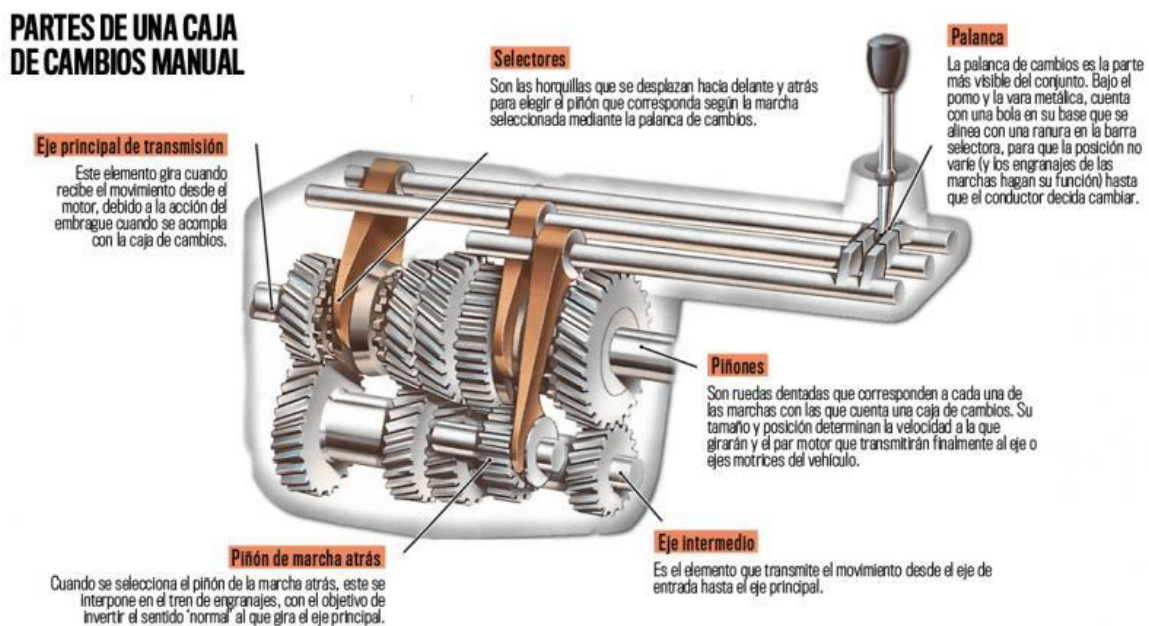


Figura 2. Esquema de una caja de cambios manual.

La unión entre engranajes y posibles holguras es de vital importancia en la vida útil de la transmisión del vehículo. Un fallo en la fabricación ubicado bien en la zona donde se instala el rodamiento o en la zona que actuará como buje del piñón loco, conllevaría una fricción que con el paso del tiempo podría romper la transmisión.

1.2 Automatización industrial. Robótica

La industria se encuentra en continuo crecimiento hacia un desarrollo tecnológico. La tecnología, y en particular, la robótica, hace posible reducir el tiempo de fabricación. Pero no solo eso, si no que también aumenta la productividad y mejora la calidad del producto fabricado, lo que da lugar a mayores beneficios económicos. Por eso, el avance hacia la industria completamente automatizada es primordial para la economía de la empresa.

En especial, el sector automovilístico, en el que los productos se fabrican en serie, es uno de los sectores pioneros en robótica. Tanto es así que el último estudio realizado por la Asociación Española de Robótica y Automatización de Tecnologías de la Producción [2] muestra que en el año 2017 el 48,2% de los robots instalados en España se encontraban ubicados en líneas de producción del automóvil y aseguran que alrededor del 60% de la robótica se dedica directa o indirectamente a la fabricación de automóviles.

Según su funcionalidad dentro de la industria, los robots se pueden dividir en dos tipos: robot industrial y robot colaborativo. Este último tiene un especial interés en la industria 4.0 y, en especial, en el sector automovilístico. Los robots colaborativos o cobots suelen ser brazos robóticos que cuentan con una gran ventaja: poder trabajar junto con operarios. La variedad de movimientos que pueden realizar los cobot, junto con la ventaja de poder trabajar una persona en colaboración con ellos hace que sean unos robots altamente polivalentes.

Los robots colaborativos o cobots, poseen características que hacen que su uso sea cada vez más frecuente: pueden trabajar a alta velocidad (modo no colaborativo) o a velocidad colaborativa. Existe una gran variedad en cuanto a tamaños, tienen un bajo coste y su tiempo de montaje es bastante más bajo que el de los robots industriales.

1.2.1 Seguridad

En la antigüedad, la seguridad en las industrias era un factor que no se contemplaba, en cambio, en la actualidad no se puede poner en marcha un proyecto si no aseguramos que cumpla los requisitos de seguridad impuestos en normas ISO, UNE-EN, etc.

En el presente proyecto nos encontramos con dos tipos de máquinas que se rigen por distintas normas:

- Robots colaborativos: estos tipos de máquinas deben seguir las indicaciones de la norma ISO/TS 15066:2016 «Robots colaborativos». Esta norma subraya especialmente que siempre que el cobot se encuentre a velocidad colaborativa y se le ponga una fuerza de parada baja, el operario puede encontrarse en el área de trabajo del cobot. Esta norma dedica un punto al actuador del brazo robótico; estos sistemas deben ser preferiblemente sistemas envolventes y libres de aristas para que, en un posible contacto con el operario, el daño sea mínimo. Los cobots también pueden trabajar en velocidad no colaborativa, por tanto, deben ceñirse a la normativa de los robots industriales de conformidad con la UNE-EN ISO 10218-1/2:2011 «Robots y dispositivos robóticos». Esta norma obliga a no haber ningún operario en el radio de alcance del robot si este se encuentra en modo de trabajo.
-
- Equipo electroneumático: las mesas de medida están compuestas por un conjunto de actuadores eléctricos y neumáticos. Estos conjuntos son considerados mecanismos mecánicos y se rigen por las normas ISO 13849 «Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad» e ISO 4414 «Reglas generales y requisitos para sistemas neumáticos». Estas normas recogen

que, si un actuador neumático puede ocasionar un daño realizando su trabajo, debe estar prohibido el acceso de un operario a la máquina mientras esta se encuentre trabajando. Por tanto, en los sistemas de punto-contrapunto como el del proyecto, está prohibido el acceso mientras estos se encuentren trabajando.

1.2.2 Poka Yoke

Poka-Yoke es un término japonés, que significa «a prueba de errores». Es una metodología de calidad que intenta eliminar los errores de un sistema. Un poka yoke puede ser desde un simple sistema que no permite el error, por ejemplo, el USB que no permite conectarlo al revés, hasta mecanismos más complejos que instalen sensores y actuadores.

En la industria, este tipo de metodologías es esencial, ya que, por ejemplo, si una fresadora se encarga del fresado de una pieza metálica con distintas alturas y se introduce en la posición incorrecta se puede provocar una colisión en la que en el mejor de los casos se produce la rotura de la herramienta. En nuestro caso, que la pieza esté mal introducida o que tenga otra variedad supondría el descarte de un árbol que quizás si que se encuentre dentro de la tolerancia.

Por esto, en el diseño de maquinaria y líneas de producción es imprescindible colocar al menos un poka yoke que nos asegure que el objeto es el que deseamos y se encuentra como queremos.

1.3 Controles de medida

La vida útil de un elemento es un factor fundamental para consignarse como un producto duradero y fiable. Es por esto que, para las fabricaciones en línea de productos es indispensable instalar controles de medida que aseguren que se cumple la tolerancia de fabricación deseada con el fin de poder desechar aquellas unidades que no cumplan los requisitos, asegurando así que solo se ensamblan elementos con las tolerancias deseadas.

En fábrica existen infinidad de controles de calidad que implican medidas: controles de longitud, de diámetro, de perpendicularidad, rugosidad...

Dependiendo del nivel al que se encuentre la pieza en su estado de fabricación, pueden ser controles con unas altas tolerancias (si la pieza aún se encuentra en procesos de desbaste) o controles estrictos con pequeñas tolerancias, los cuales se suelen realizar justo antes del montaje.

En este proyecto, se realiza el diseño de una línea de control de medida de los árboles de una caja de cambios justo antes del montaje, por tanto, se trata de un control de medida con pequeñas tolerancias de aceptación de pieza.

Nuestro control de medida tendrá montajes: el del robot y el de la mesa de medida.

➤ *Montaje robot*

El montaje robot contiene tal y como el nombre indica el robot (en nuestro caso será un robot colaborativo), el pie o bancada del robot y los elementos actuadores que llevará en la punta el robot. En nuestro caso, como se van a manipular elementos cilíndricos, los elementos actuadores serán unas garras que abrirán o cerrarán gracias a una pinza. En la figura 3 podemos observar los elementos.

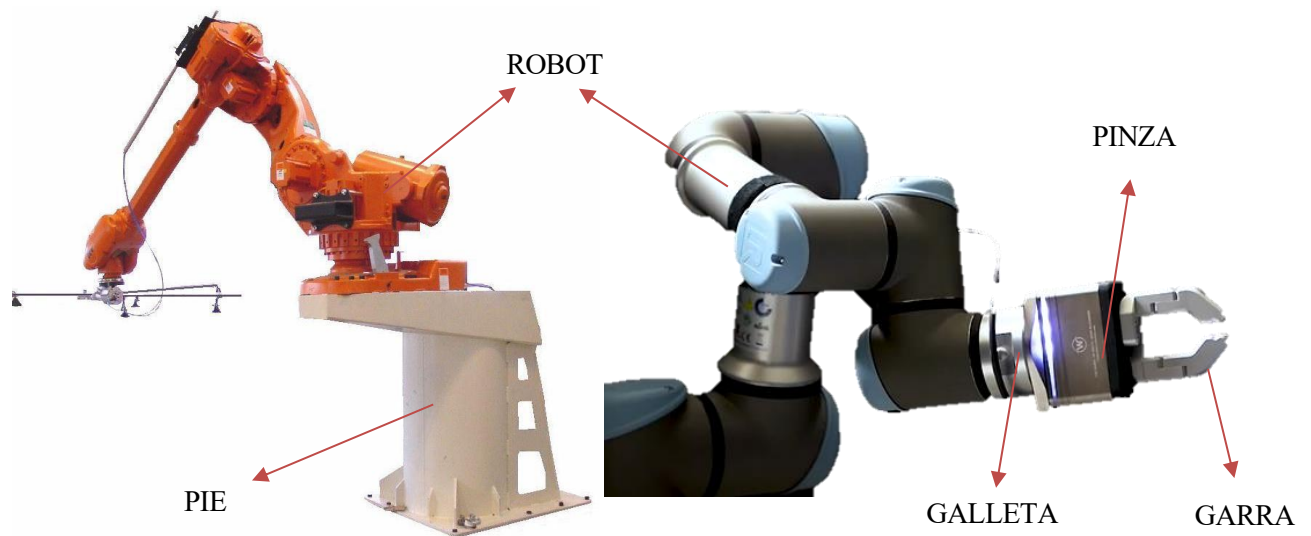


Figura 3. Elementos montaje robot

El pie o bancada como se puede observar en la figura superior es la estructura en la que se fija el robot. Este pie puede ser móvil o fijo, de metal u hormigón y con miles de variantes en cuanto a geometría.

Como ya hemos comentado, al ser elemento cilíndrico se necesitan unas garras y una pinza.

Según su accionamiento, la pinza puede ser eléctrica o neumática. Las pinzas eléctricas son más precisas y se puede controlar la fuerza que se quiere aplicar o la apertura que realizan, en cambio su coste es mucho más elevado. En cambio, las pinzas neumáticas solo pueden abrirse por completo o cerrarse. Dependiendo del mecanismo de apertura, las piezas también se clasifican en pinzas paralelas que abren y cierran de manera lineal o pinzas angulares que abren de manera angular. Las pinzas angulares permiten una mayor apertura y las lineales una mayor fuerza.

La galleta es el elemento que une la pinza con el cobot.

➤ *Montaje control de medida*

El montaje del control de medida tiene tres partes fundamentales: la mesa o estructura, el conjunto de medición y el sistema de sujeción. Estos se muestran en la figura 4.

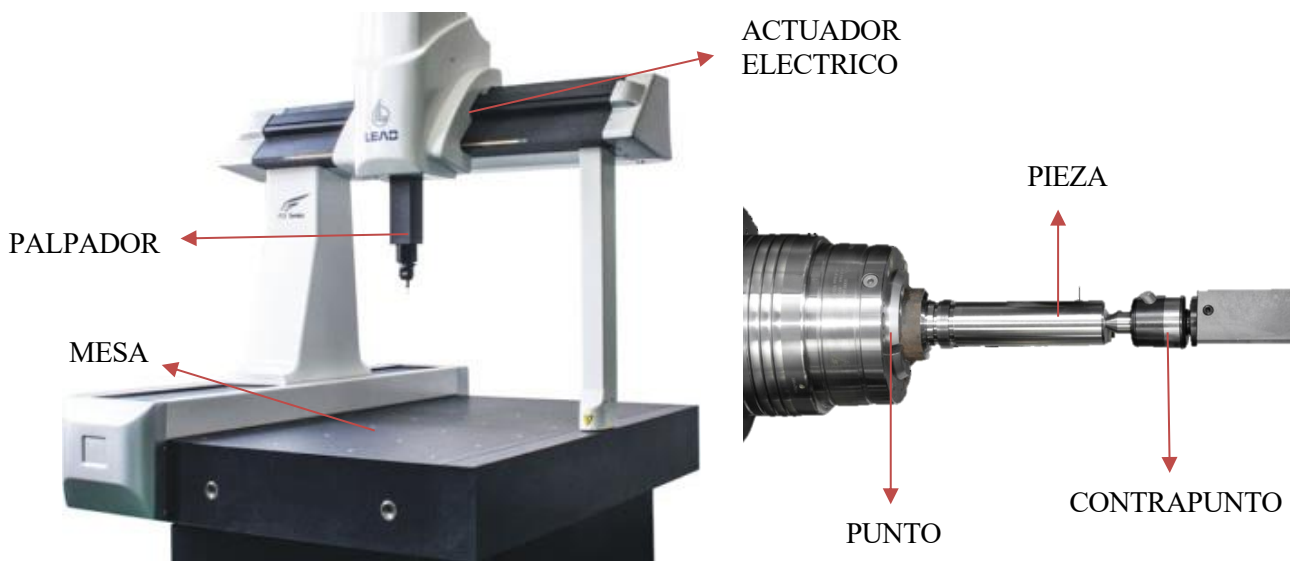


Figura 4. Elementos montaje control de medida

A la izquierda se muestra la mesa y el conjunto de medición. El conjunto de medición está compuesto por el palpador que es el elemento encargado de realizar la medición y por los actuadores eléctricos. La función de estos últimos es de dotar de movimiento al palpador, pudiendo alcanzar así el palpador los puntos deseados para la medida. Dependiendo de las piezas que se desea medir, el conjunto de medida puede no poseer ningún actuador eléctrico o hasta 6 actuadores para piezas de difícil geometría. En nuestro caso necesitaremos un solo actuador eléctrico para que el palpador pueda desplazarse a lo largo del eje de revolución del árbol primario y secundario.

El sistema de sujeción se observa en la parte derecha de la figura 4. Al encontrarnos con un elemento cilíndrico con vaciados en sus extremos, se opta por el sistema comúnmente utilizado en los tornos: los sistemas punto-contrapunto. En estos sistemas, el punto se encuentra inmóvil y el contrapunto se desplaza para poder extraer y apretar la pieza. El desplazamiento del punto puede realizarse de manera manual, neumática o eléctrica, dependiendo de las utilidades.

1.4 Descarga

En las grandes fábricas donde se encuentran distintos procesos de fabricación de una pieza (mecanizado bruto, aplicación de procesos químicos, controles de medida, mecanizado final, montaje...) se necesita un bloque de descarga para que al final de cada operación se carguen estas piezas para trasladarlas hasta la siguiente fase del producto.

En nuestro caso, como es el final de la fabricación de la pieza (una vez la pieza esté aceptada su medida se pasará al montaje), debe existir un bloque de descarga capaz de descargar todas las piezas que sean aceptadas por su tolerancia.

Este bloque contiene dos montajes fundamentales:

➤ *Montaje del robot*

El montaje es similar al explicado en el punto 1.3

➤ *Montaje de carros de descarga*

En este montaje se tienen dos elementos principales, los AGV (Automatic Guided Vehicle) y los carros tal y como se muestra en la figura 5.



Figura 5. Elementos montaje carros de descarga

Los AGV son vehículos de guiado automático. Estos vehículos tienen la característica de poder desplazarse por sí mismos siguiendo unas líneas trazadas en el suelo. Esto los hace especialmente interesantes en la automatización de una planta donde los desplazamientos son fijos. Por ejemplo, en nuestro caso el desplazamiento es siempre desde el final de la línea de medida hasta el inicio de la línea de montaje.

El carro es la estructura que remolcará el AGV. Este carro contiene las piezas a transportar.

1.5 Diseño mecánico

El diseño mecánico es una rama de la ingeniería, en concreto de la ingeniería mecánica, que se dedica a la creación de objetos/máquinas/mecanismos con el fin de que desarrollen un trabajo para el que han sido pensados.

Esta creación pasa por varios puntos: bocetos, croquis, cálculos, diseño, validación, obtención de planos y finalmente fabricación.

El avance de la tecnología ha hecho que estos métodos se realicen mediante software, disminuyendo los errores debidos a cálculos manuales y mejorando la claridad de los resultados finales.

El diseño por ordenador puede dividirse en tres grupos: CAD, CAE y CAM. Para cada disciplina hay infinidad de fabricantes de software que lanzan sus programas al mercado. A continuación, se va a dedicar unos apartados al CAD y CAE ya que son las disciplinas que se van a desarrollar en el proyecto.

1.5.1 CAD

CAD proviene del inglés «Computer Aided Design» o, traducido al español, Diseño Asistido por Ordenador. El propósito de dicha disciplina es ayudar al diseño y documentación del objeto a diseñar. Existen programas CAD de 2D, 3D y mezcla de ambos, de tal manera que tras realizar un diseño en 3D se puedan exportar las vistas a un plano para su posterior fabricación. Hay infinidad de empresas que lanzan su software CAD (SolidWorks, Catia, SolidEdge, AutoCAD...) En concreto, para este proyecto se empleará CATIA V5 [7] dada su versatilidad en la infinidad de módulos que tiene (Figura 6).

En concreto, para el diseño de la línea de producción, se van a utilizar los módulos siguientes:

- Part Design
- Assembly Design
- Sheet Metal Design
- Drafting
- Structure Design

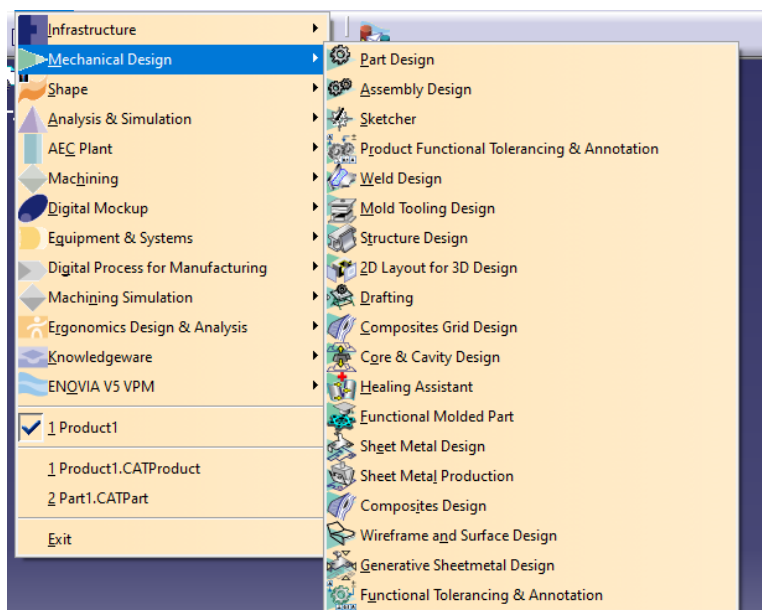


Figura 6. Menu CAD Catia V5

En este proyecto, los planos estarán codificados para poder asignarlos de una manera clara y concisa tal y como se muestra a continuación:

$$N0X_SM0Y_PW$$

Donde:

- $X = 1$ (bloque 1: Control de medida) o 2 (bloque 2: Descarga)
- $Y =$ Submontaje al que pertenece la pieza
- $W =$ Número de pieza

1.5.2 CAE

CAE proviene del inglés «Computer Aided Engineering» o, traducido al español, Ingeniería Asistida por Ordenador. Esta disciplina se compone de software con los que se pueden simular y analizar los diseños realizados. La finalidad de esta modalidad es optimizar los diseños. Al igual que para CAD, muchos son los fabricantes que lanzan software CAE (ANSYS, Abaqus...). Los análisis realizados en este proyecto se realizarán mediante el software de CATIA V5 que aunque no es un programa CAE como tal posee un módulo muy avanzado. Estos software se basan en el cálculo por elementos finitos.

1.5.2.1 El método de los elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico que permite resolver una gran cantidad de problemas en ingeniería. Concretamente en el presente proyecto se va a utilizar la mecánica de Sólido Deformable bajo las hipótesis de la elasticidad lineal y pequeños desplazamientos para la realización de los cálculos.

Por tanto, los cálculos se van a realizar bajo las ecuaciones del problema elástico lineal (ecuaciones de equilibrio interno, ecuaciones de compatibilidad y ecuaciones de comportamiento).

La formulación del MEF se realiza bajo el principio de los trabajos virtuales. Para esto se debe realizar una discretización física del dominio en estudio y una discretización matemática de las variables del problema.

- La discretización física se realiza dividiendo el dominio en estudio en pequeños elementos, de manera que todos estén unidos y formen el dominio real. Sobre estos elementos se aplica el

PTV (Principio de los Trabajos Virtuales).

- La discretización matemática se realiza aproximando la variable independiente del problema elástico de cada elemento mediante unas funciones de forma. Tras obtener esto se realiza el ensamblaje de los elementos, de esta manera obtendremos la ecuación de equilibrio global.

Para obtener una solución segura, es importante elegir bien tanto el tipo de elemento como la cantidad de elementos en los que se divide el dominio, ya que, una mala elección de estos puede llevar a cometer grandes errores, mostrando resultados muy alejados de la realidad.

Para entender los conceptos y poder obtener un análisis lo más cercano a la realidad, tomamos como referencia los apuntes de la asignatura El Método de los Elementos Finitos [8].

1.5.2.2 MEF en Catia V5

Catia posee un potente módulo de cálculo, en el cual nos apoyaremos para realizar los análisis necesarios a la hora del diseño mecánico del presente proyecto. Para entender cada punto y poder exprimir al máximo el programa se ha tenido como referencia uno de los mejores manuales del módulo de análisis de Catia, el libro de José Antonio Vásquez Angulo, Análisis y diseño de piezas con Catia V5 [9].

Una vez realizado el diseño (CAD) de la pieza, entraremos en el módulo *Analysis & Simulation* que nos encontramos en el menú de Catia.

En primer lugar, debemos asignarle un material a nuestra pieza, para ello Catia posee una gran librería de materiales donde se encuentran los metales y los plásticos más comunes, así como distintos materiales de construcción. No obstante, si el material que buscamos no se encuentra en la librería, tenemos la opción de modificar los existentes o crear nuestro propio material asignándole las propiedades mecánicas y visuales que queramos.

Una vez definido el material, se definen las cargas y condiciones de contorno. Catia contiene una gran variedad para tipos de cargas a aplicar (fuerzas, presiones, fuerzas de rodamiento, temperaturas...) y para la aplicación de condiciones de contorno (empotramiento, cojinete, rotula, soldadura, personalizada...). Además, Catia ofrece la posibilidad de añadir elementos virtuales que aumente o disminuyan rigideces como resortes, contactos, etc.

Con toda esta variedad de aplicaciones se simulará el comportamiento real de nuestra pieza o conjunto de piezas.

Una vez determinado todo lo que tiene que ver con las propiedades físicas y condiciones de contorno en las que se encuentra la pieza, pasamos a los parámetros del cálculo mediante elementos finitos.

En primer lugar, debemos elegir entre el elemento tetraédrico lineal de 4 nodos y el tetraédrico parabólico de 10 nodos. Para todos los análisis utilizaremos el elemento parabólico pues se adaptará mejor a las geometrías diseñadas.

Los otros dos parámetros con los que trabajaremos en cada estudio serán:

- Size: es el tamaño mínimo de elemento que se va a mallar. Un Size alto crearía una malla poco precisa, en cambio un Size muy bajo realizaría una malla muy tupida que tardaría mucho tiempo en calcular.
- Sag: también llamada sagita, este término alude a la flecha que se produce entre el contorno de la pieza y la discretización con los elementos finitos tal y como se muestra en la figura 7. Tenemos la opción de mallar con un Sag absoluto o uno relativo al tamaño de elemento. Un Sag alto convertiría los redondeos en chaflanes y los taladros en elementos poligonales como hexágonos de grandes aristas, perdiendo así su forma real. En cambio, un Sag bajo nos provocaría el mismo problema que el Size bajo.



Figura 7. Sag o sagita

Como ya sabemos, uno de los puntos fundamentales en un estudio de elementos finitos es el de crear una malla ideal que sea capaz de dar unos resultados muy cercanos a la realidad sin necesidad de un tamaño de elemento tan pequeño que sea muy costoso computacionalmente. Para ello es muy importante estudiar la convergencia de resultados en cada ensayo; Catia posee una herramienta que nos ahorra los pasos para obtener la convergencia llamada *Global Adaptivity*.

Al utilizar esta herramienta debemos seleccionar el elemento que queremos mejorar y seleccionar el error global máximo de cálculo que tendrá el análisis. Para obtener unos resultados razonables, el error global debe ser como mucho del 5%.

Una vez que vayamos a calcular con adaptabilidad hay que indicar el número de iteraciones (se pondrá 1 ya que este parámetro se refiere al número de veces que recalcula la malla y, en el primer cálculo, ya se cumple el error asignado), el tamaño de elemento mínimo (se seleccionará que no hay tamaño mínimo) y se activará el cálculo de sag relativo, para que nuestra malla se adapte de forma óptima a la geometría diseñada.

En la figura 8 se muestra un elemento mallado a la izquierda según criterio inicial y a la derecha tras aplicar la herramienta *Adaptivity*. Como se puede observar, se tiene una malla más gruesa en las partes donde el programa detectó pequeños gradientes de tensión y una malla mas fina donde se tenían los altos gradientes, de esta forma conseguimos un resultado muy cercano a la realidad sin tener un alto costo computacional.

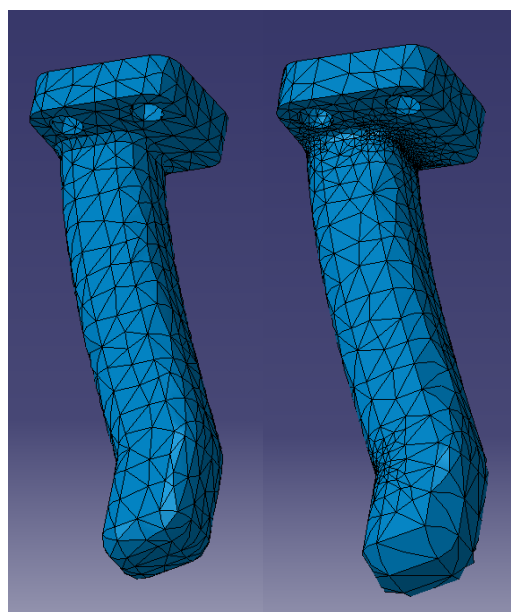


Figura 8. Diferencias malla con y sin adaptivity

En caso de no obtener el error deseado, Catia posee la opción de aplicar la herramienta *Adaptivity* de

manera local en vez de globalmente. Con ésta podremos afinar mucho más la malla en los puntos más críticos.

Otra potente herramienta que posee el módulo de análisis de Catia es la de sensores. Con esta herramienta podemos colocar sensores globales que pueden medir la energía global, la tensión máxima de von Mises, el máximo desplazamiento, etc. También tenemos la posibilidad de colocar sensores locales en puntos, bordes, superficies o cuerpos y obtener el máximo, mínimo o promedio del fenómeno del que queramos obtener información.

La herramienta sensores contiene también la opción de colocar sensores de fuerzas y reacciones.

2 ANTECEDENTES DEL PROYECTO

Los antecedentes del proyecto los proporciona el cliente que necesita la maquinaria. Los más comunes suelen ser:

- Los objetos con los que se va a trabajar (fresar, cortar, medir...)
- El espacio disponible para instalar la máquina
- Características de la operación y requisitos necesarios
- Modo de alimentación y series de entrada de piezas

Como este proyecto no corresponde a un encargo real, estos antecedentes se van a crear de acuerdo con las demandas más frecuentes en un caso cotidiano real, escogiendo unos elementos, características y especificaciones típicos en este tipo de operación.

2.1 Árboles

Los árboles son los objetos con los que tendrá que operar nuestra máquina. Como se ha comentado anteriormente, el objeto de este proyecto es el de diseñar una máquina que sea capaz de medir la calidad de fabricación de los dos árboles que forman la caja de cambios manual de un automóvil.

El tipo de caja que se va a montar es una caja de cambios manual de dos ejes, el primario y el secundario. Se observan las medidas de varios árboles reales montados en automóviles y se modela un árbol primario y secundario, como se puede observar en la figura 9.

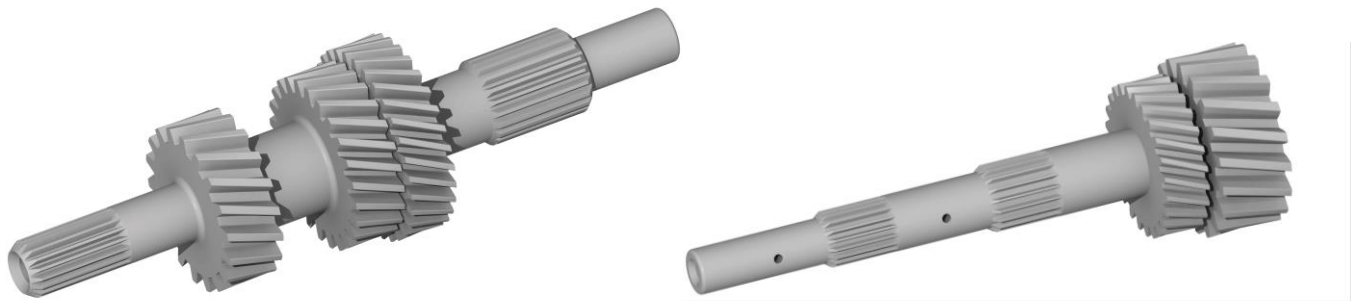


Figura 9. Árbol primario (izquierda) y árbol secundario (derecha)

Estos árboles necesitan una gran calidad de medida especialmente en dos puntos:

- Diámetro donde va amarrado a la carcasa mediante rodamientos. Un defecto de fabricación en esta zona crearía holguras que con el paso del tiempo desembocarían en la rotura del sistema.
- Diámetro donde se encuentra el piñón «loco». Estos se encuentran unidos al eje mediante un sistema de buje, por tanto, los diámetros deben tener una alta calidad para que no se produzca rozamiento excesivo entre ambas piezas.

En la figura 10 se muestra un esquema en el que se especifica cuáles son los puntos críticos comentados anteriormente en cada árbol. El color azul representa las zonas de amarre y el rojo las zonas de piñones locos.

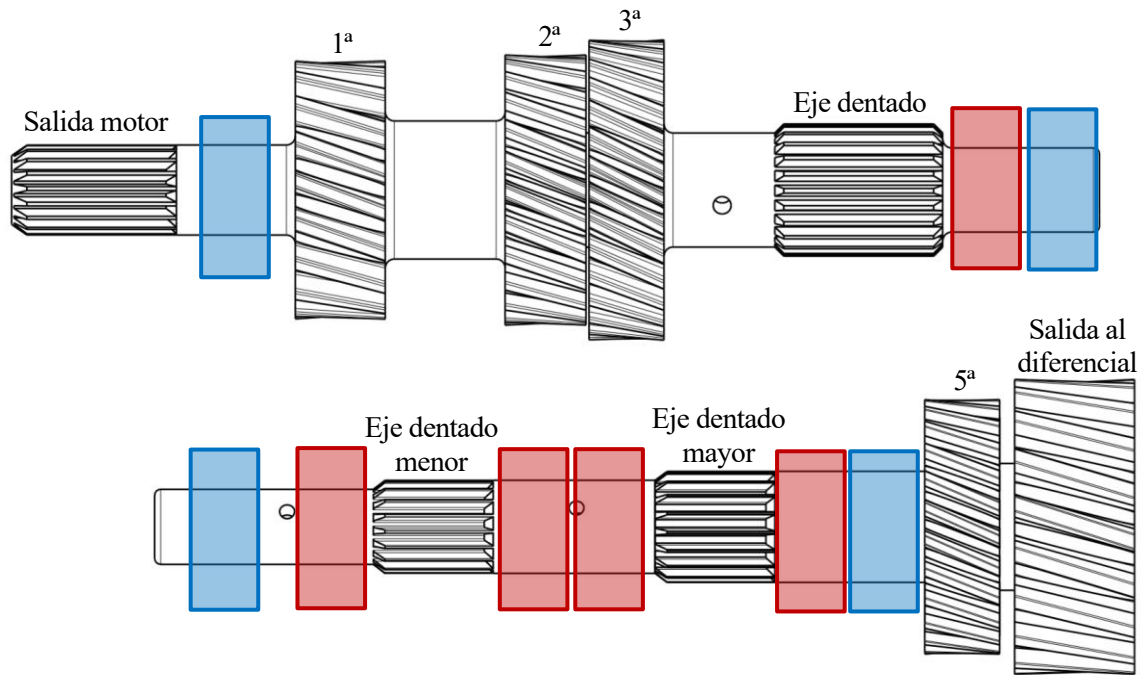


Figura 10. Zonas de fabricación críticas

2.2 Manutención

Una manutención industrial es la estructura que se encuentra en las fábricas para el transporte de los elementos. Las mantenciones pueden estar controladas por motor o por caída por gravedad. El método de deslizamiento cambia de unas a otras: por cadena, por rodillos...

En este proyecto, tanto la manutención como el espacio disponible los aporta la empresa que busca los servicios como suele ser común. En este caso se ha supuesto una manutención con perfilera de aluminio, controlada mediante motor y con desplazamiento por cadena.

La línea consta de dos mantenciones paralelas separadas 1 m. Estas tienen una altura de 1200 m y tienen un tramo largo horizontal de 10 m y tras una curva de 90° un tramo de 3 m. Las zonas donde debe ubicarse el bloque de medida y descarga, así como el sentido de las piezas las proporciona la empresa. Con estos datos se realiza el modelaje de la manutención, el cual se muestra en la figura 11.

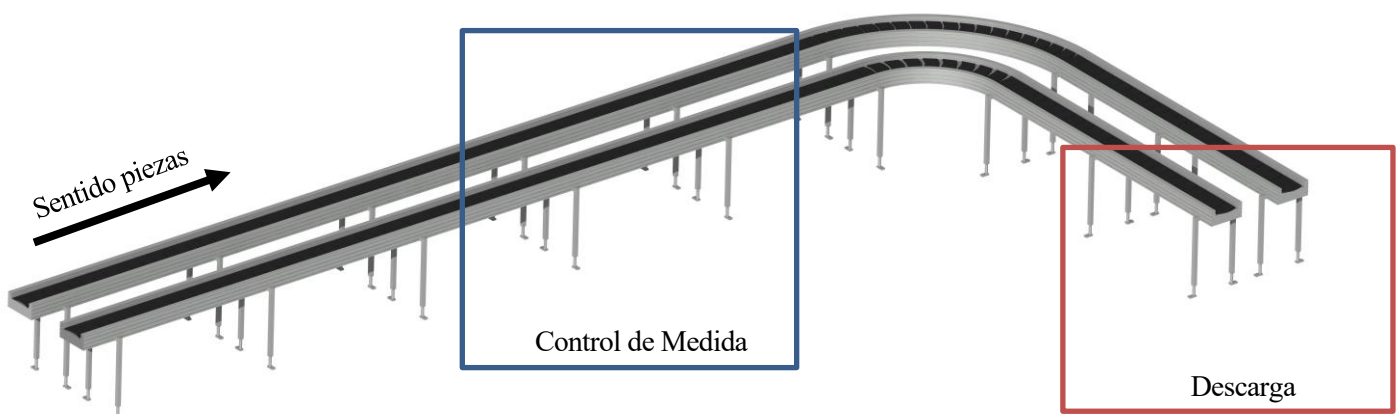


Figura 11. Manutención existente

La entrada de árboles tiene las siguientes características:

- Los árboles pueden entrar por ambas manutenciones a la vez o solo por una de ellas
- Al mismo tiempo pueden entrar árboles primarios o secundarios por ambas manutenciones

2.3 Requisitos de diseño

Para el bloque de control de medida:

- Para el árbol primario se debe medir en dos puntos: en la zona del amarre izquierdo y en el derecho. Al medir el amarre derecho también estaríamos midiendo la zona del piñon loco pues se encuentran la misma operación y pasada del mecanizado (están seguidos y tienen el mismo diámetro).
- Para el árbol secundario se debe medir en 3 puntos: la zona del amarre izquierdo, amarre derecho y la zona de los piñones locos de 2º y 3º (zona central)
- La tolerancia de aceptación es de 10 μm
- Se requieren unos tiempos que puedan producir una medición de dos piezas/minuto
- Debe contener un sistema que pueda almacenar hasta 20 árboles que hayan sido descartados
- El robot debe poder operar en colaborativo, ya que es común que el operario invada la zona: calibrar mediante patrón, recoger árboles descartados, etc.
- El palet a diseñar para transportar los árboles debe tener una base de dimensiones 380x200 mm.

Para el bloque de descarga:

- Debe ser un cobot el que disponga los ejes en un cobot
- En la descarga deben encontrarse dos carros a diseñar con un mínimo de carga de 20 árboles sobre los que descargar los árboles
- Cada carro solo podrá contener un tipo de árbol
- Los carros tienen que contener un enganche circular de diámetro interior igual a 80 mm a una altura con respecto al suelo de 400 mm.

3 BLOQUE 1. CONTROL DE MEDIDA

El control de medida debe cumplir los requisitos mencionados en el apartado 2.3. Además, se debe tener en cuenta la normativa existente ya mencionada.

La idea planteada es la siguiente: se diseñará una mesa de medida igual para cada manutención. Estas mesas se dispondrán encima de cada manutención y se anclarán al suelo para así evitar la vibración directa de la manutención. Un único robot se instalará en medio de las manutenciones de manera que pueda abastecer ambas líneas con los tiempos indicados.

La mesa de medida estará constituida por un sistema de punto-contrapunto para sujetar los árboles. En este sistema, uno de ellos será fijo a la estructura y el otro será móvil mediante un actuador neumático. Un palpador será el dispositivo de medida, el movimiento horizontal del palpador para que este llegue a los puntos de medida deseados se realizará mediante un actuador eléctrico.

La calibración de la máquina se realizará mediante un patrón cilíndrico.

La mesa consta de actuadores eléctricos y neumáticos, por ello mientras que esta se encuentre en modo de trabajo ningún operario podrá encontrarse en su radio de acción, debido a las normas de seguridad. Esto hace que programar el robot de manera colaborativa sea una pérdida de tiempo, ya que la gran ventaja que ofrecen (poder trabajar junto con operarios) no se podría realizar. Ahora bien, uno de los requisitos del bloque es que constantemente un operario debe entrar en alguna de las dos mesas, lo que obligaría a parar la medida bajando así el rendimiento de la línea.

Tras estudiar este problema y con el fin de poder mejorar el rendimiento se opta por el siguiente sistema: mediante vallado se van a separar ambas mesas de medida de manera que el operario que se encuentre en un lado de la línea no pueda llegar a meter alguna parte del cuerpo en la mesa de la manutención contraria. De esta manera, si un operario necesita acercarse a una de las dos mesas de medida, solo esta dejará de trabajar, la otra podrá seguir midiendo.

Para que esto ocurra, se necesita delimitar zonas de seguridad, las cuales se muestran en la figura 12, que corresponde a la vista en planta del bloque de medida.

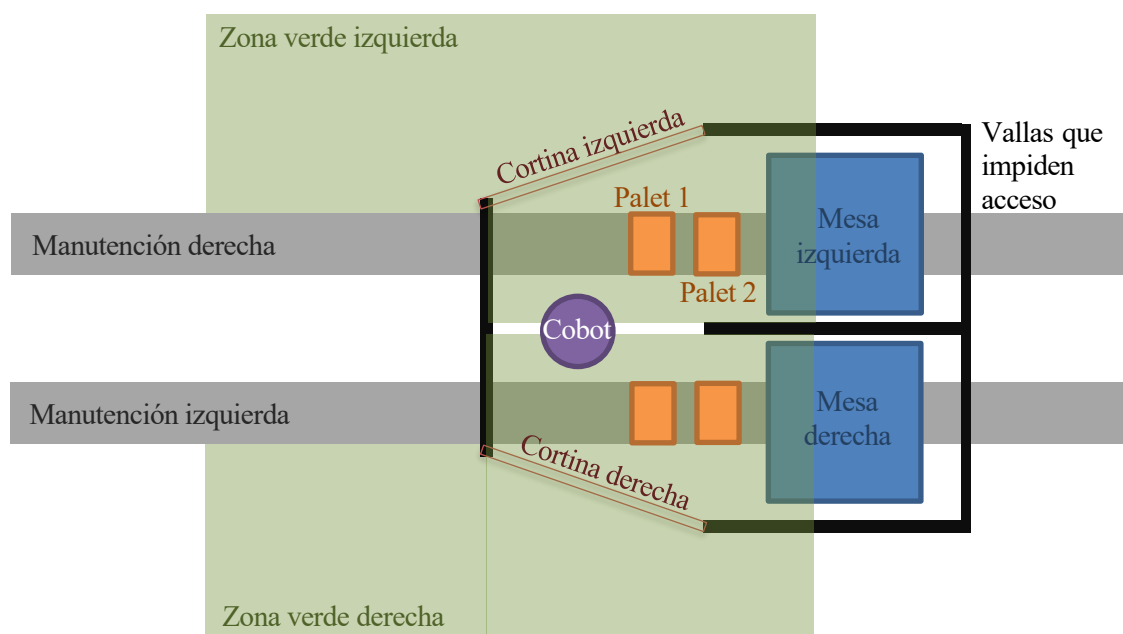


Figura 12. Esquema seguridad

A continuación, se va a realizar el diseño del bloque de medida. En primer lugar, se realizará la selección de los componentes de acuerdo con las necesidades y seguidamente se realizará el diseño del sistema de medida y utillajes necesarios para realizar el proyecto.

3.1 Selección de componentes

3.1.1 Robot

En el mercado existe una gran cantidad de fabricantes de robots. Puesto que la primera característica es que nuestro brazo robótico debe ser colaborativo, nos centramos en los fabricantes de brazos robóticos colaborativos. Muchos son los fabricantes que fabrican cobots: ABB, Kukka, Yaskawa, UR, Fanuc... Tras un breve estudio de catálogos y opiniones, el fabricante japonés Yaskawa es el fabricante que tiene mejores valoraciones en relación calidad-precio, además de ofrecer dos variedades de modelos dependiendo del radio de trabajo o carga máxima que se necesite en la operación a realizar. Los modelos son el HC10 y HC20, ambos son brazos robóticos colaborativos de 6 ejes. Hay que destacar que el modelo HC10 tiene varios submodelos en los cuales cambian las longitudes de los brazos, aunque el área de trabajo y la capacidad de carga máxima es la misma. Los modelos de Yaskawa se muestran en la tabla 2 con sus características interesantes de cara a la elección del modelo extraídas de las fichas técnicas aportadas por el fabricante [10].

Tabla 2. Características de diseño modelos Yaskawa

Modelo	Carga Máx (kg)	$R_{Trabajo}$ (mm)	Máx Vel. S (°/s)	Máx Vel. L (°/s)	Máx Vel. U (°/s)	Máx Vel. R (°/s)	Máx Vel. B (°/s)	Máx Vel. T (°/s)
HC10	10	1200	130	130	180	250	250	250
HC20	20	1700	80	80	120	130	180	180

La carga que debe sostener nuestro robot es la suma de la pinza neumática, garras y el peso del árbol que esté levantando. El peso de las pinzas neumáticas no suele llegar a un kilogramo, las garras se diseñarán de un material poco pesado, por tanto, la suma del peso de estos dos elementos será un kilogramo. Para obtener el peso de los árboles utilizamos la herramienta que posee Catia V5 llamada *Measure Inertia*; esta herramienta calcula un peso del árbol primario igual a 5,30 kg y del árbol secundario 3,88 kg. Ambos brazos robóticos soportarían la carga de trabajo.

En cuanto al radio de trabajo necesario tenemos el siguiente dato: la separación entre el centro de las manutenciones es de 1100 mm aproximadamente. Puesto que el brazo va a tener que operar en las dos líneas, como mínimo necesitaría un radio de trabajo de 550 mm. Hay que tener en cuenta que no solo va a trabajar en un punto a lo largo de la manutención, si no que se debe mover entre la mesa y dos palets que se encontrarán detrás de esta; se calcula en exceso que debe tener un alcance de unos 500 mm extras para que llegue a los tres elementos de cada línea. Por tanto, obtenemos un radio de trabajo de al menos 1050 mm, encontrándose los dos brazos robóticos por encima de este rango. Como esta restricción se ha realizado al alza podría pasar que el radio de alcance deba ser superior y el HC10 se quede corto. En caso de que finalmente se escoja el HC10 se observará en la implantación si realmente es cierto el radio de trabajo aproximado o si hay que cambiar de brazo.

El último parámetro que se debe elegir es el de cumplimiento de los tiempos de movimiento impuestos en el cronograma de la tabla 1. Para ello se calculan los giros que debe realizar cada brazo robótico para alcanzar los puntos aproximados que supondrían los puntos y ambos palets; para estar dentro de la seguridad, a los tiempos calculados se le sumarán unos segundos. Hay que mencionar que los tiempos serán menores ya que en la aproximación calculada se hace eje por eje, sin embargo, el robot es capaz de girar dos ejes al mismo tiempo.

S, L, U, R, B, T corresponden a los ejes de las articulaciones empezando desde la base en cada robot. En ambos modelos los ejes S, L y U realizan el mismo giro tal y como se muestra en la figura 13, la cual contiene esquemas extraídos de la ficha técnica del fabricante [10], en la parte izquierda el del modelo HC10 y en la parte derecha el del HC20.

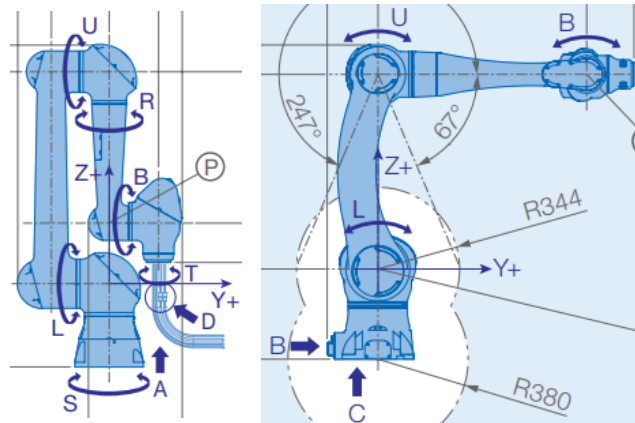


Figura 13. Ejes de rotación brazos robóticos HC10 y HC20

A continuación, se calculan los tiempos para cada movimiento. Estos se calculan con la velocidad angular máxima de cada articulación (tabla 2). Con el fin de conseguir una mayor seguridad sería interesante que los tiempos calculados sean inferiores a los del cronograma, de tal manera que si algún operario invade la zona y el robot trabaja en colaborativo, sigan consiguiéndose las dos piezas por minuto. Los cálculos se realizan únicamente con giros de las articulaciones S, L y U puesto que los giros de colocación (R, B, T) quedan enmascarados mientras se realizan los giros de las articulaciones comentadas.

- Aproximar a palet 2 (4 s) → 45° U, 35° L, 80° U
 - Tiempo HC10: $0,97 + 4$ (no va a máx velocidad y aceleraciones y desaceleraciones) = 4,97 s
 - Tiempo HC20: $1,48 + 6$ (no va a máx velocidad y aceleraciones y desaceleraciones) = 7,48 s
- Aproximar a palet 1 (2 s) → 15° U, 20° L, 45° U
 - Tiempo HC10: $0,49 + 2 = 2,49$ s
 - Tiempo HC20: $0,75 + 3 = 3,75$ s
- Pieza a puntos (6 s) → 60° U, 30° L, 20° U
 - Tiempo HC10: $0,68 + 2,5 = 3,18$ s
 - Tiempo HC20: $1,04 + 4 = 5,04$ s
- Cambio de mesa (7 s) → 30° L, 70° S, 30° U
 - Tiempo HC10: $0,94 + 4 = 4,94$ s
 - Tiempo HC20: $1,5 + 6 = 7,5$ s

Como se puede observar el tiempo añadido es tal que el tiempo de cálculo sea 5 veces el de máxima velocidad. Con el HC10 obtenemos un tiempo total de movimientos por ciclo de 15,58 s y el HC20 de 23,77 s. Como el tiempo que deben cumplir es de 19 s nos decantamos por el HC10 pues es el único modelo que cumpliría el requisito del tiempo.

Se obtiene el CAD de la pagina web del fabricante [10], la cual lo facilita en formato.stp e.igs. Dado que lo queremos simular trabajamos el formato.stp que permite diferenciar articulaciones; aplicandole

condiciones de separación y concentración obtenemos el brazo robótico en condiciones de simular cualquier movimiento que le permiten sus restricciones.

Se modela con su radio de trabajo que nos permitirá observar con mayor facilidad si llega bien a todos los puntos necesarios para efectuar el movimiento de los árboles. Todo lo detallado anteriormente se muestra en el renderizado mostrado en la figura 14.

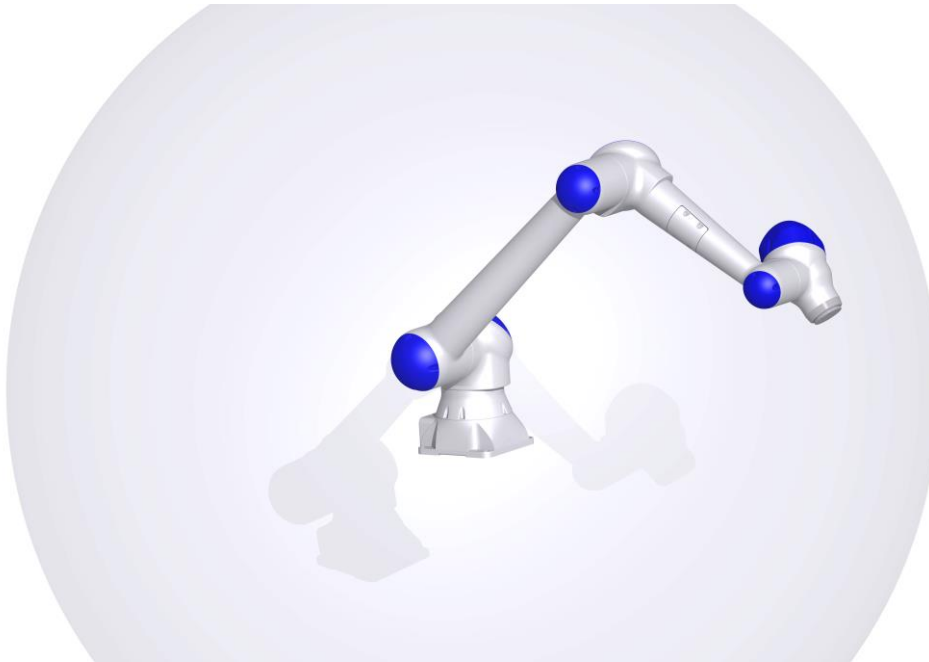


Figura 14. Yaskawa HC10 con esfera de trabajo

3.1.2 Pinza neumática

Existen infinidad de fabricantes de elementos neumáticos y eléctricos, en este proyecto todos los elementos de este tipo se van a escoger del catálogo de SMC uno de los referentes del sector a nivel mundial. Esta elección se debe a dos motivos fundamentales: tienen infinidad de artículos en su catálogo para todo tipo de aplicaciones y su página web posee varios simuladores y herramientas que ayudan al diseño de maquinaria; la empresa de manera gratuita explica estas herramientas en diversas jornadas y webinars que organiza.

Existe gran variedad de pinzas para elegir en el catálogo. La elección de un modelo u otro dependerá de los diámetros de los ejes por donde se sujetarán para transportarlos. Para optimizar el movimiento, los ejes se amarran lo más cercano posible a su centro de gravedad con el fin de que no se suelte una vez agarrado. Por tanto, utilizando de nuevo la herramienta de Catia V5 *Measure Inertia*, la cual nos sitúa el centro de gravedad del árbol primario a 180 mm con respecto a la parte izquierda (Figura 5), esto es justo en el centro del engranaje de 2ª. Esto nos permite dos zonas de amarre, en el hueco entre el engranaje de 1ª y 2ª ($\varnothing_{amarre} = 46 \text{ mm}$) y entre el hueco del engraje de 3ª y el dentado del eje ($\varnothing_{amarre} = 38 \text{ mm}$). El centro de gravedad del árbol secundario lo sitúa a 250 mm con respecto a la parte izquierda (Figura 5), esto es entre el dentado del eje de mayor diámetro y el engranaje de 5ª ($\varnothing_{amarre} = 38 \text{ mm}$). Para facilidad del diseño de las garras y mejor agarre de estas es muy interesante amarrar al eje primario por el diámetro de 38, ya que es igual al diámetro donde se encuentra el centro de gravedad del secundario.

Por tanto, la apertura de la pinza debe ser algo mayor a 38 mm para que esta pueda abrir lo suficiente como para que llegue hasta la zona de agarre.

Fundamentalmente existen dos tipos de pinzas según su tipo de apertura: angular y paralelas. Las primeras son recomendables para operaciones donde se encuentran distintos diámetros de diferente medida; las segundas proporcionan una mayor fuerza de agarre. Dado que tenemos la posibilidad de sujetar ambos árboles por un diámetro de igual medida, se opta por una pinza paralela. Dentro de las pinzas paralelas, SMC fabrica de 2, 3 y 4 dedos. En nuestro caso para sujetar un cilindro lo ideal es utilizar la de dos dedos.

Dentro de este tipo, SMC presenta varios modelos dependiendo de la forma del actuador, amarre, etc. SMC contiene dos series de pinzas compatibles con el trabajo a desarrollar en este problema, la serie MHR y MHS2. La serie MHR solo tiene hasta una apertura de pinzas de 32 mm y, aunque con un diseño de garras adecuado se podrían sujetar los arboles, SMC recomienda que la apertura de la pinza sea al menos el diámetro de la pieza a sujetar. La serie MHS2 en cambio posee diámetros de hasta 60 mm.

Por tanto, seleccionamos el modelo MHS2-40D que posee una apertura de entre centro de pinzas de 38,5 mm. Estas pinzas poseen mecanismo de cuña, el cual nos proporciona una buena repetitividad y grandes fuerzas de apriete. La pinza tiene un peso de 345 g, descargamos el CAD (figura 15) que proporciona la web de SMC [11] y la ficha técnica del producto para luego diseñar la galleta de unión con el brazo robótico y las garras.

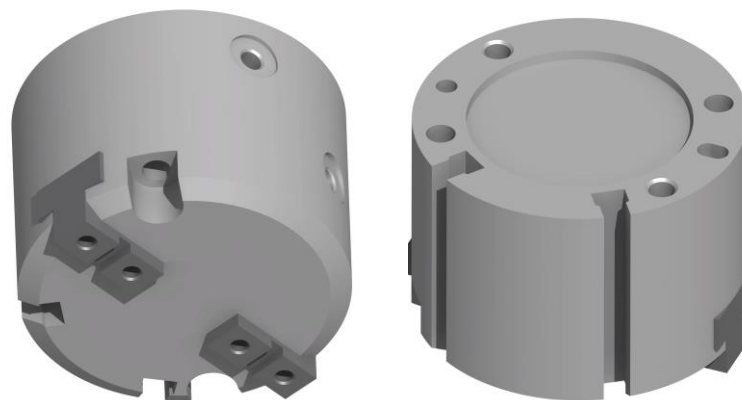


Figura 15. Pinza SMC MHS2-40D

3.1.3 Actuador eléctrico mesa

Para que el palpador pueda desplazarse a lo largo del eje y así desplazarse hasta los puntos de medida, este se instala sobre un actuador eléctrico ya que, aunque estos son más caros que los neumáticos, son capaces de parar en puntos deseados, al contrario que los neumáticos que son todo/nada.

La característica fundamental del actuador debe ser la robustez pues, aunque el peso del palpador suele ser pequeño, este actuador no debe permitir holguras para tener una medida lo más exacta posible. Esto se consigue con los modelos de mejor guiado y robustez. La repetibilidad es una de las características que más encarece el precio de estos elementos, sin embargo, en nuestro caso no será de gran importancia pues no importa que se detenga medio milímetro antes o después del punto a medir ya que medirá el mismo diámetro.

Estos actuadores tienen generalmente dos características que varían según su aplicación:

- **Sistemas de transmisión:** los más utilizados son transmisión por husillo o por cadena; dependiendo de su aplicación se debe seleccionar uno u otro. Los actuadores con transmisión por husillos tienen mayor repetibilidad, permiten una mayor fuerza y no necesitan mantenimiento. Los actuadores con transmisión por cadena se utilizan fundamentalmente en operaciones de grandes carreras y necesarias de grandes velocidades. Los técnicos de SMC

recomiendan que para carreras entre 0-500 mm se utilice husillo, para carreras entre 500-1000 mm se estudie la aplicación y para carreras de más de 1000 mm se utilice cadenas. En nuestro caso, el árbol de mayor longitud (árbol primario) mide 363 mm. Por tanto, el actuador debe ser capaz de desplazarse de un punto a otro y tener una mayor longitud para que pueda retirar el palpador mientras el robot está cambiando el árbol para evitar dañar el equipo. Es por esto por lo que se decide montar un actuador con carrera 500 mm, medida que justo marca la frontera según los técnicos de SMC para elegir seguro husillo o dependiendo de la aplicación. Para nuestra aplicación no necesitamos alta repetibilidad, tampoco necesitamos una elevada velocidad ni va a realizar gran fuerza, por esto se opta por seleccionar un modelo de husillo ya que estos no necesitan mantenimiento y nos ofrecen una mayor vida útil.

- Tipo de motor: los actuadores montan motores paso a paso o servomotores. Los servomotores ofrecen altas potencias, dinámicas y velocidades; sin embargo, necesitan ajustes y tienen un coste muy elevado. Los motores paso a paso, en cambio, presentan una alta repetibilidad, son muy económicos y no necesitan ajustes ni parametrizaciones, pues lo hacen de manera automática; sin embargo, entregan menores velocidades y dinámicas. Como la aplicación para este proyecto no necesita ni altas velocidades ni pares, se elegirá un modelo paso a paso, ya que es mucho más económico que los servomotores.

Teniendo en cuenta lo comentado anteriormente, tras observar el catálogo de SMC [4] se elige el modelo LEFSH25RH-500, el cual es un actuador eléctrico de gran precisión de tamaño 25, con motor paso a paso, transmisión por husillo y con una carrera de 500 mm. Se obtienen la ficha técnica, guía de instalación y CAD (Figura 16) de la web de SMC [11] para ayudarnos al posterior diseño de la mesa y utillajes necesarios.

Aunque el actuador está dimensionado para que no tenga ninguna holgura, con el fin de dar una mayor rigidez a nuestro sistema, se le va a instalar adicionalmente un carril de guiado de alta precisión de manera paralela al actuador, de tal manera que el soporte del palpador vaya unido a ambos elementos. Para seleccionar este carril se observan diversas marcas y finalmente se opta por montar una guía lineal de la conocida marca HIWIN, el modelo HGH15CA [12] con un carril de 500 mm (igual longitud que la carrera del actuador). Este modelo de guiado es la serie de alta precisión y aguanta cargas de hasta 2 kN y momentos de hasta 187 N*m, aunque esta guía esté dimensionada para valores muy superiores, se consigue que con las cargas que tendrá en su aplicación tengamos un sistema de rigidez prácticamente infinita. El guiado tiene un sistema de autolubricación lo que hace que su mantenimiento sea bajo. Se obtiene el CAD y la ficha técnica de la página de HIWIN. En la figura 16 se muestran tanto el actuador eléctrico como el guiado de alta precisión.

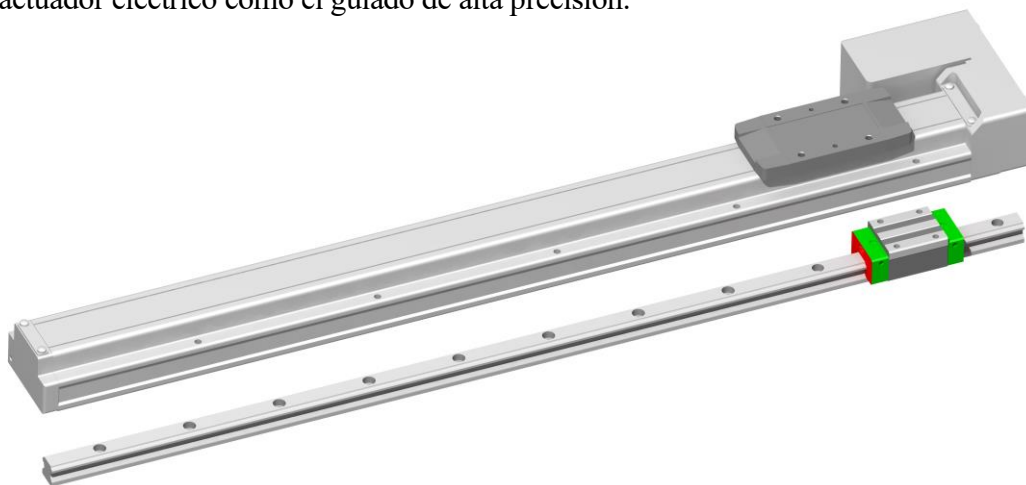


Figura 16. Actuador LEFSH25RH-500 y guiado HGH15CA

3.1.4 Palpador de medida

El aparato encargado de realizar la medición será un palpador de medida. Este debe reunir las siguientes características:

- El recorrido del palpador debe ser al menos la diferencia entre el mayor radio que presenten los árboles y el menor radio que se vaya a medir para que el palpador pueda bajar hasta tomar medida y retroceder para evitar la colisión al trasladarse a otro punto. Tras medir las piezas con la herramienta *measure* de Catia V5 se observa que el mayor radio es de 50 mm y lo encontramos en el secundario en el dentado que va al diferencial. Por otra parte, el menor radio que se debe medir es la zona del rodamiento izquierdo del árbol secundario que tiene un valor de 12,2 mm. Por tanto, el recorrido del palpador debe ser de al menos 37,8 mm, aunque para asegurarnos que no colisione con el dentado se buscará un palpador de mayor carrera, preferiblemente de unos 50-70 mm.
- El sistema de retroceso y avance del palpador debe poder realizarse por neumática o de manera eléctrica para así poder llegar a todos los puntos del eje sin colisionar.

Tras buscar información sobre este tipo de palpadores y las marcas que los fabrican, se selecciona uno de los modelos de Heidenhain que en catalogo tiene 6 modelos y cada uno de ellos disponible para dos rangos de medida.

Dentro del rango de medida necesario que hemos acotado Heidenhain presenta dos modelos, el CERTO con rango de medida 60 mm y el METRO con rango de medida de 60 mm. Ambos modelos presentan una versión accionada por muelle y por motor; concretamente para este proyecto se escogerá uno pilotado por motor. El modelo de CERTO tiene una tolerancia de $\pm 0,05 \mu\text{m}$ y el METRO de $\pm 0,5 \mu\text{m}$, como estas tolerancias están bastante por debajo del requisito de diseño optamos por escoger el METRO ya que su tolerancia es mayor y por tanto es mas económico. Obtenemos de la pagina web [13] la ficha técnica, Heidenhain no ofrece el CAD de sus modelos, se realiza el modelaje del palpador Heidenhain MT 60M con los datos obtenidos de la ficha técnica, el cual se muestra en la figura 17.

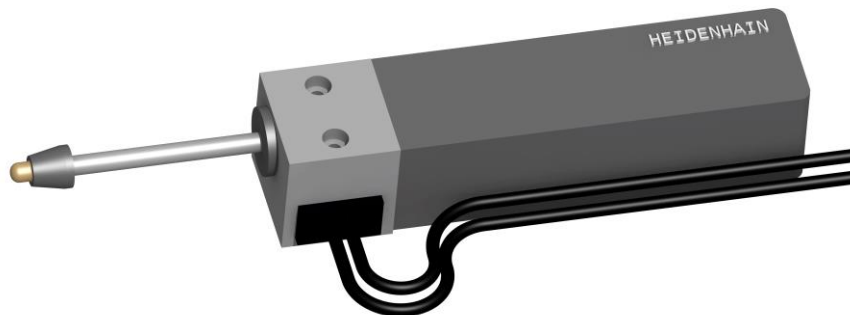


Figura 17. Modelado Heidenhain MT60 M

3.1.5 Actuador neumático punto-contrapunto

El sistema de punto-contrapunto para la sujeción del árbol mientras se realiza la medida consta de dos partes. La zona del punto estará fijada a la estructura de manera que este quede inmóvil. En cambio, el contrapunto deberá tener el suficiente recorrido para apretar con firmeza al árbol de menor longitud y que se pueda alejar lo suficiente para que el robot pueda introducir y extraer el árbol de mayor longitud.

Aunque con un cilindro de simple efecto sería suficiente, dado que la presión solo debemos controlarla a la salida de este, se va a emplear un cilindro de doble efecto para asegurar que no se atasque en la recogida y que tenga una mayor rigidez.

La longitud total del árbol primario es de 363 mm y la del árbol secundario es de 327 mm. Hay que

tener en cuenta que estos contienen un vaciado cónico en los extremos que se le realiza a todos los árboles con el fin de facilitar su manejo, lo que hará que el sistema punto-contrapunto se acerque unos milímetros por encima de la longitud total del árbol. Esto habrá que tenerlo en cuenta para el árbol de menor longitud ya que el contrapunto deberá realizar un recorrido algo mayor a la longitud total.

Para una mayor seguridad, cuando el contrapunto se encuentre cerrado debe encontrarse a unos 25 mm de la zona de trabajo del robot.

Para asegurar tener siempre presión al sostener el árbol, en ningún momento el actuador puede llegar a su máxima carrera cuando se encuentre trabajando. Esta condición nos obliga a incorporar un regulador de presión que nos permita controlar el actuador con una presión suficiente para sostener los árboles, pero no tan alta como para deformar ninguna de las piezas.

Si se tienen en cuenta todos estos requisitos, tendríamos lo siguiente:

- 5 mm hasta el punto más cercano del árbol de mayor longitud (zona de trabajo robot)
- 36 mm de diferencia entre el árbol primario y secundario
- 5 mm debido al vaciado cónico
- Mínimo 2 mm para asegurar que siempre se encuentre en presión

En total, se obtiene un recorrido mínimo de 48 mm.

Para asegurar un mayor alineamiento, el modelo escogido deberá llevar un fuerte guiado. Entrando en la página web de SMC [11] seleccionamos la serie MGPM, la serie de cilindros compactos con guías. Seleccionamos el modelo de diámetro 25 y 50 mm de recorrido, descargamos el CAD que se muestra en la figura 18 y la ficha técnica.

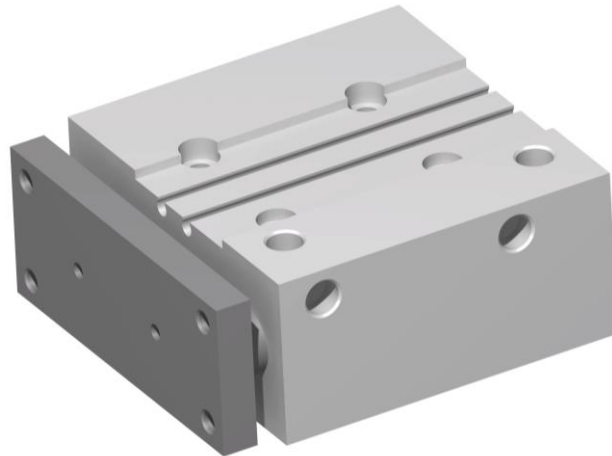


Figura 18. Actuador MGPM25-50Z

3.1.6 Cortinas fotoeléctricas

Para los sistemas de seguridad se van a utilizar elementos de la marca SICK, marca bastante conocida en la industria y que ofrece el archivo CAD y documentación técnica de todos sus productos. Esta marca presenta la serie de Tec para cortinas fotoeléctricas.

Para comenzar necesitamos un alcance (distancia entre emisor y receptor) aproximado de un metro y medio. La altura del campo de protección (longitud de la barrera) debe ser de, al menos, una longitud que nos asegure que una persona no pueda pasar por encima ni por debajo sin que fuese detectada, esto

es, una cortina de una altura de 1,1-1,4 m cumpliría este criterio. En cuanto a resolución (distancia entre haces) presentan dos, una de 14 mm para detección de dedos y otra de 30 mm para detección de manos. Dado que para esta operación buscamos detección de manos, la resolución elegida es de 30 mm.

Tras buscar en el catálogo de SICK [14], nos encontramos con el modelo con referencia C2C-A13530A2000 (figura 19) que tiene un alcance de 2 metros, altura 1350 mm y resolución de 30 mm. Para la sujeción de las cortinas, la marca posee unos soportes de fijación con referencia BEF-3SHABPKU4. Descargamos los archivos CAD y las fichas técnicas de los productos mencionados.

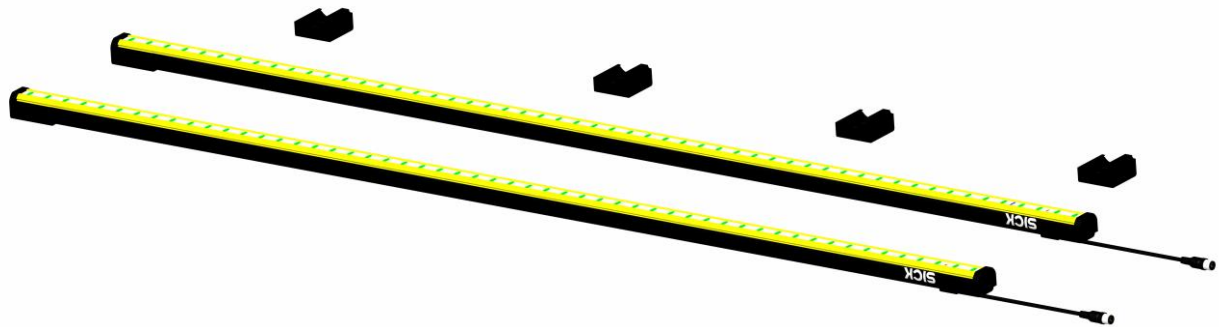


Figura 19. Cortinas emisor-receptor y soportes

3.1.7 Rádar

El rádar elegido también será de la marca SICK. Este debe tener un alcance de al menos 2 metros y un ángulo de exploración de 270° para cubrir la zona deseada tal y como se mostró en la figura 7.

Puesto que no necesita unas características muy delicadas, se escoge la serie S300 Mini Standard, una serie de pequeño tamaño, con modelos con alcance disponible en 1, 2 y 3 m y bastante económico. Se escoge el modelo de alcance de 2 m que tiene como referencia S32B-2011BA. Descargamos el CAD (Figura 20) y la ficha técnica del producto para su montaje.



Figura 20. Rádar

3.2 Diseño

En primer lugar, para cada elemento diseñado, se expondrán los requisitos de diseño. Posteriormente, se mostrará el elemento diseñado y finalmente, en los casos que sean necesarios, se realizarán estudios para su optimización mediante el método de los elementos finitos.

3.2.1 Palet

La medida de la base del palet era uno de los requisitos iniciales, por tanto, la base de este debe ser de 380x200 mm. Es importante que la altura del eje de ambos árboles sea la misma respecto a la base del palet, de esta manera sea cual sea el árbol a medir, la coordenada que debe realizar el robot para recoger el árbol es la misma, dependiendo solo de la apertura que debe hacer la pinza. Para que no se encuentre a una altura excesiva que pueda hacer volcar el árbol del palet, ni una altura tan baja que la pinza del robot colisione con la base o con la manutención, se calcula una altura del eje de 60 mm respecto a la base del palet.

Para la sujeción de los árboles, el palet contendrá dos picaderos en forma de V para cada árbol de manera que ambos árboles queden a la altura de 60 mm ya mencionada. Para ello, el árbol primario apoyará en sus dos extremos de diámetros 30 y 28 mm. El árbol secundario apoyará por una parte en el dentado del piñón del salida al diferencial y por otra parte en el dentado de menor tamaño.

Para evitar que ninguno de los arboles se salga del palet, este último se diseñará del tal manera que el árbol no pueda desplazarse en la dirección de su eje dentro del palet. Para ello en el diseño se tienen en cuenta los extremos de cada árbol y se pondrá una pared que evite que estos salgan. Para que no quede encajado y puesto que el robot tiene gran holgura para agarrar el árbol, se le da una tolerancia de 3 mm en total a las paredes.

Es muy importante que los árboles se coloquen en la misma posición dentro del palet, ya que si un árbol se encuentra colocado de manera contraria dentro del palet y el robot lo coloca en el control de medida, el palpador colisionaría contra el árbol y el aparato se dañaría. Por tanto, hay que instalar un sistema poka-yoke físico en el diseño del palet. Para ello se calcularán los soportes de tal manera que si se coloca mal el árbol, este no se pueda sujetar de esta manera evitando así el mal posicionamiento.

El diseño del palet se muestra en la figura 21. En la parte izquierda el palet con el árbol primario y en la parte derecha el palet con el árbol secundario.

El material del palet será acetal, un plástico que tiene buena resistencia al desgaste y que aporta un bajo peso por un bajo precio. Además este material es fácil de mecanizar, lo que hará que sea aún más económico.

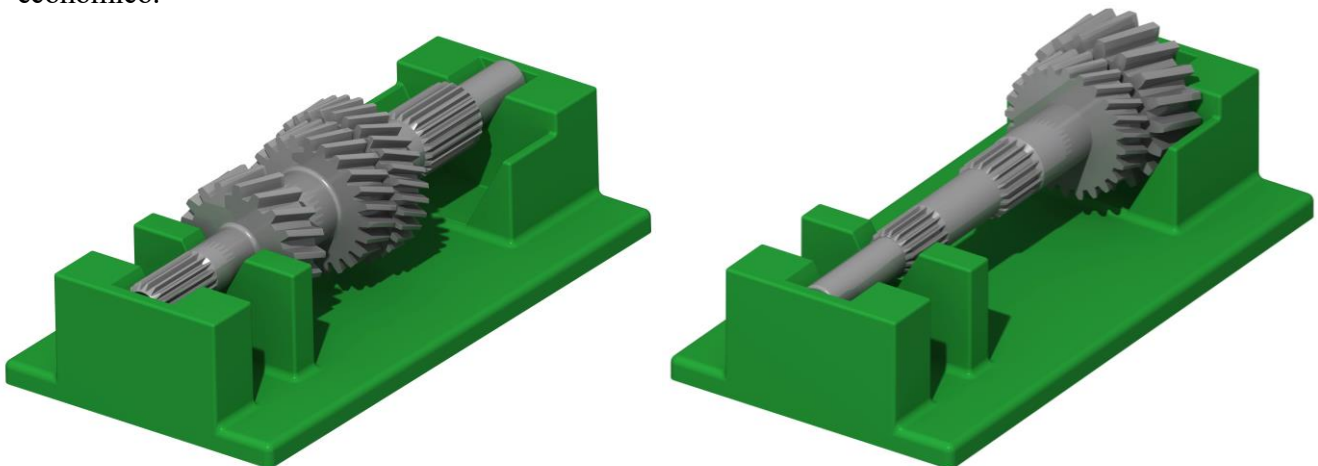


Figura 21. Palet con árbol primario y secundario

3.2.2 Galleta

La función de la galleta es la unión de la pinza neumática al robot, por ello debemos buscar en las fichas técnicas de ambos elementos.

Dada la disposición de los taladros de amarre de ambas piezas se diseña de la siguiente manera: en

primer lugar, se atornillaría la galleta al robot mediante 3 taladros para tornillos M6 cónicos (ya que debe quedarse embutido para que no colisione el tornillo con la base de la pinza) y una fija de diámetro 6. Una vez amarrado, se atornilla la pinza por los taladros pasantes M5 con avellanado que contiene la garra y con una fija de diámetro 4.

La galleta es un mecanizado en aluminio 6061 con espesor máximo de 17 mm.

3.2.3 Garras

En primer lugar, tal y como se dijo en el apartado 3.1.2, ambos árboles se van a agarrar por un diámetro de 38 mm. Puesto que para el árbol dentado el agarre se realiza junto al engranaje de 3ª, el centro del árbol una vez sujeto por la pinza debe encontrarse lo suficientemente alejado de la pinza como para que no pueda colisionar, como este engranaje tiene un diámetro de 90 mm, la distancia mínima del eje a la pinza debe ser de 45 mm.

El material elegido será el aluminio, ya que se debe conseguir una pinza ligera. De conformidad con las normas ISO de seguridad, se debe realizar una garra lo mas envolvente posible, evitando todos los salientes en punta.

Para el amarre de las garras a la pinza, se debe comprobar en la ficha técnica de la pinza y adaptar el diseño de la garra al sistema de amarre que tenga la pinza.

Debemos optimizar la garra asegurándonos que con la fuerza de trabajo que va a realizar no colapsaría. Se realiza un estudio mediante el método de los elementos finitos. Para ello, observamos el catálogo de la pinza y vemos que la pinza seleccionada para una separación de apriete (separación entre los puntos a realizar el esfuerzo y la base de la pinza) de 50 mm nos puede aportar una presión que va desde los 30N hasta los 90N.

En la figura 22 se muestra el equilibrio de fuerzas aportado por Catia con el error global y el mapa de tensiones de von Mises. Para ello se ha aplicado la mayor carga que puede producir la pinza con mallado con tetraedros parabólicos y utilizando la herramienta *adaptivity* de 5 iteraciones para que consiga un error menor al 5%.

```

*****
* Components *   Applied *   Reactions *   Relative *
* *             *   Forces *   *         *   * Magnitude Error *
*****
* Fx (N)   * -9.0000e+001 * 9.0000e+001 * 4.4754e-012 *
* Fy (N)   * -8.0036e-011 * 6.4704e-011 * 4.0096e-013 *
* Fz (N)   * -4.4703e-008 * 4.4774e-008 * 1.8516e-012 *
* Mx (Nxm) * 1.7069e-012 * -2.6085e-012 * 3.6276e-013 *
* My (Nxm) * 5.0326e+000 * -5.0326e+000 * 3.0182e-012 *
* Mz (Nxm) * 9.5160e-010 * -9.5191e-010 * 1.2649e-013 *
*****

```

Global Estimated Error rate: 2,37%

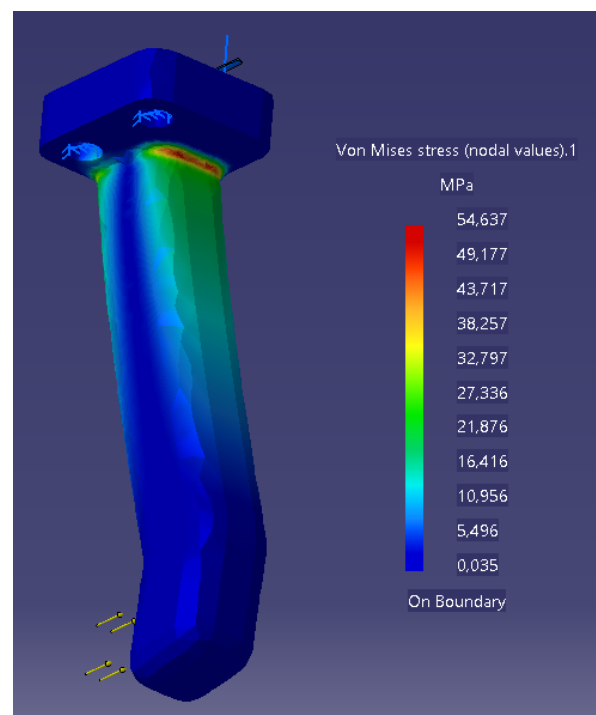


Figura 22. Estudio MEF para la garra

Como podemos observar, la tensión máxima de von Mises es 54,64 MPa. Para todos nuestros ensayos diseñaremos con un factor de seguridad del 20% y como requisito impondremos que la tensión máxima de von Mises aplicando el coeficiente de seguridad se encuentre por debajo del límite elástico. El aluminio más utilizado para mecanizado debido a sus excelentes propiedades mecánicas y fácil mecanizado es el Aluminio 2014-T6 que presenta un módulo de Young de 72,4 GPa y un límite elástico de 414 MPa.

Como la tensión máxima de von Mises una vez aplicado el coeficiente de seguridad es 65,57 MPa, tensión que se encuentra muy por debajo del límite elástico, podemos asegurar que esta geometría es válida para nuestro diseño.

Una vez comprobado su fallo por carga estática, debemos comprobar la falla por fatiga. De forma general, se denomina falla por fatiga a la rotura de un material sometido largamente a esfuerzos repetidos. La peculiaridad de esta falla se produce al observar que el fallo del material se produce aplicando cargas que producen un estado tensional inferior al límite elástico. Esta pérdida de resistencia del material es debida a la aparición de grietas que evolucionan hasta el colapso de la pieza.

Estas características hacen que en el diseño mecánico sea vital poder conocer el comportamiento de las piezas que sufren cargas cíclicas pues podría colapsar con unas cargas inferiores a las dimensionadas estáticamente.

Las garras sufren una carga cíclica. Al agarrar al árbol sufren una tensión máxima que se puede observar en la figura 22, pero una vez sueltan el árbol, la tensión de las garras se descarga. Como este movimiento lo realizan un gran número de veces (4 por minuto), debemos diseñar el elemento según su límite a fatiga. El diagrama de esfuerzos a lo largo del tiempo en nuestra pieza podemos observarlo en la siguiente figura.

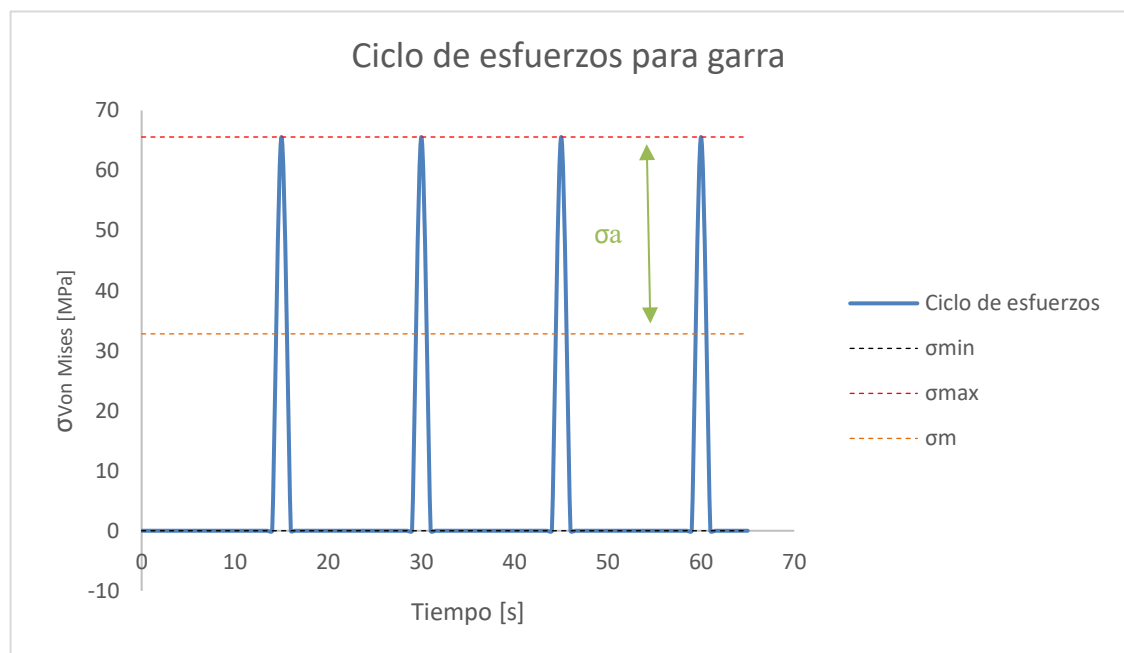


Figura 23. Gráfica ciclos de carga de las garras.

Donde:

- σ_{\min} es la tensión mínima equivalente que sufre la garra en sus ciclos de trabajo
- σ_{\max} es la tensión máxima equivalente que sufre la garra en sus ciclos de trabajo
- σ_m es la tensión promedio
- σ_a es la tensión alternante o amplitud de las tensiones

El comportamiento de una pieza a fatiga depende de varios factores como son el material, geometría de la pieza (entallas, taladros...), tipo de cargas aplicadas, etc. El método de determinación de la falla a fatiga más conocido es el de la curva S-N (figura 24).

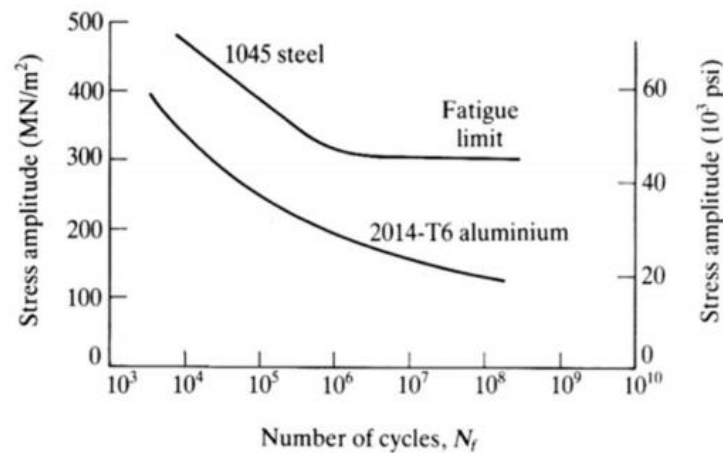


Figura 24. Curva S-N

Como se puede observar en la figura 24, el comportamiento a fatiga de una probeta de acero 1045 y una de aluminio 2014-T6 varía mucho. El acero tiene un claro límite a fatiga (S_f) de 300 MPa mientras que el aluminio no presenta ese límite a partir del cual no rompe. Para las aleaciones como el aluminio se utiliza un nuevo término, la resistencia a fatiga como la tensión que produce el fallo a fatiga con un número de ciclos muy elevado ($10^7 - 10^8$).

La realización de la curva S-N requiere una gran inversión tanto económica como temporal ya que es necesario probar experimentalmente un gran número de probetas hasta su rotura. Por tanto, comúnmente no se puede realizar un ensayo para cada pieza que queramos estudiar.

Los ensayos de determinación de la curva S-N comúnmente se realizan en máquinas donde se aplica un momento flector puro que produce esfuerzos cíclicos de flexión con tensión media de 0 MPa en una probeta de diámetro 7,62 mm.

Las garras son de aluminio 2014-T6, este material tiene un límite de rotura (S_u) de 483 MPa y un límite elástico (S_y) de 414 MPa. Como ya hemos comentado, nuestra pieza realiza 4 ciclo por minuto y se espera un trabajo continuo de la máquina las 24 horas del día, 365 días al año. Esto hace un total de unos $2,1 \cdot 10^6$ ciclos por año. Las piezas se deben diseñar para que tengan una vida de 5 años (pasado este tiempo se cambiará por una nueva pieza) lo que hace un total de ciclos en su vida de $1 \cdot 10^7$ ciclos. Si observamos la figura 23, para ese número de ciclos, se produce la rotura aproximadamente a 150 MPa, este dato será nuestra resistencia a fatiga (S_f) para una probeta sometida al ensayo de fatiga comentado anteriormente. Para trasladar este límite al de nuestra pieza, en primer lugar, tenemos que obtener la resistencia a fatiga corregida (S_f'). Esta se calcula con la siguiente ecuación:

$$S_f' = S_f * k_b * k_c * k_d * k_s * k_f$$

Donde k_b (factor de tamaño), k_c (factor de carga), k_d (factor de temperatura), k_s (factor de temperatura) y k_f (factor de confiabilidad) se calculan de la siguiente manera:

➤ **Factor efecto de tamaño (k_t)**

K_t depende del diámetro de la pieza de la siguiente manera:

- $D \leq 7,62 \text{ mm} \rightarrow K_t = 1$
- $7,62 \leq D \leq 50 \text{ mm} \rightarrow K_t = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0.11}$
- $50 \leq D \leq 250 \text{ mm} \rightarrow K_t = 0,859 - 8.37 \cdot 10^{-4} D$

En nuestro caso, donde se produce la mayor tensión tenemos una sección cuadrada de 12 mm. Aproximando a diámetro, $k_t = 0,96$

➤ **Factor tipo de carga (k_c)**

Dependiendo del tipo de carga:

- Flexión → $k_c = 1$
- Tracción/compresión → $k_c = 0,8$
- Torsion → $k_c = 0,59$

Como las garras sufren flexión, $k_c = 1$

➤ **Factor temperatura (k_d)**

Si la pieza trabaja con temperatura ambiente como es nuestro caso, no tiene factor de corrección por temperatura.

➤ **Acabado superficial (k_s)**

El factor de acabado superficial viene dado por la siguiente figura:

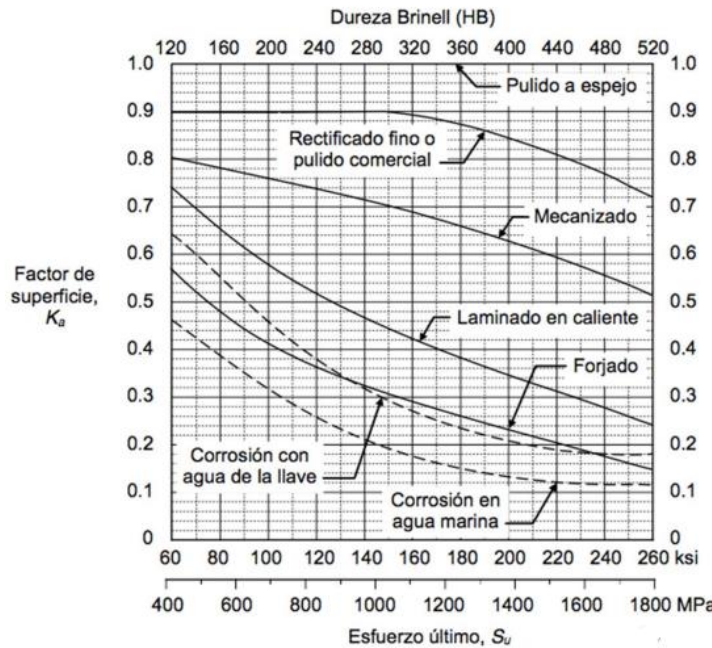


Figura 25. Factor de corrección acabado superficial

Como el aluminio tiene un esfuerzo ultimo de 483 MPa y la pieza esta fabricada mediante mecanizado, tenemos un factor $k_s = 0,8$.

➤ **Factor fiabilidad (k_f)**

El factor de fiabilidad de aplica según la siguiente tabla:

Tabla 3. Factor de fiabilidad

Fiabilidad	50%	90%	95%	99%	99.9%	99.99%
k_f	1	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702

Para nuestras piezas emplearemos una fiabilidad del 99,99%.

$K_f = 0,702$.

Por tanto, la resistencia a fatiga corregida es:

$$S_f' = S_f \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_s \cdot k_d \cdot k_f = 150 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,702 = 80,9 \text{ MPa}$$

Esta es la resistencia a fatiga para el caso de un ciclo con tensión media igual a 0, pero nuestro caso no es así, pues como se observa en la figura 23 en el ciclo de carga de la pieza tanto la tensión media como alternante es 32,8 MPa. Para transformar esta resistencia a nuestro tipo de carga existen varios métodos. Para los cálculos de este proyecto se utilizará el método de Goodman que es uno de los métodos más utilizados debido a su buena aproximación y su facilidad de aplicar.

El diagrama de Goodman es un diagrama en el cual teniendo la tensión media y alternante de nuestra carga podremos observar si esta tensión se encuentra en la zona segura o en la zona de falla. Estas zonas las delimita la ecuación de Goodman que es:

$$\frac{\sigma_a}{S_f'} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$

El diagrama de Goodman para nuestro ciclo de carga es el mostrado en la figura 26.

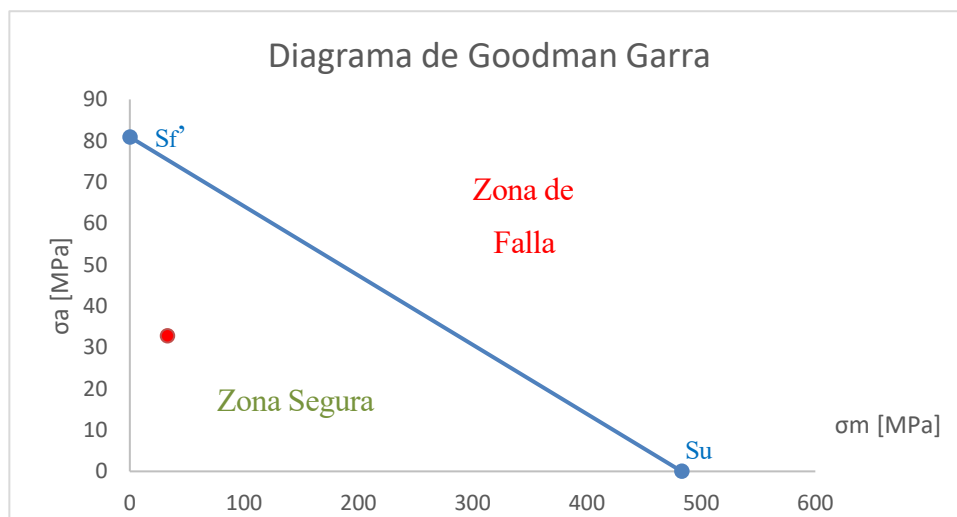


Figura 26. Diagrama de Goodman para ciclo de tensiones en garra

El punto de tensión que sufre la garra es el marcado en rojo [32,8 , 32,8] en el diagrama de Goodman de la figura 26. Como podemos observar se encuentra claramente en la zona segura, por tanto, podemos validar el diseño de las garras.

En la figura 27 se muestra el conjunto formado por extremo del brazo robot, galleta, pinza y garra sosteniendo el árbol secundario.

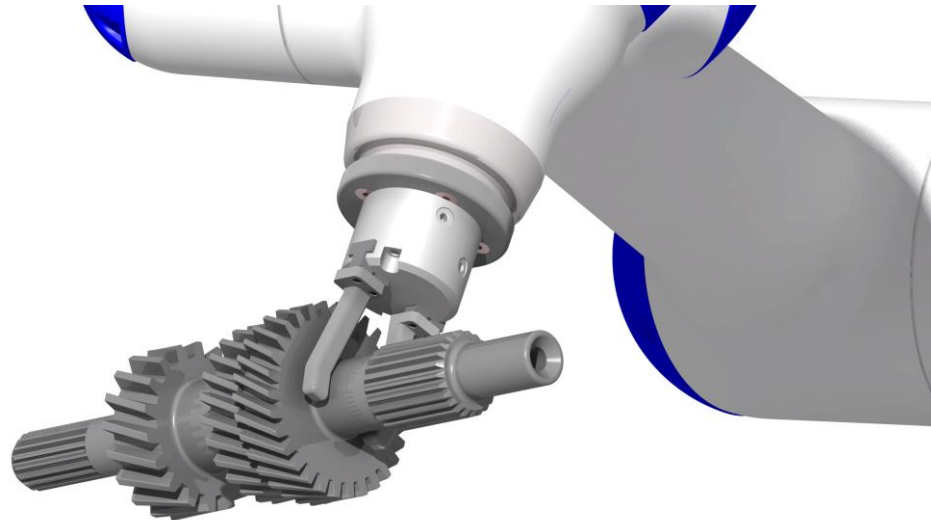


Figura 27. Conjunto cabezal cobot

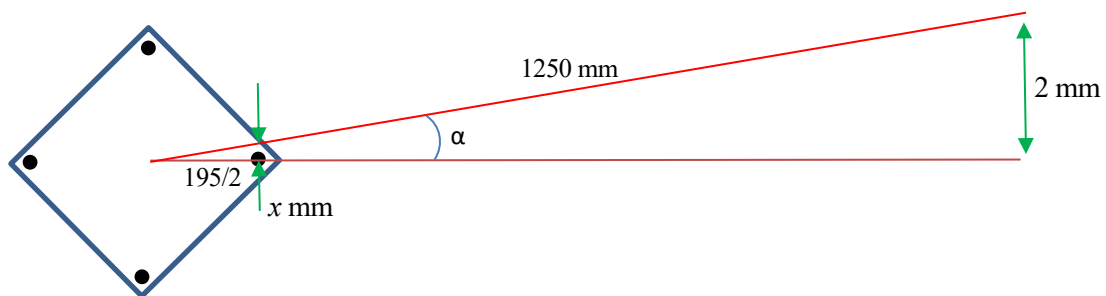
3.2.4 Pie Robot

En primer lugar, debemos observar la ficha técnica del cobot para ver la distancia entre tornillos de anclaje y métrica necesaria.

La altura que tendrá el pie será la de la manutención aproximadamente. La manutención tiene una altura de trabajo de 1060 mm. El pie se compondrá de un perfil cuadrado al cual se le soldarán dos placas (una en la parte superior y otra inferior). La altura del perfil será 1050 y tras sumarle el grosor de las chapas superará levemente la altura de la manutención.

En primer lugar, se diseñará el pie con unas dimensiones mínimas y se realizarán tres estudios: uno cuando el cobot se encuentra estirado al máximo y otros dos soportando las fuerzas de frenado (uno para una frenada a velocidad máxima de la articulación L y otro para la articulación S).

Se diseña un pie con un perfil 80x80x2 y las chapas de 4 mm. El requisito de diseño que imponemos es que las garras en ningún momento se desplacen más de un milímetro. Sabiendo que la distancia máxima de la garra es de 1250 mm respecto a la base del robot y que los tornillos de anclaje del robot se encuentran a 195 mm de distancia entre ellos, nos encontramos con el siguiente esquema en el que se ha sobreescalado la deformación para apreciar mejor el fenómeno:



Aplicando relaciones trigonométricas:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{1250} = \frac{x}{195/2}$$

Por tanto, lo máximo que se puede desplazar cualquier punto de los cuatro taladros es 0,156 mm. Tras aplicar el factor de seguridad del 20% tenemos un desplazamiento máximo permitido de 0,19 mm.

➤ *Estudio Cobot estirado al máximo*

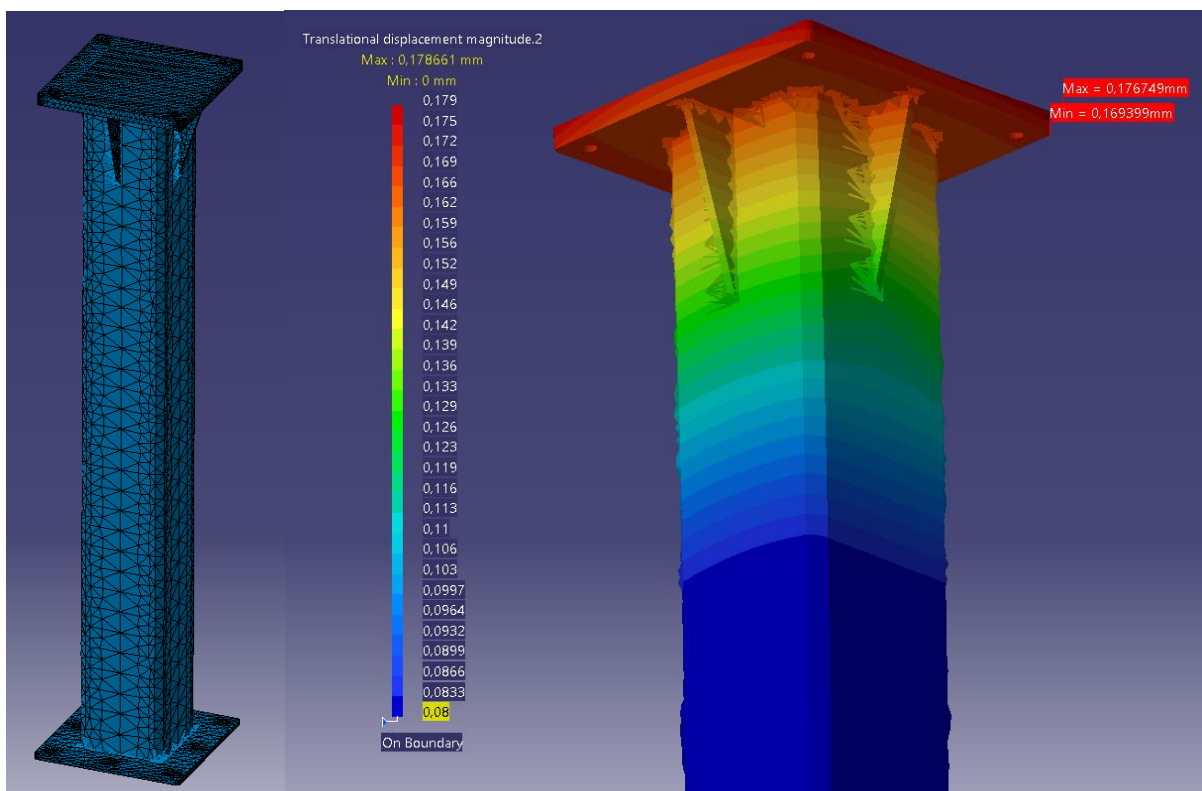
Para este estudio supondremos que el cobot se encuentra estirado al máximo sujetando el árbol de máximo peso, el árbol primario (5,50 kg). Para calcular el centro de masas del robot en esta posición se va a repartir el peso del robot de forma homogénea a través de todo su volumen. Para estar más seguros se le sumará un 10% a la distancia ya que no está perfectamente distribuido y podría moverse unos milímetros.

Sumando el peso de todos los componentes (cobot, galleta, pinza, dos garras y árbol primario) tenemos una masa total de 52,3 kg. Tras utilizar la herramienta *meassure inertia* de Catia observamos que el centro de gravedad del conjunto se encuentra a 0,51278 m de la base del robot en el eje x y en el eje y a -0,0006. Al valor en el eje x le aplicamos el 10% y, como resultado, el centro de gravedad para los cálculos lo situaremos a 0,58 mm y la distancia del eje y se tomará como despreciable. Esta distribución de masas nos produce un momento flector en el eje y de 297 N*m que se lo aplicaremos a la cara de apoyo del cobot. La cara inferior se supondrá empotrada pues al espirrarla con los 6 espiros se eliminarían todos los movimientos posibles de la base. Para simular el conjunto, la unión entre chapas y perfil se simula como soldadura rígida.

Para obtener los desplazamientos máximos en cada taladro se colocan sensores locales que marquen el desplazamiento máximo de cada cilindro.

Como suponíamos, tras refinar la malla hasta obtener un error menor al 5%, nos encontramos con desplazamientos entorno a los 3 mm en los taladros, por tanto, recurrimos a ir aumentando espesores y añadirle cartelas hasta obtener el requisito deseado.

Tras aumentar el perfil central a uno de 140x140x4, aumentar el espesor de la chapa de anclaje inferior a 8 mm, aumentar el espesor de la chapa superior a 15 mm y colocar 4 cartelas de espesor 6 mm, conseguimos un desplazamiento máximo de 0,1767 mm tal y como se muestra en la figura 28. En dicha figura se muestra el equilibrio de fuerzas con el error global, el mallado del poste y el mapa de desplazamiento de translación con los sensores de mínimo y máximo en uno de sus taladros (ya que es simétrica dos a dos).



```

*****
* Components *   Applied *   Reactions *   Relative *
*              *   Forces *           *   Magnitude *
*****
* Fx (N) *   -5.8557e-012 * 3.2259e-003 * 5.8751e-006 *
* Fy (N) *   -1.8465e-012 * 1.0731e-003 * 1.9544e-006 *
* Fz (N) *   -8.2470e-007 * -2.6873e-003 * 4.8957e-006 *
* Mx (Nxm) * -1.0086e-007 * -6.6980e-004 * 1.1370e-006 *
* My (Nxm) *  2.9700e+002 * -2.9700e+002 * 7.2318e-007 *
* Mz (Nxm) *  3.0329e-016 * 7.9901e-006 * 1.3562e-008 *
*****

Global Estimated Error rate: 4,98%
    
```

Figura 28. Estudio MEF Pie Robot Estático

En primer lugar, vemos el mallado que se ha refinado tanto en las placas superior e inferior como en las cartelas y las uniones soldadas. En el mapa de vector desplazamiento vemos como los mayores se producen en la parte superior, como se preveía, y de los taladros se produce un desplazamiento máximo de 0,17679 mm por debajo de los 0,18 deseados. Por último, podemos observar el equilibrio de fuerzas y el error global que nos expulsa el informe: el error es de 4,98% inferior al 5% lo que nos hace aceptar estas dimensiones como válidas.

➤ **Estudio Cobot freno articulación L**

Para el estudio del caso de los momentos creados por la inercia del cobot se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

- Para calcular la aceleración de la articulación en estudio, se utilizará 1 de los 4 movimientos estudiados en el punto 3.1.1, aquel en el que la articulación realice su 2º giro más grande. Por ejemplo, si en el movimiento 1 gira 10º, en el dos 15º, en el tres 5º y en el cuarto 35º se cogerá el de 15º. Para este giro se calculará que el robot alcanza 1/4 de su velocidad máxima justo en el centro del recorrido (para el cálculo de los tiempos de ciclo en el punto 3.1.1 se utilizó 1/5 de la velocidad máxima, por tanto, estaremos dentro de los tiempos de ciclo).
- El momento de inercia generado por el freno viene dado por la fórmula $M = I * \alpha$ donde el primer término de la ecuación se refiere a la inercia en el eje de la articulación (para el cálculo de este en Catia con la herramienta *Measure Inertia* se calculará la inercia de los elementos que quedan a partir de la articulación) y el segundo término de la ecuación es la aceleración angular. Además, se le sumará un momento de 297N*m debido al momento generado por las masas del sistema (calculado en el punto anterior).

En primer lugar, la velocidad angular máxima de la articulación L es de 130º/s. Según lo expuesto en el punto 3.1.1, dicha articulación realiza los siguientes movimientos: 35º → 20º → 30º → 30º, por lo que su segundo mayor giro es de 30º. Sabiendo que los tiempos calculados son a 1/5 de la velocidad máxima, el cobot tardaría en realizar el giro $\frac{30^\circ}{v_{max}/5} = 1,16s$.

Según lo comentado en los puntos anteriores, a mitad de este giro (cuando haya realizado un giro de 15º) se alcanzará 1/4 de su velocidad máxima (32,5 º/s). Como es a mitad de giro, esto ocurrirá a los 0,58s.

Teniendo en cuenta los datos comentados que tenemos y la ecuación de un movimiento uniformemente acelerado:

$$\alpha = \frac{32,5 - 0}{0,58} = 56^\circ/s^2$$

Todos los movimientos como máximo irán limitados a esta aceleración.

La inercia ($I_{ybasecobot}$) de los elementos que se encuentran a partir de la articulación L que se obtiene mediante Catia es de $6,755 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

El momento de inercia producido en la frenada y aceleración del cobot es:

$$M = I_{ycobot} * \alpha = 6,755 * 56 = 378,2 \text{ N} * \text{m}$$

El momento total aplicado será la suma del momento de inercia más el momento generado por las fuerzas gravitatorias en su momento más desfavorable.

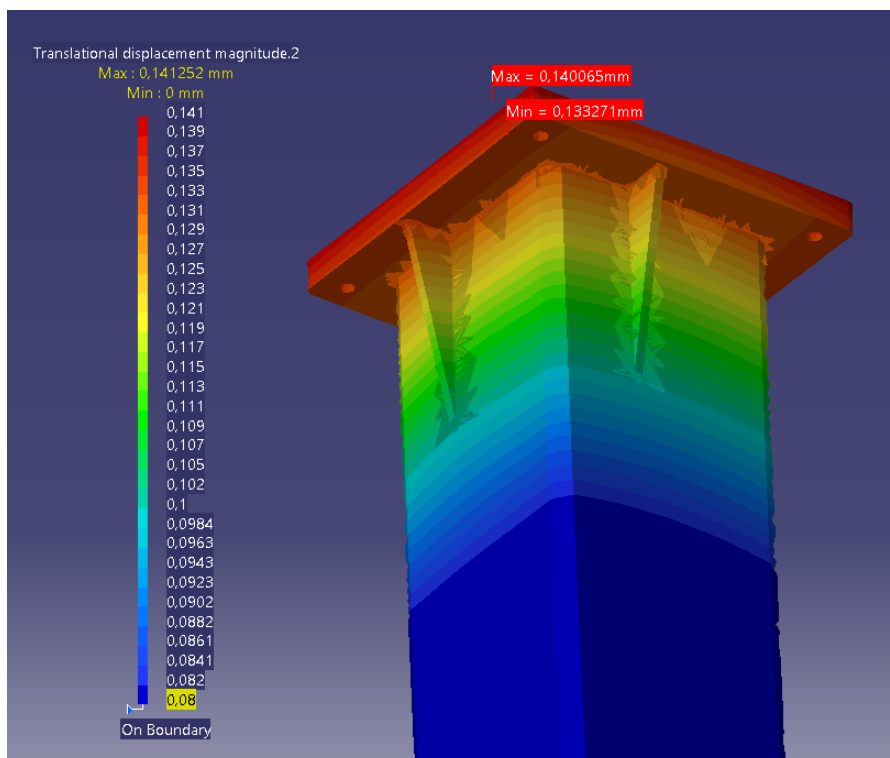
$$M_{aplicado} = M_{Fgravitatorias} + M_{Inercia} = 675,2 \text{ N} * \text{m}$$

El mallado queda igual que en el apartado anterior pues este ya tenía un error menor que 5%.

Comenzamos el estudio con la sección calculada en el apartado de carga estática. Como se esperaba, se presentan desplazamientos mayores que 0,18 (alrededor de 0,4 mm) ya que son las mismas condiciones, pero una carga mayor.

Tras aumentar el espesor de la chapa superior a 20 mm, se decide ir aumentando el perfil. Se observa un prontuario de perfiles de acero [15]. El perfil cuadrado de 140 y espesor 6 presenta mayores desplazamientos que los permitidos, en cambio, tanto el perfil 140x8 como 160x5 tienen desplazamientos menores. Como ambos perfiles son válidos, se observa el área de cada sección ya que, a menor área, menor volumen y, por tanto, peso y coste. Finalmente, se decide colocar el perfil 160x5 pues tiene menos área.

En la figura 29 se muestra el mapa de vector desplazamiento con los sensores de máximo y mínimo y el equilibrio de fuerzas con el error obtenido del informe de Catia.



```

*****
* Components *   Applied *   Reactions *   Relative *
*              *   Forces *           * Magnitude Error *
*****
* Fx (N) * 1.0954e-012 * -1.9878e-005 * 3.0299e-008 *
* Fy (N) * -1.4323e-011 * 1.7263e-005 * 2.6314e-008 *
* Fz (N) * 7.8909e-007 * 1.6249e-004 * 2.4889e-007 *
* Mx (Nxm) * -4.0309e-008 * -3.3879e-005 * 4.7961e-008 *
* My (Nxm) * 6.7500e+002 * -6.7500e+002 * 7.1200e-008 *
* Mz (Nxm) * 5.0544e-016 * 5.5614e-006 * 7.8637e-009 *
*****
Global Estimated Error rate: 4,98%
    
```

Figura 29. Estudio MEF Pie robot freno articulación L

En la figura 29 se muestra que el desplazamiento máximo es 0,14 mm, inferior al límite máximo de 0,18 mm. Por tanto, podemos concluir que esta estructura cumple los requisitos de estudio.

➤ **Estudio Cobot freno articulación U**

Los cálculos se realizan de la misma manera que para la articulación L. Según lo cual:

La articulación U tiene una velocidad máxima de 180°/s y realiza los siguientes movimientos: 80° → 45° → 20° → 30°, por lo que su segundo mayor giro es de 45°. Sabiendo que los tiempos calculados son a 1/5 de la velocidad máxima, el cobot tardaría en realizar el giro $\frac{45^\circ}{v_{max/5}} = 1,25s$.

A mitad de este giro (cuando haya realizado un giro de 22,5°) se alcanzará 1/4 de su velocidad máxima (45 °/s). Como es a mitad de giro, esto ocurrirá a los 0,63s.

Teniendo en cuenta los datos comentados sustituimos en la ecuación de un movimiento uniformemente acelerado:

$$\alpha = \frac{45 - 0}{0,63} = 71,4^\circ/s^2$$

Todos los movimientos como máximo irán limitados a esta aceleración.

La inercia (Iybasecobot) de los elementos que se encuentran a partir de la articulación U que se obtiene mediante Catia es de 3,483 kg*m2.

El momento de inercia producido en la frenada y aceleración del cobot es:

$$M = I_{ycobot} * \alpha = 3,483 * 71,4 = 248,7 N * m$$

Puesto que este momento es menor que el provocado al acelerar o desacelerar la articulación L, sabemos que cumplirá el requisito de diseño.

3.2.5 Punto-Contrapunto

Para el diseño del punto-contrapunto se deben estudiar los desahogos que tienen los árboles en sus extremos, pues será por donde se presione el punto-contrapunto.

Se debe buscar un sistema que se adapte a ambos árboles sin necesidad de cambiar el cabezal y que encaje a la perfección en las caras.

Se observa que el eje primario tiene un mayor desahogo que el secundario en una cara y en la otra cara es el secundario el que tiene mayor desahogo.

También hay que tener en cuenta que el punto irá amarrado a un macizo y será fijo, en cambio, el contrapunto se amarrará al cilindro MGPM seleccionado en el punto 3.1.5, por lo que habrá que tener en cuenta la ficha técnica del cilindro.

Es muy importante saber a qué distancia se queda la cara que va al punto en ambos árboles. Esto es importante ya que los dos árboles quedan encajados a distintas alturas puesto que los desahogos no son iguales y resulta imposible al tener que hacerlo con un solo cabezal. Esta distancia influirá de manera directa en la posición que debe tomar el actuador eléctrico para medir los puntos. Por tanto, si no se tiene en cuenta esta medida de forma adecuada, el palpador bajaría en una zona que no es la de medida pudiendo dar lugar a una colisión. El punto y contrapunto diseñados en aluminio 2014-T651 se muestran en la figura 30. A la derecha se muestra el punto y a la izquierda el contrapunto.

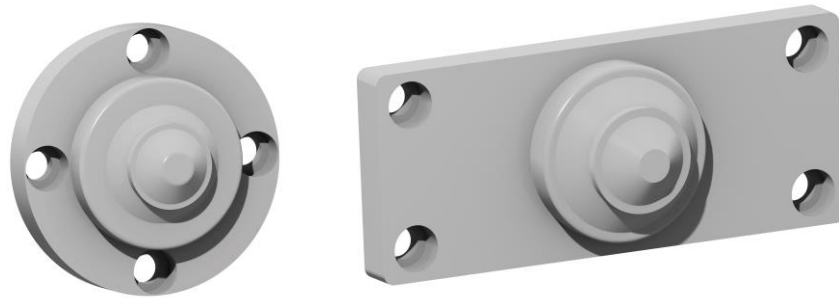


Figura 30. Punto y contrapunto

El punto y contrapunto al igual que las garras hay que validarlos tanto por los esfuerzos de cargas estáticas como a fatiga debido a la repetibilidad de la carga en cada ciclo de medida.

En primer lugar, con ayuda de Catia realizamos un análisis por elementos finitos con la carga estática.

Las condiciones de contorno tanto del punto como del contrapunto son:

- Taladros empotrados (suponemos pernos de rigidez muy superior a la pieza)
- Cara apoyada contra el macizo o actuador neumático simplemente apoyada
- Carga uniformemente repartida en el eje Y de -500 N (carga a la que se limita el actuador neumático) en la cara de contacto del árbol.

Tras aplicar esas condiciones de contorno, obtenemos unos mapas de tensiones máximas de von Mises mostrados en las siguientes figuras.

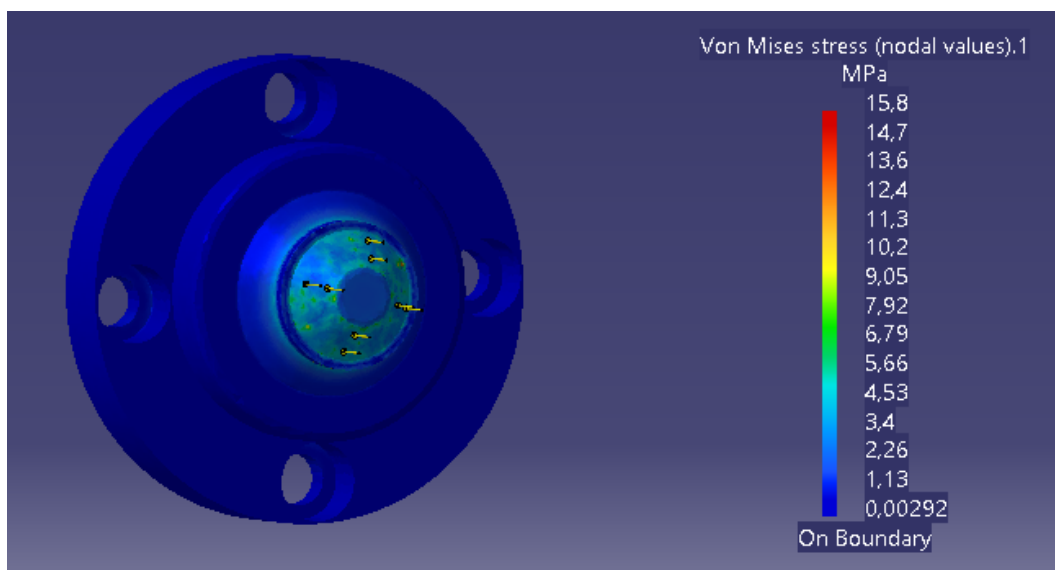


Figura 31. Tensión equivalente de von Mises en el punto

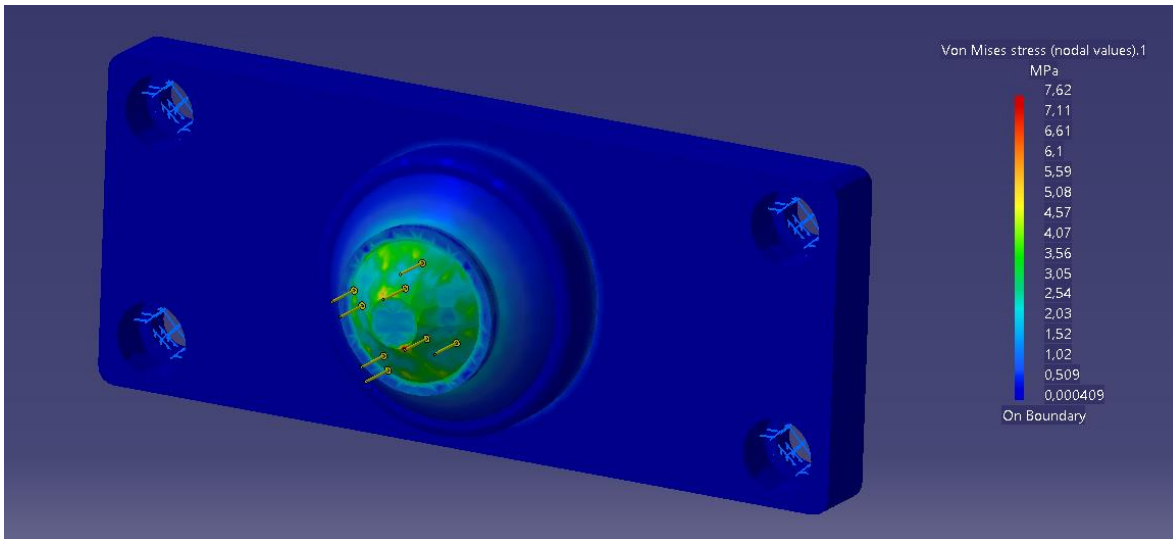


Figura 32. Tensión equivalente de von Mises en el contrapunto

Como se puede observar, en el punto la tensión máxima es 15,8 MPa y en el contrapunto 7,62 MPa. Tras aplicar el 20% de seguridad, las tensiones máximas quedan 18,96 MPa y 9,15 MPa en punto y contrapunto respectivamente. Ambas quedan muy por debajo del límite elástico del aluminio 2014-T6 (414 MPa) por tanto podemos asegurar que el criterio estático lo cumplen.

Una vez validado el diseño con cargas estáticas, debemos comprobar la resistencia de las piezas a fatiga.

Al igual que se realizó para el diseño de la garra, en primer lugar, debemos calcular la resistencia a fatiga con la vida esperada de las piezas. El punto y contrapunto sufrirán un ciclo por minuto (figura 33). En 5 años que es la vida esperada de la pieza, trabajando todos los días del año, 24h al día, hacen un total de $2,6 \cdot 10^6$ ciclos en su vida. Si nos fijamos en la figura 24, la resistencia a fatiga para ese número de ciclos en una probeta de aluminio 2014-T6 que sufre un ciclo de carga de flexión pura con tensión media igual a 0 MPa es 175 MPa aproximadamente.

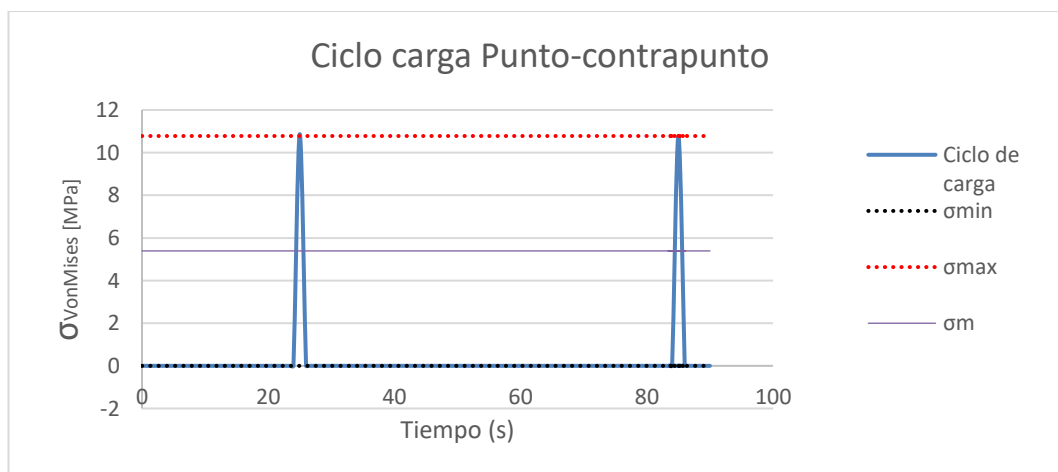


Figura 33. Ciclo de carga punto y contrapunto.

Una vez obtenido el teórico, calculamos los factores de corrección para obtener el límite de fatiga corregido.

➤ **Factor efecto de tamaño (k_b)**

- $D \leq 7,62 \text{ mm} \rightarrow K_t = 1$

- $7,62 \leq D \leq 50 \text{ mm} \rightarrow K_t = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0.11}$

$$- 50 \leq D \leq 250mm \rightarrow K_t = 0,859 - 8,37 \cdot 10^{-4}$$

Donde se produce la mayor tensión tenemos diámetro de 32 mm. Por tanto, $k_b = 0,86$

➤ **Factor tipo de carga (k_c)**

- Flexión $\rightarrow k_c = 1$
- Tracción/compresión $\rightarrow k_c = 0,8$
- Torsion $\rightarrow k_c = 0,59$

El punto y contrapunto sufren compresión, por tanto, $k_c = 0,8$

➤ **Acabado superficial (k_s)**

Observando la figura 24 y teniendo en cuenta que el aluminio tiene un esfuerzo ultimo de 483 MPa y la pieza está fabricada mediante mecanizado, tenemos un factor $k_s = 0,8$.

➤ **Factor temperatura (k_d)**

Si la pieza trabaja con temperatura ambiente como es nuestro caso, no tiene factor de corrección por temperatura.

➤ **Factor fiabilidad (k_f)**

Para nuestras piezas emplearemos una fiabilidad del 99,99%. Si observamos la tabla 3 obtenemos un $k_f = 0,702$.

Por tanto, el límite de fatiga corregido es:

$$S_f = S_f \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_s \cdot k_d \cdot k_f = 175 \cdot 0,86 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,702 = 67,6 \text{ MPa}$$

Como el ciclo de esfuerzos provoca una tensión de fluencia provocada por un esfuerzo de compresión pura con tensión media distinta de cero, se debe aplicar el criterio de Goodman. En fatiga, es distinta la resistencia con esfuerzos de tracción y compresión. Por tanto, como en nuestro caso tenemos un esfuerzo de compresión no sería válido comparar con la máxima tensión equivalente de Von Mises. Realizamos de nuevo el mismo estudio, pero mostrando en esta ocasión la tensión principal, obteniendo los mapas mostrados en las figuras 34 y 35.

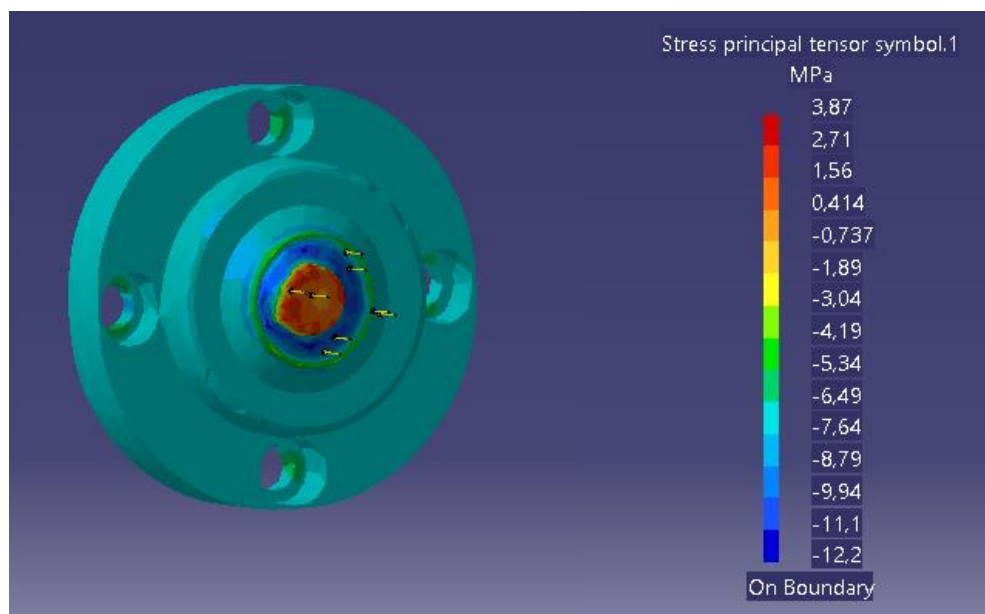


Figura 34. Tension principal punto

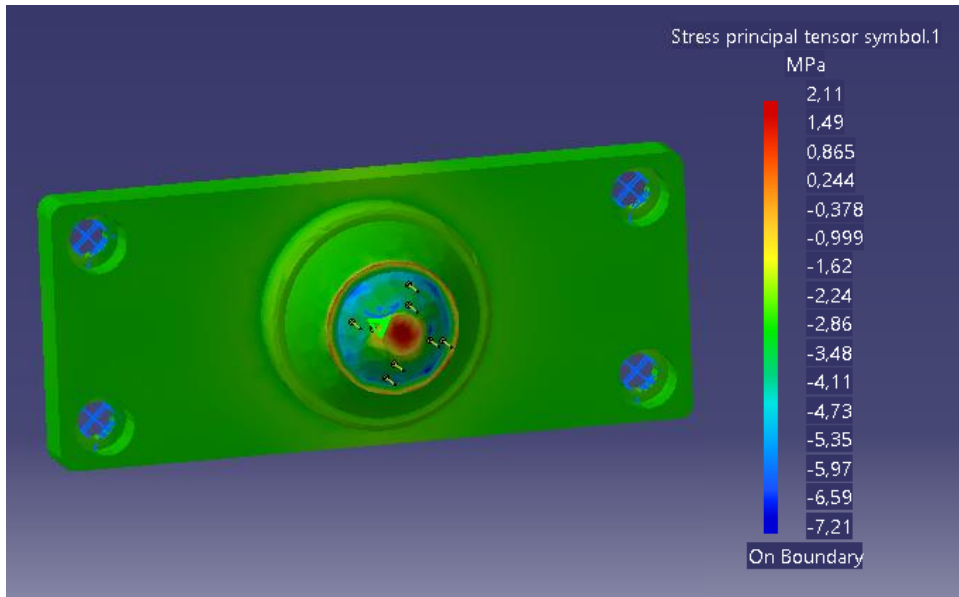


Figura 35. Tension principal contrapunto

Aplicando el coeficiente de seguridad del 20%, tenemos una tension máxima principal de -14,64 MPa en el punto y de -8,66 MPa en el contrapunto. Estas tensiones provocarían ciclos con tension media -7,32 MPa y tension alternante 7,32 MPa en el caso del punto y en el contrapunto, tension media -4,4 MPa y alternante 4,4 MPa.

Realizamos el diagrama de Goodman (figura 36) con las zonas seguras y de falla e incluimos los puntos de tensiones máximas que se producen en el punto y el contrapunto.

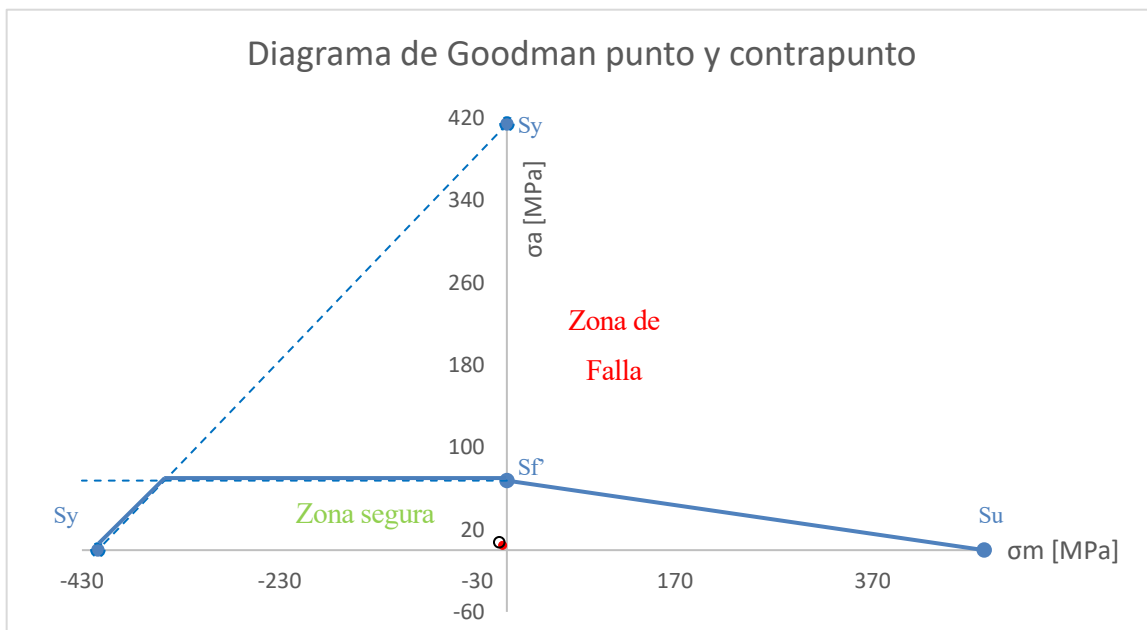


Figura 36. Diagrama de Goodman para punto y contrapunto

Como podemos observar, tanto el punto rojo (contrapunto) como el blanco (punto) se encuentran en la zona segura, muy lejos del limite de fatiga. Por tanto, podemos validar el diseño del punto y contrapunto.

3.2.6 Mesa de medida

La mesa de medida es el elemento principal del control de medida. Esta debe ser un conjunto lo suficientemente rígido para que no afecte a la medida. La mesa de medida contendrá tanto al conjunto que forman los elementos de desplazamiento del palpador como al sistema de punto contrapunto.

Además, debe estar preparada para una salida de cables y tubos neumáticos eficiente y que no moleste en el movimiento.

A continuación, se diseñan todos los elementos que contiene la mesa.

3.2.6.1 Estructura

La estructura de la mesa debe ser lo suficientemente grande como para albergar todos los elementos necesarios, todo ello teniendo en cuenta el espacio que tenemos disponible debido a la manutención. En primer lugar, la altura de trabajo de la manutención es 1 m. Como la altura máxima de palet con ambos árboles es 130 mm, parte inferior de la estructura debe estar a una altura determinada que permita pasar al árbol cargado en el palet por la manutención. Como la losa de la mesa será una chapa de acero de espesor 10 mm que estará montada sobre un entramado de tubos de 80x80x2 mm, la altura de trabajo de la mesa será 1300 mm.

El ancho de la mesa lo impone el espacio disponible entre las dos manutenciones paralelas, esta distancia es de 600 mm. Por tanto, como las mesas van colocadas sobre la manutención y se busca un diseño simétrico, como máximo la mesa podrá tener el ancho de la manutención (520 mm) más 300 mm a cada lado. Para que no quede una mesa pegada a otra y podamos meter la valla de seguridad que va entre ellas, el ancho de la mesa será 900 mm.

La profundidad de la mesa la marcan los componentes y la separación entre ellos. Puesto que aún no están diseñados todos sus elementos se propone una dimensión inicial de 700 mm que en caso de que sea corta o larga se modificará.

El entramado y la losa deben estar soportados por unos tubos de gran rigidez, por ello, se seleccionan perfiles cuadrados de 80x80x6 que irán soldados al entramado superior y anclados al suelo mediante unas placas de anclaje de 8 mm de espesor.

La losa contendrá dos escalones rectificados a lo ancho. Uno servirá para apoyar el actuador eléctrico y otro para apoyar el soporte del punto y del contrapunto, asegurándonos así que se instalan de manera paralela. Como aún no se ha calculado a la distancia que deben estar separados se colocarán aproximadamente y se moverán una vez tengamos los componentes.

El diseño de la mesa se muestra en la figura 37.



Figura 37. Estructura mesa de medida

3.2.6.2 Soporte palpador

El soporte del palpador debe tener tres elementos en cuenta: el palpador y los dos elementos a los que va sujetado, el actuado eléctrico y la guía lineal.

El palpador contiene dos taladros preparados para su amarre; utilizaremos estos taladros para anclar el palpador a su soporte.

Para el amarre con el actuador se aprovecharán los 4 taladros y la fija que tiene el actuador en su base móvil. Para el amarre con el patín se utilizan los 4 taladros. Hay que tener en cuenta que la base del actuador eléctrico se encuentra 20 mm más alta que la del patín, por tanto, el soporte debe ser mecanizado con un rectificado para asegurar el paralelismo y perpendicularidad de todas las caras.

El soporte se realiza en acero para tener una rigidez mayor. Se muestra en la figura 38 el conjunto de actuador eléctrico, guía y patín, palpador y soporte.

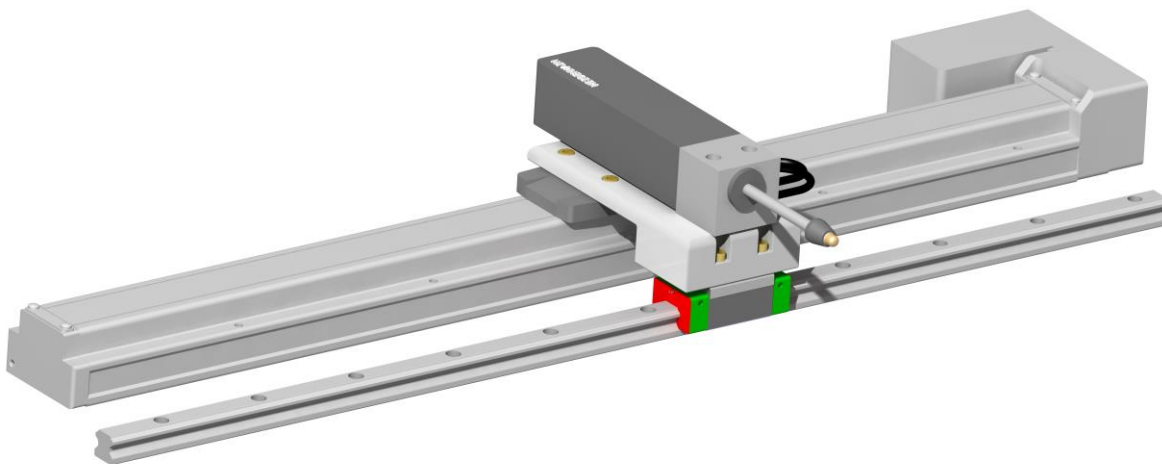


Figura 38. Conjunto de medida

3.2.6.3 Soportes Punto-Contrapunto

Se deben diseñar dos soportes: uno para el punto mostrado en la figura 23 y otro para el actuador neumático MGPM25-90C al cual se fija el contrapunto.

Para obtener la medida exacta, tenemos que asegurar que el eje del árbol una vez amarrado entre el punto-contrapunto se encuentre justo a la altura del palpador. Dicha altura con el soporte anteriormente diseñado es de 79,5 mm. Como necesitamos una altísima exactitud (variar unas micras la altura del eje respecto a la del palpador podría eliminar piezas buenas o viceversa) no podemos asegurar que fabricando el soporte o montándolo en la mesa tengamos la medida exacta de diseño. Por esto, debemos diseñar un sistema que tenga una regulación muy precisa.

Tras estudiar diversos mecanismos se opta por lo siguiente:

El mecanismo de regulación elegido es el de una mesa lineal controlada por un servomotor. Las mesas lineales son productos de transmisión de movimiento; las más comunes contienen un husillo central sobre el que montan un patín del tal manera que, al girar el husillo, obtenemos un movimiento lineal del patin o viceversa. Para aumentar la rigidez del sistema, las mesas lineales contienen guías obteniendo así un movimiento sin cabeceo. Cada soporte contendrá una mesa lineal a cada lado, teniendo así un conjunto con un guiado preciso. A una de las mesas lineales se le incorporará un servomotor con el que podremos controlar el giro del husillo con una altísima precisión.

Las mesas lineales escogidas son de la marca Igus, en concreto, la serie SLW [16]. Se escoge el modelo con menor carrera (15 mm) pero con el guiado más robusto (doble guía de acero inoxidable) ya que se

necesitan apenas unos mm de regulación. La mesa lineal se puede observar en la figura 39.

El servomotor escogido es de pequeña potencia, ya que el conjunto presenta un peso muy bajo y tiene un guiado muy preciso. Los servomotores que se montan son los OMRON R88M de 400W [17], el modelo se muestra en la figura 39.

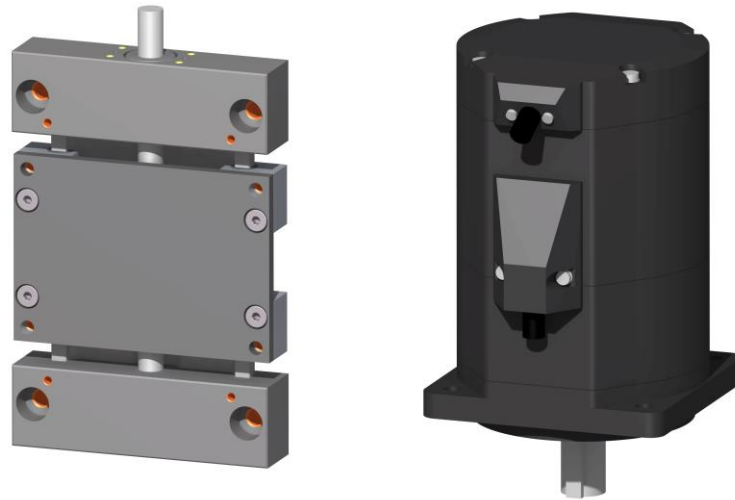


Figura 39. Mesa lineal y servomotor

El punto diseñado en el 3.2.5 se atornilla a un macizo de 65x65 de acero con una longitud de 100 mm. Este macizo se atornillará a los patines dos mesas lineales, una a cada lado de su largo. Las mesas lineales se colocan en vertical con el husillo hacia arriba, para sujetar. El husillo de una de las mesas lineales irá pilotado por el servomotor, por tanto, para esta mesa lineal hay que diseñar una brida para amarrar el servomotor y un eje que en ambos extremos contenga un taladro con chavetero para que en el entre tanto el eje del servomotor como el husillo y así se pueda transmitir el movimiento.

Para la sujeción del actuador neumático que contiene el contrapunto se diseña un sistema igual que el explicado anteriormente cambiando solo el soporte por uno que sujete al cilindro MGPM25-50Z.

Ambos sistemas de regulación se muestran en la figura 40.

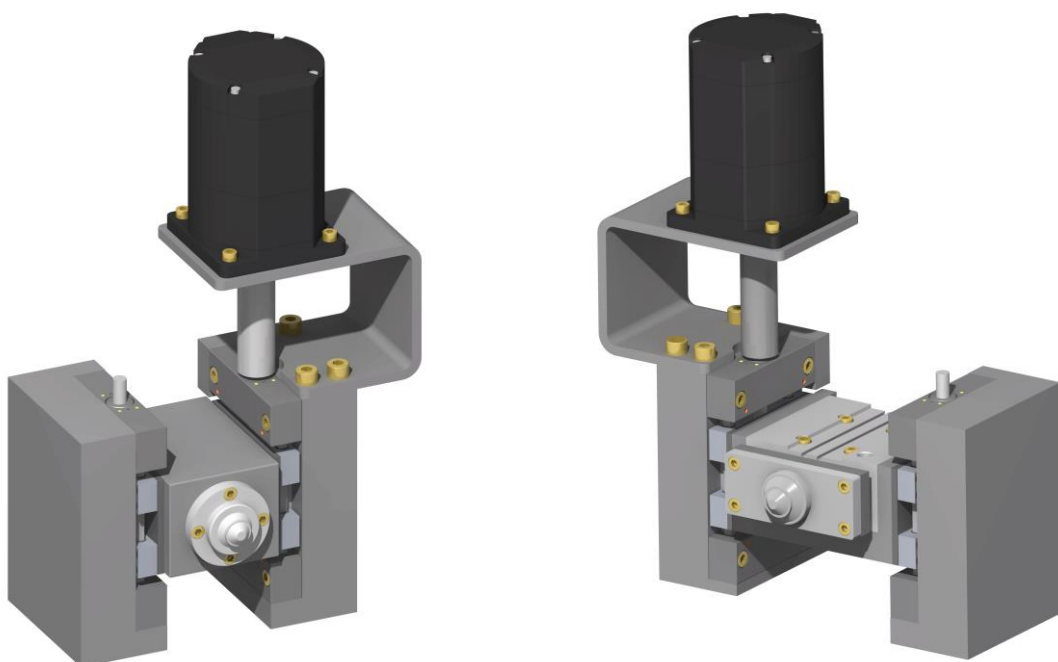


Figura 40. Sistema de regulación en altura punto-contrapunto

3.2.6.4 Portacables

Como tenemos un sistema móvil que contiene cableado, se debe instalar una portacables móvil. La marca puntera en el mercado por su gran variedad y fiabilidad es IGUS [16]. Las portacables tienen 3 parámetros de diseño: la longitud de la portacables (la delimita el recorrido que tiene el actuador), la altura interior de la portacables (influye en la cantidad de cables y diámetro de estos) y el radio de curvatura (este radio depende del radio máximo de curvado que tiene el cable que se va a introducir en su interior).

El elemento móvil que contiene cables es el palpador, por tanto, hay que mirar en la ficha técnica las especificaciones de los cables que contiene. Tiene dos cables de diámetro 4 cada uno de ellos que tienen un radio de curvado mínimo de 10 mm. También necesita alimentarse neumáticamente con un tubo de diámetro exterior 5 mm y con un radio de curvado mínimo de 15 mm.

Como el actuador eléctrico tiene carrera 500, la longitud será $500+2xRadio$ de curvatura de la portacables seleccionada.

Entramos en la página de igus y seleccionamos una portacables compatible con estos requisitos.

Seleccionamos el modelo E065.16.018.0 que tiene una altura interior de 11,3 mm ancho interior de 16 mm y con un radio de curvatura de 18 mm.

Una vez diseñados todos los componentes de la mesa de medida se insertan todos dentro de la mesa.

Al unir todos los componentes a la distancia necesaria para que se realice la medida mínima nos encontramos los siguientes puntos que se observan en la figura 41.

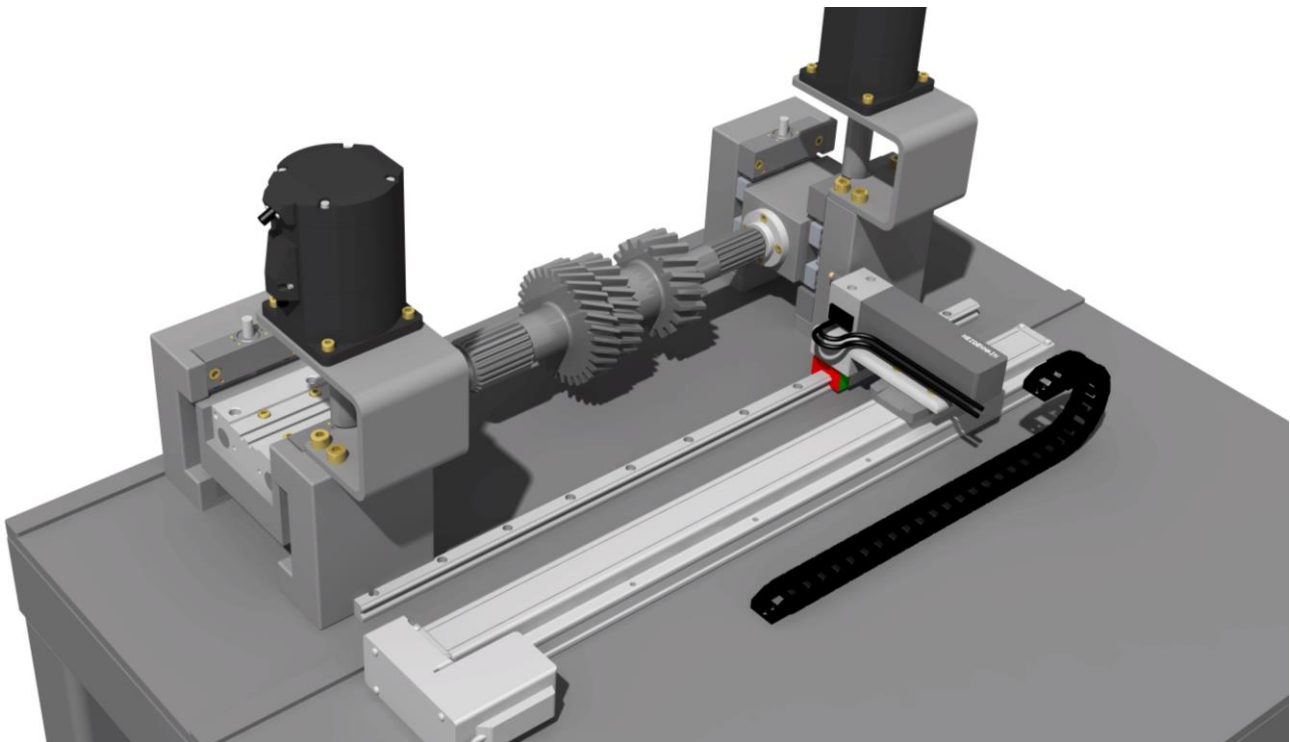


Figura 41. Primer prototipo mesa de medida

En primer lugar, se debe rediseñar el soporte del palpador para poder fijar la portacables al sistema móvil.

La portacables, aunque llega a todas las zonas, dejaría los cables sueltos en mitad de la mesa, por tanto, se escoge una con mayor longitud pues el precio varía poco y da un mejor impacto visual.

Al haber tenido que realizar un sistema robusto con regulación para el punto-contrapunto, la guía lineal topa con el soporte en la zona del contrapunto y en la zona del punto; no hay suficiente espacio como para que pueda esconderse el palpador cuando venga el robot a retirar y poner un árbol.

Los escalones refrentados para refenciar los elementos no coinciden con las caras que deben de refenciar. El fondo de la mesa es muy largo, por lo que se acorta para ahorrar en material.

Para solucionar todos estos cambios se adoptan las siguientes medidas:

- Alargar el soporte del palpador e incluirle un taco taladrado al soporte para anclar la portacables.
- Como el palpador en ningún momento pasará mas allá del soporte del contrapunto pues la punta del palpador no cabe, se decide cambiar el modelo del actuador neumático por uno de menor carrera: el LEFSH25RH-400, y acortar también la guía lineal. Además, al soporte de la mesa vertical del punto que contiene al servomotor, se le va a realizar un mecanizado de un tamaño algo mayor al de la punta del palpador para que este pueda ocultarse tras el soporte cuando el robot esté operando en los contrapuntos.

Se realizan todos los cambios descritos anteriormente y en la figura 42 se muestra el diseño final de la mesa de medida.

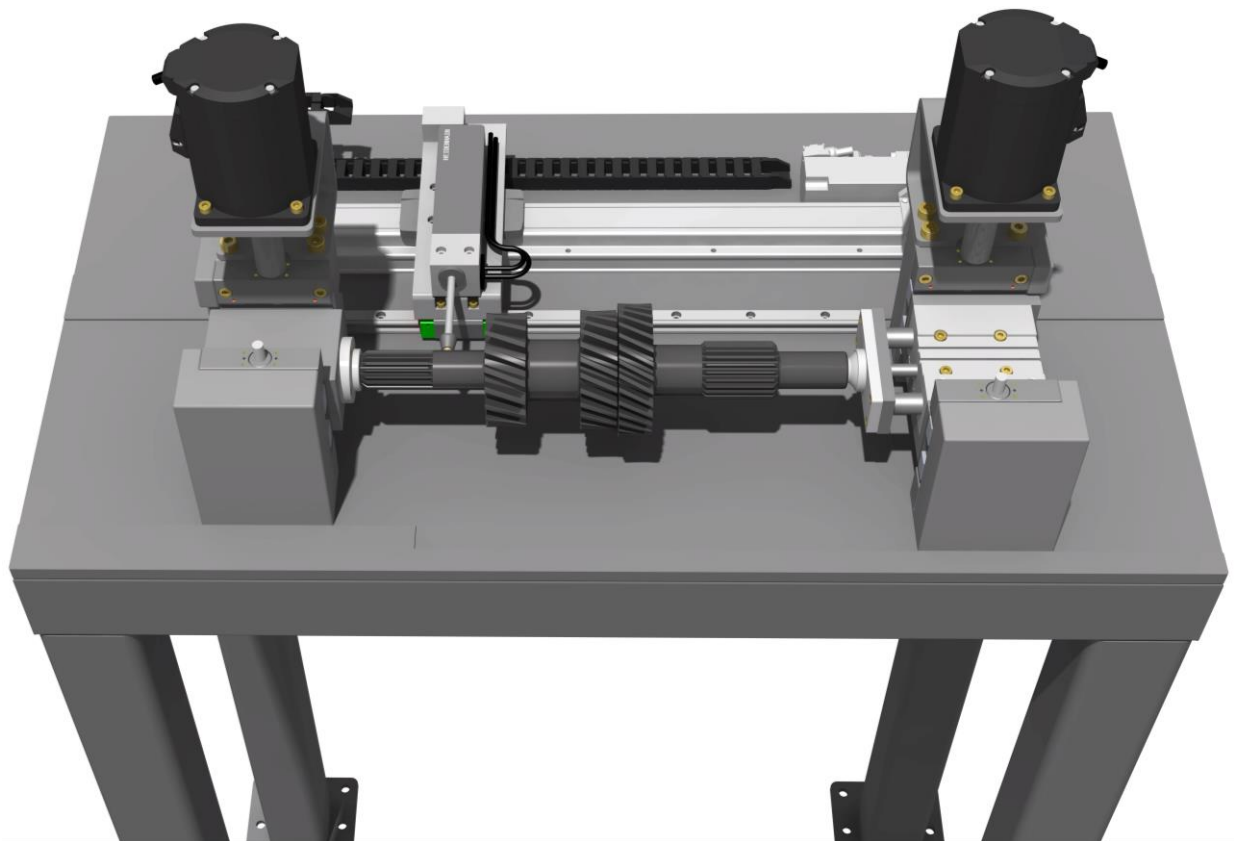
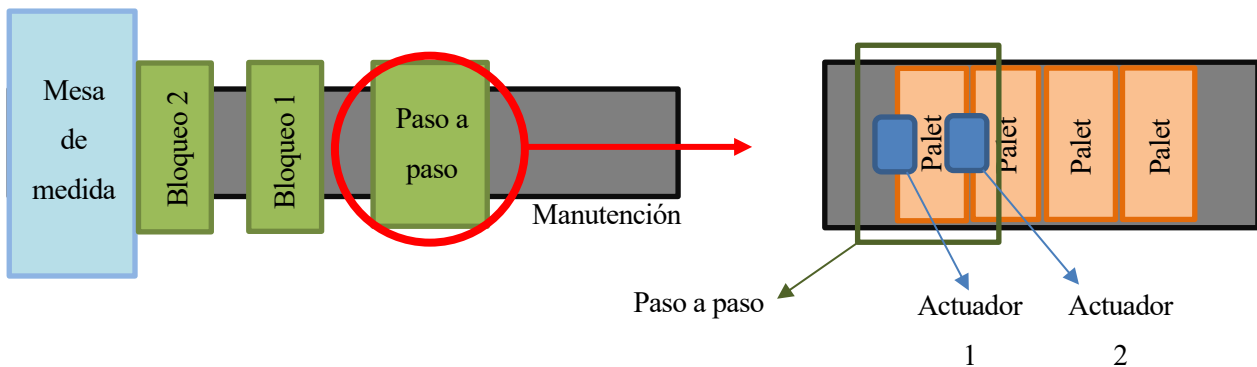


Figura 42. Diseño final de la mesa de medida

3.2.7 Bloqueos y paso a paso palets

Para alimentar de piezas al robot contamos con el sistema explicado en el punto 3, el cual se representa en el siguiente esquema visto en planta de la instalación.



El sistema de bloqueos es el siguiente:

1. Bloqueo 2 cerrado (no deja pasar pieza), bloqueo 1 cerrado (no deja pasar pieza)
2. Una vez que el robot coja el árbol del palet que se encuentra en el bloqueo 1, se abre el bloqueo 1 dejando pasar el palet hasta el bloqueo 2
3. El paso a paso deja pasar un palet que se parará en el bloqueo 1
4. El robot suelta el árbol medido en el palet vacío del bloqueo 2 y se abre el bloqueo 2, dejando pasar el palet hacia la descarga
5. Se cierra el bloqueo 2 y se pasa al paso 2º

El sistema de paso a paso es el siguiente:

1. Actuador 1 cerrado y actuador 2 abierto
2. Cuando el actuador 1 contenga un palet, se cierra el actuador dos
3. Una vez que el bloqueo 1 dé la señal de necesitar un palet y se encuentre cerrado, el actuador 1 se abre, dejando pasar un palet hacia el bloqueo 1
4. Cuando se detecte que el palet ya ha salido de la zona del actuador 1, este actuador se cierra
5. Se abre el actuador 2 y volvemos al paso 2º

Tanto los bloqueos como los actuadores del paso a paso constan de un actuador neumático y una pala que será la que detenga el palet.

Para la detectar la presencia de palets y de árboles se deben utilizar fotocélulas que mandan señal de si hay un objeto o no dentro de su alcance.

Para cada bloqueo se utilizan dos cilindros neumáticos que se colocarán en posición horizontal. Cada uno de estos cilindros se amarrará a la manutención mediante una chapa de espesor 6 que contendrá unos colisos verticales para poder regular la altura en la puesta en marcha. Se aprovecharán las ranuras de amarre de la manutención para agarrar la chapa mediante los colisos comentados. Las palas de parada son los elementos encargados de sujetar a los palets, estas los sostendrán por los salientes que tiene para sostener a los árboles.

La chapa de sujeción de los cilindros también debe contener el espacio para las fotocélulas necesarias para detectar el palet y para detectar el árbol.

Los cilindros neumáticos seleccionados deben tener la carrera suficiente para que la pala sostenga en unos 15 mm al palet y que al menos se recoja unos 15 mm para que una vez que se encuentre abierto

el bloqueo el palet pase sin que choque con las palas. Como los cilindros apenas soportaran carga y necesitan una carrera de tal solo 30 mm. Una característica fundamental que tienen que poseer los cilindros es que sean antigiro ya que, si la pala se gira, el robot podría colisionar al recoger o soltar el árbol. Se seleccionan cilindros de la serie CQM de SMC, en concreto el de diámetro 16.

Para las fotocélulas se debe estudiar la distancia que hay entre el perfil de la manutención (irá amarrada la chapa donde se sujeta la fotocélula) y la pared exterior del saliente del palet (es la referencia de los objetos a medir). La distancia entre estas dos caras es de 70 mm. El alcance de una fotocélula se puede programar a la distancia deseada siempre que se encuentre dentro de su rango, por tanto, para la fotocélula de palet se necesita un alcance mínimo de 70 mm. Para la presencia de árbol se va a medir si hay presencia de objeto unos 20 mm por encima del eje del árbol ya que a esta altura no hay palet y si detecta objeto sería un árbol. El alcance mínimo de esta fotocélula debe ser los 70 mm anteriores mas el ancho del palet, para asegurarnos que detecte el punto. Por tanto, el alcance mínimo de estas fotocélulas debe ser 450 mm. Entramos en la web de ifm[] y seleccionamos dos modelos de fotocélulas que cumplan con estos requisitos. El modelo OGH500 tiene un alcance con objetos negros de 190 mm, por tanto, son ideales para detectar la presencia de palets. El modelo OGT500 es de igual características, pero con un alcance de hasta 800 mm por lo que será perfecto para detectar la presencia de árbol.

Se descarga todo el comercial comentado en los párrafos anteriores y se diseña un sistema de sujeción que albergue a todos los elementos. Tanto el bloqueo 1 como el 2 tienen el mismo sistema que se muestra en la figura 43.

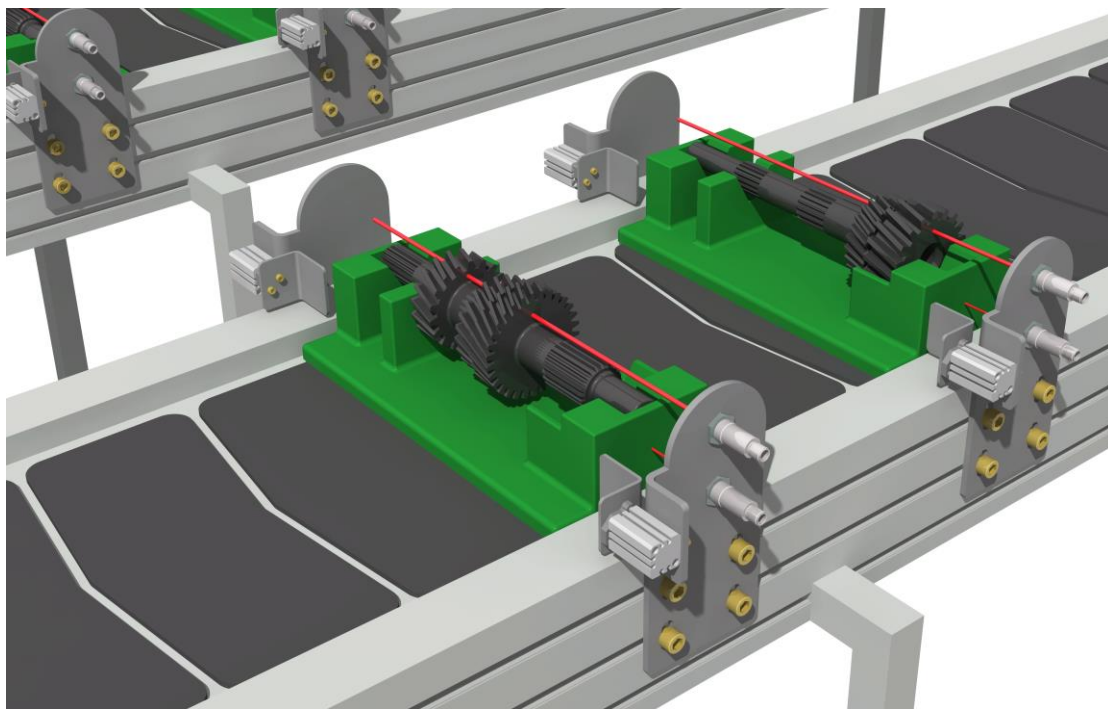


Figura 43. Bloqueos de palets

La estructura del paso a paso será una chapa plegada en U de espesor 3 mm. En la parte superior de estos se instalarán los actuadores neumáticos con un sistema similar al del bloqueo, pero esta vez actuando en vertical. Los cilindros elegidos son de la serie del bloqueo, pero aumentando el diámetro del émbolo a 32 mm y la carrera a 45 para tener un mayor contacto ya que el actuador puede llegar a retener varios palets e interesa que tenga la mayor superficie posible en contacto.

Para el paso a paso no hace falta fotocélula de presencia de árboles, pero si de palet, por tanto, utilizaremos la fotocélula OGH500 o OGT500 dependiendo de la distancia que necesitemos.

En el paso a paso instalaremos un poka yoke, ya que con el diseño de palet sabemos que siempre vendrá bien colocado, pero no podemos asegurar que por algún error cuando estén midiendo una ráfaga de un tipo de árbol entre en la manutención un árbol de otro tipo y cuando el cobot vaya a agarrarlo colisione con el eje. Para ello, vamos a instalar un sensor de distancia que se colocará en la parte superior de la U de tal manera que mida la parte de salida del árbol primario. Como el árbol primario es de mayor longitud, si el árbol que espera en el paso a paso es un árbol primario, se tendrá la medida que reflejará el diámetro 28 que tiene en ese extremo el árbol. En cambio, si es el árbol secundario, a esa altura no habrá árbol, por tanto, la medida que reflejará es a la que se encuentra el soporte del palet. El sensor de medida lo escogemos del catalogo de ifm. El único parámetro para seleccionar el sensor de medida es el alcance, ya que la resolución de medida en estos aparatos es de micras o pocos milímetros y nuestra medida difiere en 28 mm.

Tras diseñar la U de sujeción y las palas, se observa que, si amarramos el sensor de medida a la parte superior de la U, si lo que pasa es un árbol primario, obtendremos una medida de 105 mm, en cambio si pasa un secundario medirá el palet que se encuentra a 120 mm. Teniendo en cuenta estas medidas se escoge del catálogo del ifm el sensor de medida OID 200 ya que su rango de medida es 5 mm – 500 mm.

Tras observar la distancia comentada anteriormente vemos que la fotocélula necesaria para detectar palets debe ser la OGT500 pues el palet se encuentra a unos 120 mm y con la OGH500 no llegaríamos a detectar la presencia del palet.

Se diseña el paso a paso que se muestra en la figura 44.

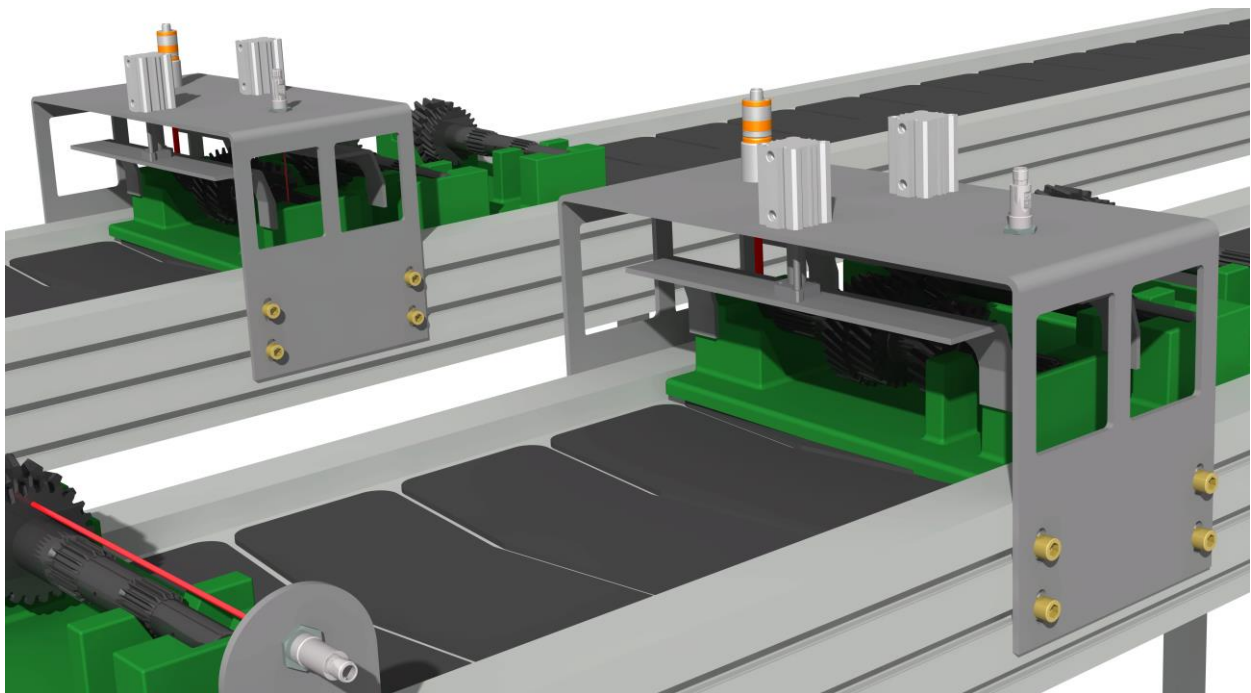


Figura 44. Paso a paso

Por cada línea aproximadamente entra 1 pieza por minuto, si se produjese un fallo en el cobot o se parasen las medidas porque un operario ocupe el espacio de seguridad, se formaría una acumulación de palets en el paso a paso. La pala se diseñará para que cuando haya una acumulación de 15 palets la línea pare la manutención, por tanto, la pala debe ser capaz de aguantar la carga que le ejercen 15 palets con árbol, que en el caso mas desfavorable serían árboles primarios (pesan más).

La fuerza ejercida por un palet sobre la pala en estático es la que provoquela fuerza de rozamiento con la charnela del transporte. Mirando fichas técnicas de las charnelas que se montan en este tipo de

transportes se observa que los coeficientes de rozamiento oscilan entre el 0,15 y 0,4. Para obtener un rango intermedio se supone un coeficiente de rozamiento de 0,25.

La fuerza de rozamiento viene dada por la ecuación $F_R = \mu * N$ donde:

- μ : Coeficiente de rozamiento. En nuestro caso 0,25
- N: Normal. Al tener una superficie horizontal, $N = m * g$.

Sustituyendo:

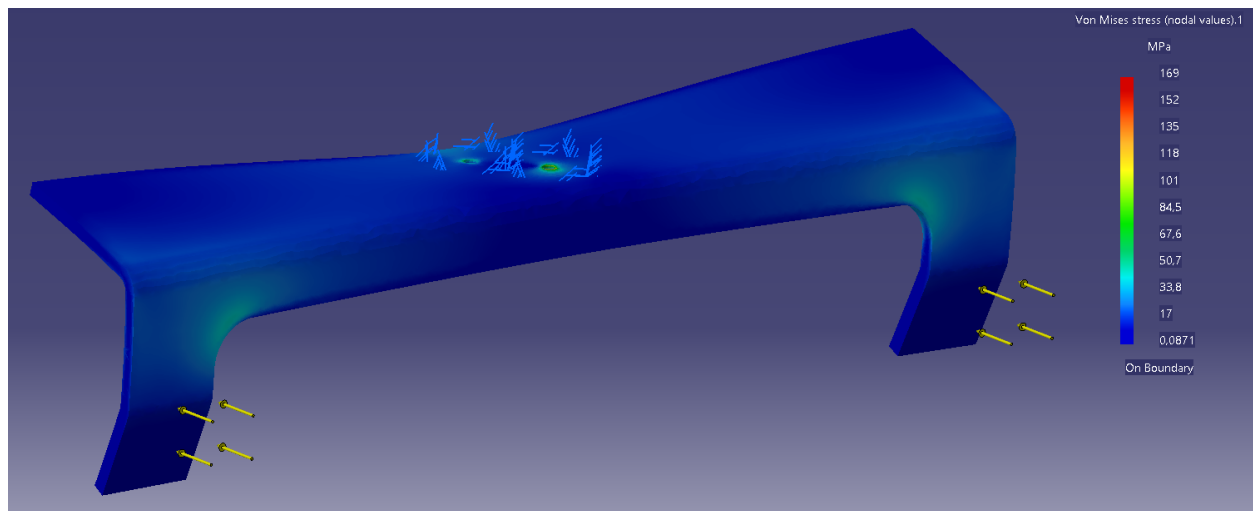
$$F_R = 0,25 * 6,25 \text{ (palet + primario)} * 9,81 = 15,32 \text{ N}$$

Como hemos comentado, tendremos un máximo de 15 palets acumulados. Para asegurarnos de esto se calcula la distancia que crearían 15 palets en retención y se colca una fotocélula de aviso de tal manera que, si esta detecta presencia de un objeto más de 10 s seguidos, para la línea.

La retención de 15 palets crearían una fuerza total de $15,32 \text{ N} * 15 = 229,8 \text{ N}$

Simulamos en Catia V5 en primer lugar asignando el material, acero inoxidable 304 (su límite elástico es de 235 MPa) y modelando las condiciones de contorno (sujetada mediante dos tornillos por el actuado neumático y fuerza aplicada de 229,8 N sobre los salientes sobre los que apoyan los palets).

Se realiza un primer calculo con el tamaño de mallado recomendado por Catia, pero los resultados muestran un error del 15,34%. Realizamos una nueva malla con el comando *adaptability* hasta obtener un error de 3,24%. Los resultados de este mallado se muestran en la siguiente figura.



```

*****
* Components *   Applied *   Reactions *   Relative *
*             *   Forces  *           *   Magnitude *
*****
* Fx (N)      * -1.4511e-016 * 2.1851e-009 * 7.6006e-011 *
* Fy (N)      * -2.2980e+002 * 2.2980e+002 * 1.8929e-011 *
* Fz (N)      * -1.1355e-019 * 2.2515e-010 * 7.8317e-012 *
* Mx (Nxm)    * 2.1337e+001 * -2.1337e+001 * 6.4985e-012 *
* My (Nxm)    * 1.5084e-014 * 5.3771e-010 * 1.7940e-011 *
* Mz (Nxm)    * 2.4329e-008 * -2.2562e-008 * 5.8938e-011 *
*****
Global Estimated Error rate: 3,24%

```

Figura 45. Tensión de Von Mises para el calculo de acumulación

La tensión máxima de von Mises es 169 MPa que tras aplicar el factor de seguridad del 20% queda 202,8 MPa, tensión por debajo del límite elástico. Por tanto, la pala diseñada cumple el estudio de acumulación.

3.2.8 Estantería de rechace

La estantería de rechace es uno de los requisitos de diseño impuestos en el punto 2.3. En él se dice que el almacén debe contener 20 árboles. Tras estudiar varias opciones, se decide diseñar una estantería encima de cada manutención en la que cada una pueda contener 10 árboles, cumpliendo así el almacenamiento requerido.

Para obtener un mayor almacenamiento en el mínimo espacio, la estantería tendrá la pared inclinada y el sistema de sujeción serán dos picaderos uno a cada lado de los árboles.

Puesto que cuando el almacén se encuentre lleno sostendrá bastante peso se debe dimensionar mediante un estudio MEF.

Para ello se diseña un primer prototipo de estantería con unos espesores mínimos. Se la asigna como material acero a todos los elementos del conjunto y se simula como si estuviese lleno de árboles primarios (máximo peso). Tras realizar una primera aproximación con el tamaño de elemento recomendado por Catia se realiza una adaptabilidad de malla hasta obtener un error inferior al 5%. Tras calcular con esta malla, se obtiene el mapa de tensiones y desplazamientos mostrados en la figura 46 y 47.

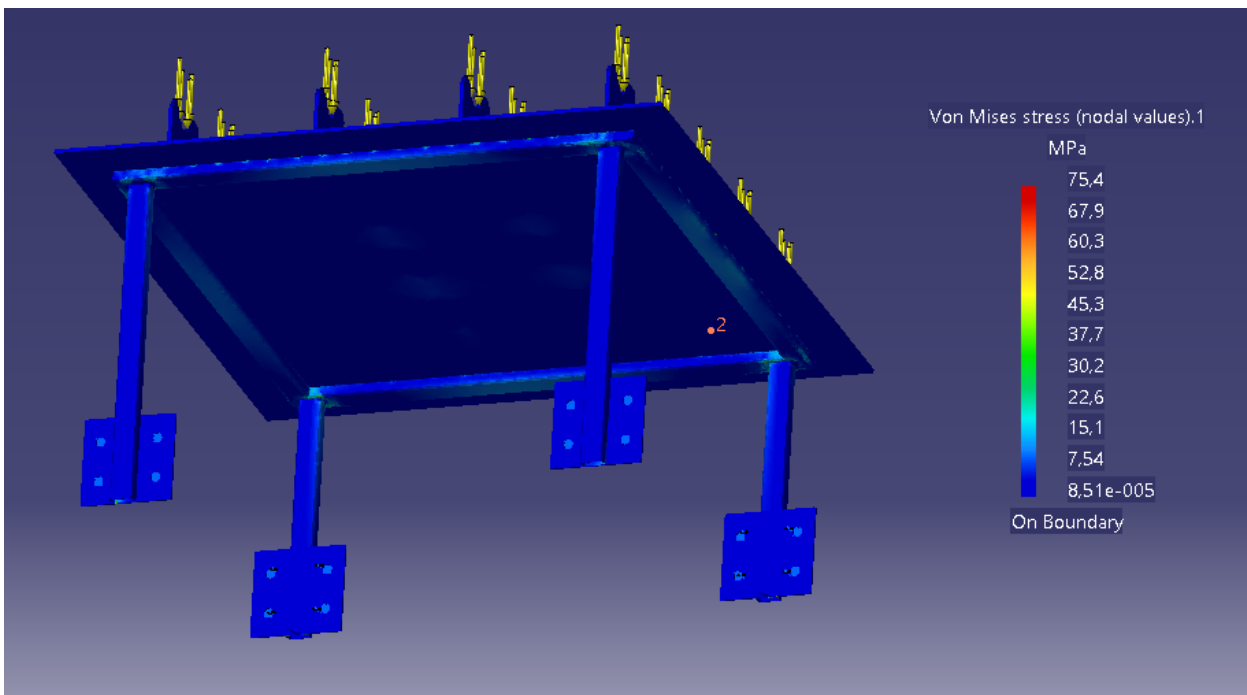


Figura 46. Tensiones de Von Mises estantería de rechazo

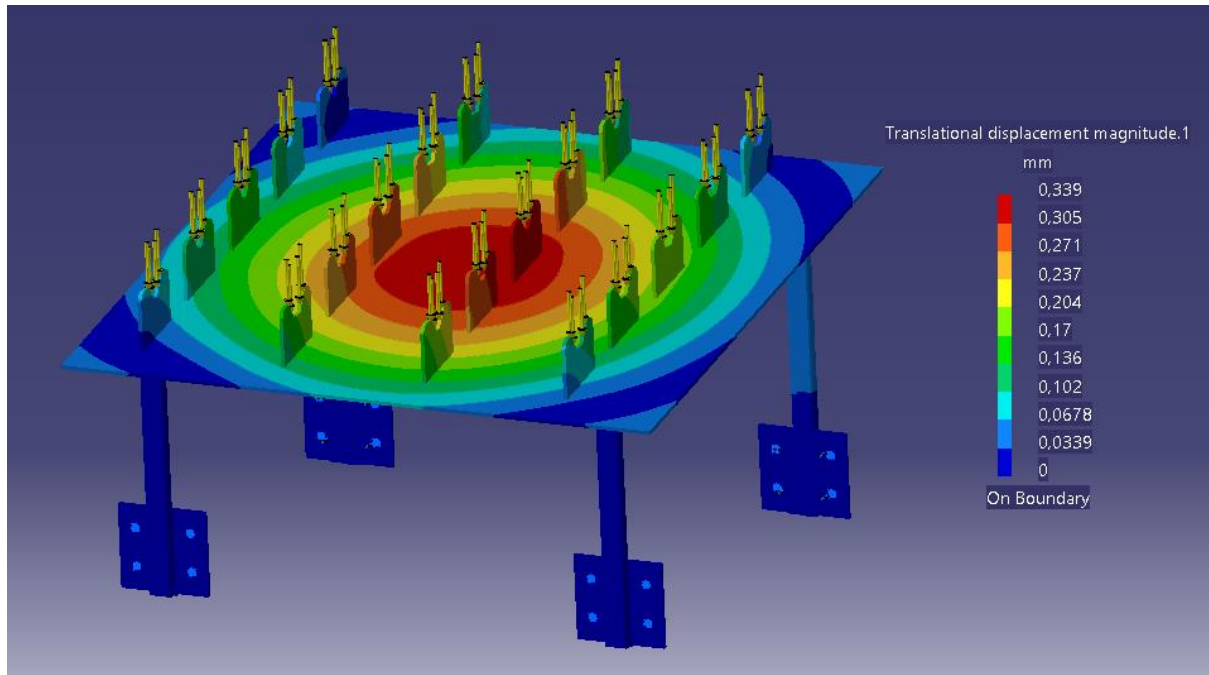


Figura 47. Desplazamientos estantería de rechazo

Como se puede observar en la figura, las máximas tensiones de Von Mises se presentan en la soldadura del entramado que sujeta la chapa y los pilares de la estantería y en la soldadura de los pilares y la chapa, en cambio, los mayores desplazamientos se muestran en el centro de la chapa. Como la flecha máxima de la chapa no llega ni al medio milímetro y la tensión máxima de von Mises se queda bastante por debajo del límite elástico, se reduce la sección de los elementos hasta obtener una tensión máxima de von Mises cercana a 180 MPa pero sin superarla o un desplazamiento máximo de 1 mm.

Tras disminuir el espesor del tablero y el espesor de los picaderos a 4 mm y los tubos de la estructura a 30x15x1 mm se obtiene una tensión máxima de von Mises en las soldaduras de 173 MPa y en el tablero una tensión máxima de 93 MPa y un desplazamiento máximo en el centro del tablero de 0,9784 mm. En la siguiente figura se muestra el render de las estanterías montadas en las manutenciones.

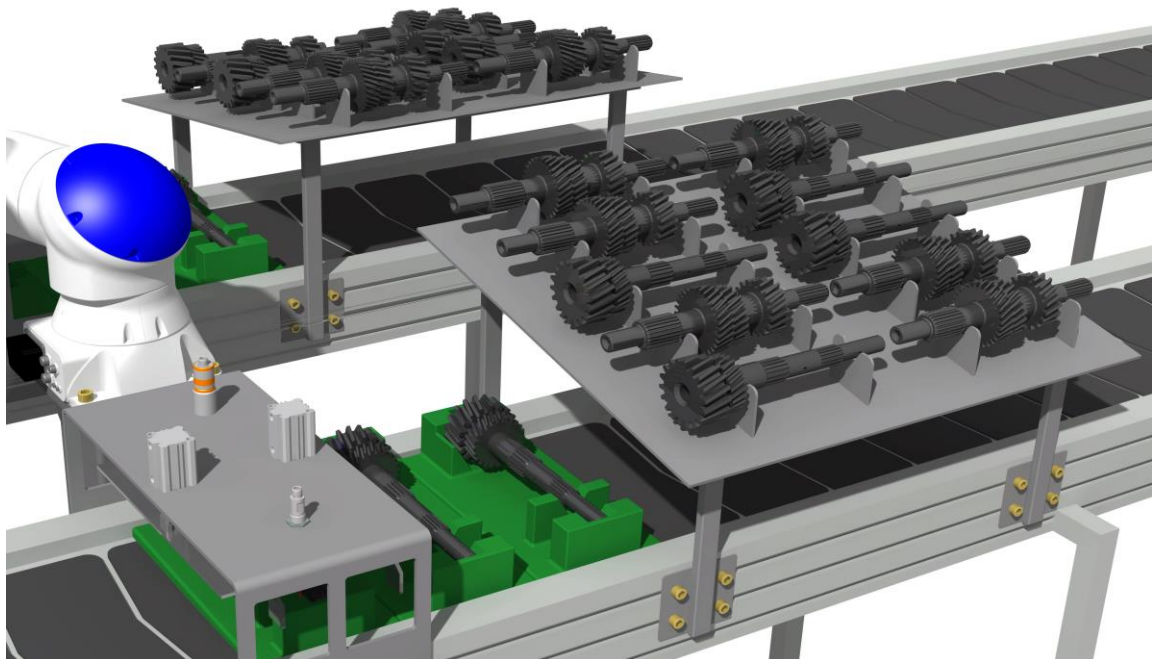


Figura 48. Estanterías de rechazo

3.2.9 Vallado y soportes de elementos de seguridad

El vallado se selecciona de una de las marcas con más presencia en el mundo industrial: Troax. Esta empresa posee una infinidad de sistemas de cierre, postes y tipos de valla.

Tras entrar en su catálogo observamos que tiene dos tipos de poste (medidas 60x40 y 80x80) y dos tipos de vallas (ST30 que tiene malla rectangular de 30x20 mm y ST20 malla cuadrada de 19x19 mm).

Se utilizarán los postes de 80x80 para los postes donde van atornilladas las cortinas de seguridad; para el resto de los postes se utilizan los de 60x40 mm.

El vallado seleccionado es el ST30 ya que no hay problema en que se pueda introducir un dedo a través de la valla. Para poder observar mejor los elementos a través de la valla en los renders, la valla dibujada tiene una malla de 80x50 mm.

A los postes 80x80 hay que realizarle los taladros de sujeción de los soportes de las cortinas y del radar.

Se necesitan los siguientes paneles:

- Aproximadamente 3 metros para la zona frontal de la máquina (zona de entrada de palets). Esta valla debe quedar antes de las estanterías, de tal manera que todos los elementos diseñados se encuentren dentro del vallado. Hay que recortar el hueco de las manutenciones más la altura del palet con el árbol para que estos puedan pasar a través de la valla.
- Aproximadamente 2,5 m para los laterales paralelamente a la manutención
- Un tramo de iguales características al de la zona frontal, pero este para la zona trasera. Debe colocarse al menos a unos 700 mm de la mesa de medida para evitar que una persona pueda llegar a la mesa con el brazo.
- Una malla de 1200 mm para la separación entre mesas de medida.

Una vez descargado el vallado de la página de Troax, se añaden al conjunto los radares y cortinas de seguridad. En la figura 49 se muestra el conjunto del vallado unido al bloque de control de medida.

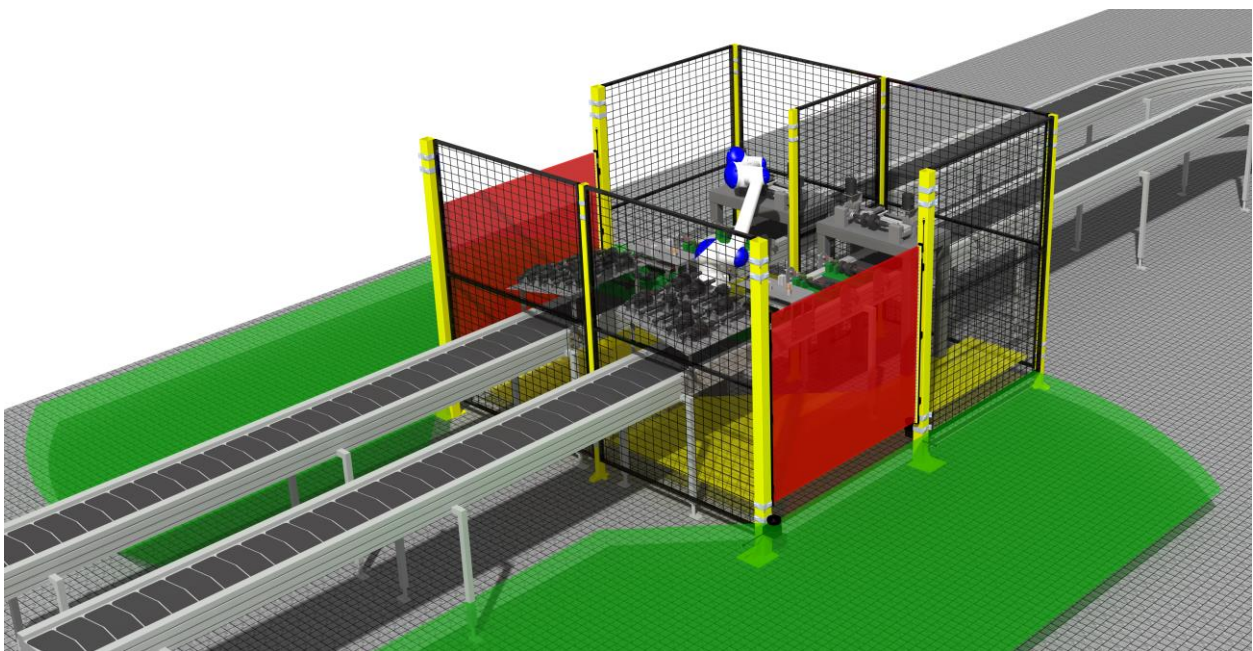


Figura 49. Vallado y elementos de seguridad

Para poder observar mejor el funcionamiento de los elementos de seguridad se ha dibujado su área de acción.

- Las áreas verdes son las áreas de acción del radar exterior. Cuando estas áreas detecten presencia de una persona, el robot empezará a trabajar en colaborativo.
- Las áreas rojas son las de acción de las cortinas. Cuando una de ellas detecte presencia, la mesa de medida del lado perteneciente a la cortina que haya detectado presencia se bloqueará y el robot seguirá trabajando en modo colaborativo en la otra mesa.
- Las áreas amarillas pertenecen al radar interior. Este es el encargado de detectar que la persona sigue dentro de la zona de trabajo para que así esta no se active mientras la persona sigue estando en la zona de peligro.

3.2.10 Patrón y soporte

Para poder rectificar los errores en micras de posicionamiento de los equipos de fijación y medida es de vital importancia patronear todas las mañanas al haber un nuevo turno o si se observa un comportamiento extraño de la máquina. Por ello el patrón debe encontrarse a mano para los operarios y a su vez que se encuentre protegido de polvo o golpes.

El patrón de calibración es un cilindro rectificado de diámetro 30 y con empuntes y longitud igual a la del árbol primario, que es el árbol de mayor longitud.

El soporte del patrón se amarra al vallado con un sistema tipo sándwich por dentro del área de trabajo para evitar golpes innecesarios tal y como se muestra en la figura 50.

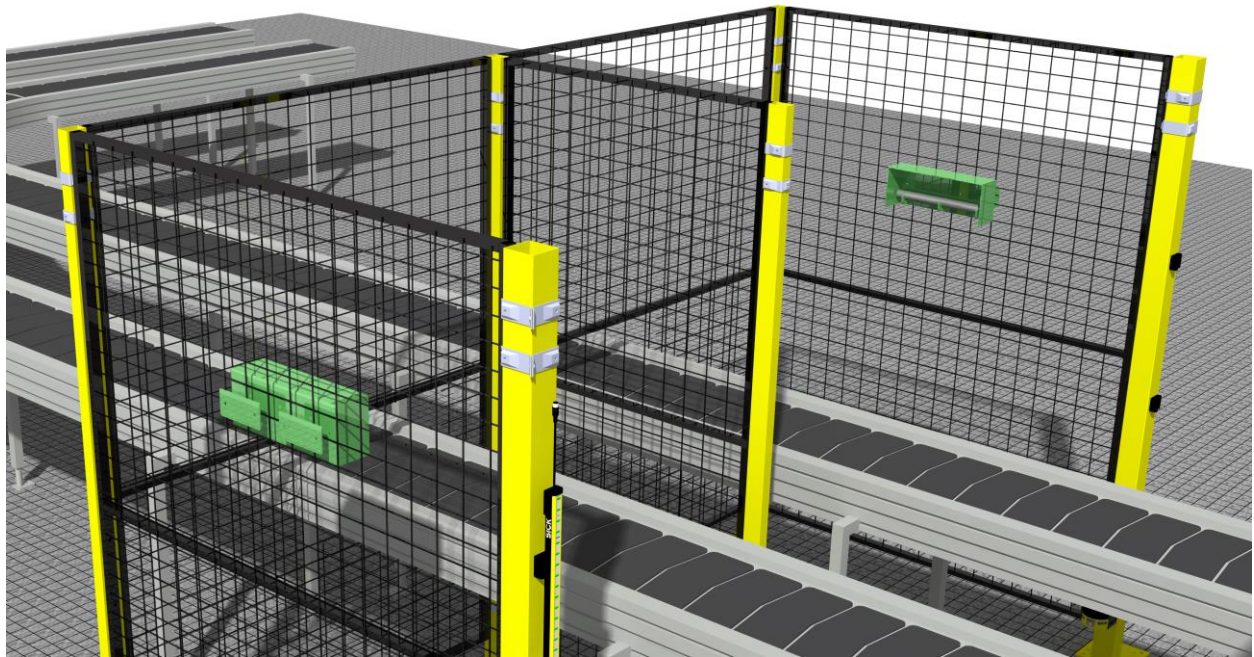


Figura 50. Patrón y soporte

3.2.11 Armarios y controladora

El control de medida contiene los siguientes cofres eléctricos: Interfaz de medida, controladora y armario eléctrico.

3.2.11.1 Interfaz medida

Es un armario con pantalla. En esta pantalla se puede observar los estados de todos los elementos electrónicos del control de medida, así como las mediciones que está realizando en directo. Ide es una marca líder en la fabricación de todo tipo de cofres eléctricos, por tanto, este producto se seleccionará de dicha marca. Se necesita una interfaz de medida para cada mesa y estas deben estar en una zona donde a la vez que se ve la pantalla se pueda observar la mesa para así comprobar lo que marca la pantalla.

Se obtiene el CAD de la pagina de ide de un cofre con pantalla de 27 pulgadas, que será suficiente para ver los resultados a una distancia corta-media.

Para su sistema de sujeción se diseñará un entramado de perfil cuadrado hueco de acero. Se necesitan dos interfaces de medida, una para cada mesa.

3.2.11.2 Controladora

El brazo colaborativo como todos los robots necesita una controladora que, como su nombre indica, es el elemento con el que podemos controlar el movimiento del robot tanto manualmente como en modo automático tras programarlo.

Mirando la ficha técnica observamos que la controladora del Yawaska HC10 es la YCR1000, nos descargamos el CAD y la ficha técnica para obtener el peso y los taladros que tiene disponibles para fijarlo a la estructura a diseñar.

Se necesita una sola controladora al haber solamente un robot operando en este bloque

3.2.11.3 Armario electrico

El armario eléctrico, al igual que la interfaz de medida, se escoge del catálogo de ide. En el armario eléctrico van todas las conexiones, así como el PLC. El armario debe estar preparado con luces y botoneras que modifiquen el paro de los distintos componentes y una seta de emergencia de corte general.

Como las mesas de medida no contienen una gran cantidad de entradas y salidas, el armario no tiene que ser de grandes dimensiones, bastaría con uno de 600x400 mm. Lo importante es que el conjunto de punto-contrapunto contiene servomotores y el driver de estos va instalado dentro del cuadro. Estos drivers tienen una profundidad mayor al resto de elementos que suelen albergar los cuadros eléctricos, por tanto, nos obligan a poner cuadros con profundidad de al menos 300 mm. Nos descargamos el CAD del armario eléctrico de ide de 600x400x300 y le incorporamos las botoneras y seta de emergencia.

Como se necesitan tanto dos armarios eléctricos como dos interfaces para cada mesa de medida y una sola controladora para todo el conjunto, se diseñan dos estructuras distintas, una que sostendrá a la controladora y la otra a un armario e interfaz.

Tras obtener todos los CAD y pesos de cada armario (interfaz 25 kg, controladora 72 kg y el armario eléctrico se le calculan aproximadamente 60 kg) se diseñan las estructuras comentadas anteriormente.

En primer lugar, se diseña un entramado para la interfaz y el armario eléctrico de tubo 40x40x1,5 mm. Tras realizar un refinamiento de mallado hasta obtener un error inferior al 5%, obtenemos el mapa de tensiones máximas de von Mises mostrado en la siguiente figura 51.

```

*****
* Components * Applied * Reactions * Relative *
* * Forces * * Magnitude Error *
*****
* Fx (N) * 5.0697e-013 * 3.2119e-005 * 2.0514e-008 *
* Fy (N) * 2.1009e-013 * 9.8846e-006 * 6.3132e-009 *
* Fz (N) * -8.5000e+002 * 8.5000e+002 * 7.4237e-009 *
* Mx (Nxm) * -1.5725e+002 * 1.5725e+002 * 5.1646e-009 *
* My (Nxm) * 1.2707e+002 * -1.2707e+002 * 2.0381e-008 *
* Mz (Nxm) * -4.9125e-014 * 4.5956e-006 * 1.5612e-009 *
*****
    
```

Global Estimated Error rate: 5,01%

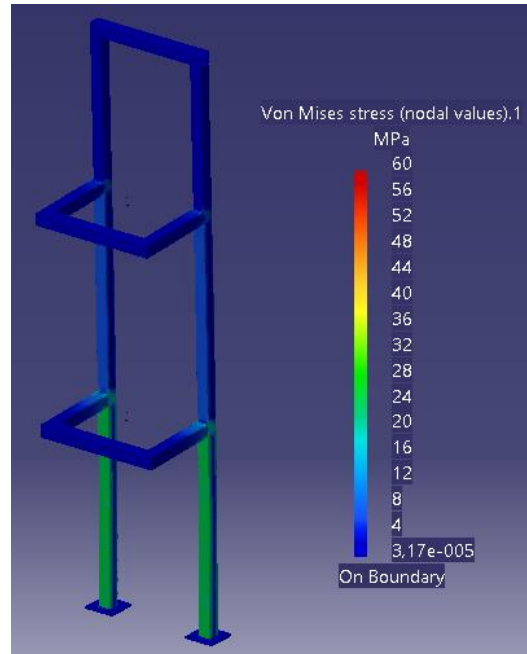


Figura 51. Estudio entramado interfaz + armario versión inicial

Como se puede observar, la tensión máxima de von Mises se encuentra muy por debajo del límite elástico. Esto sumado a que el desplazamiento máximo es 1 mm, nos indica que la estructura estaría sobredimensionada. Para optimizarla se va reduciendo la sección del tubo hasta encontrar una estructura que nos arroje unos desplazamientos máximos de 10 mm o una tensión máxima superior al límite elástico.

Tras iterar con varios perfiles, el entramado con tubo 30x30x1 mm nos produce un desplazamiento máximo de 9 mm y una tensión máxima de von Mises igual a 134 tal y como se puede observar en la siguiente figura 52.

```

*****
* Components * Applied * Reactions * Relative *
* * Forces * * Magnitude Error *
*****
* Fx (N) * 5.0697e-013 * 3.2119e-005 * 2.0514e-008 *
* Fy (N) * 2.1009e-013 * 9.8846e-006 * 6.3132e-009 *
* Fz (N) * -8.5000e+002 * 8.5000e+002 * 7.4237e-009 *
* Mx (Nxm) * -1.5725e+002 * 1.5725e+002 * 5.1646e-009 *
* My (Nxm) * 1.2707e+002 * -1.2707e+002 * 2.0381e-008 *
* Mz (Nxm) * -4.9125e-014 * 4.5956e-006 * 1.5612e-009 *
*****
    
```

Global Estimated Error rate: 5,01%

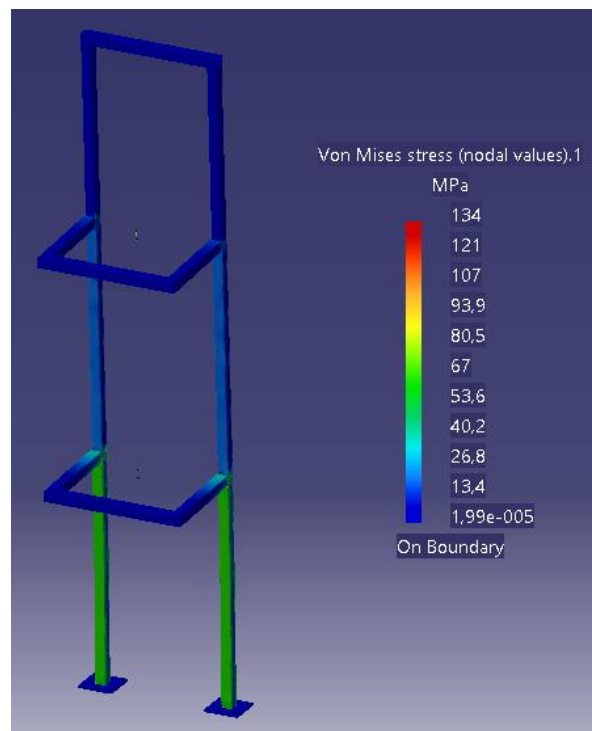


Figura 52. Estudio entramado interfaz + armario versión optimizada

Como el peso de la controladora es similar a la suma de la interfaz y el armario y la estructura de la controladora es un poco más baja, se diseña inicialmente con un tubo de 30x30x1 mm esperando obtener unos resultados similares a los del estudio de optimización anterior.

Según el estudio tenemos unos desplazamientos máximos iguales a 9,32 mm y una tensión máxima de von Mises de 129 MPa (figura 53), resultados muy similares a los optimizados.

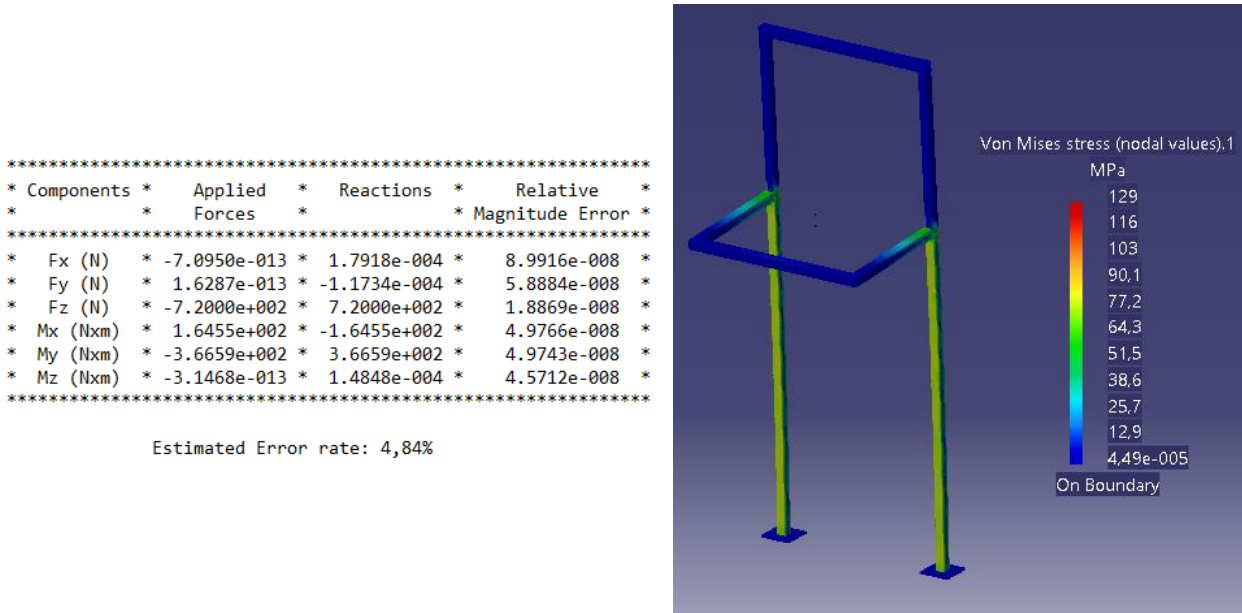


Figura 53. Estudio entramado controladora.

Una vez obtenidos las estructuras de los armarios eléctricos tenemos el diseño definitivo del bloque de medida, el cual se muestra en el render de la figura 54.

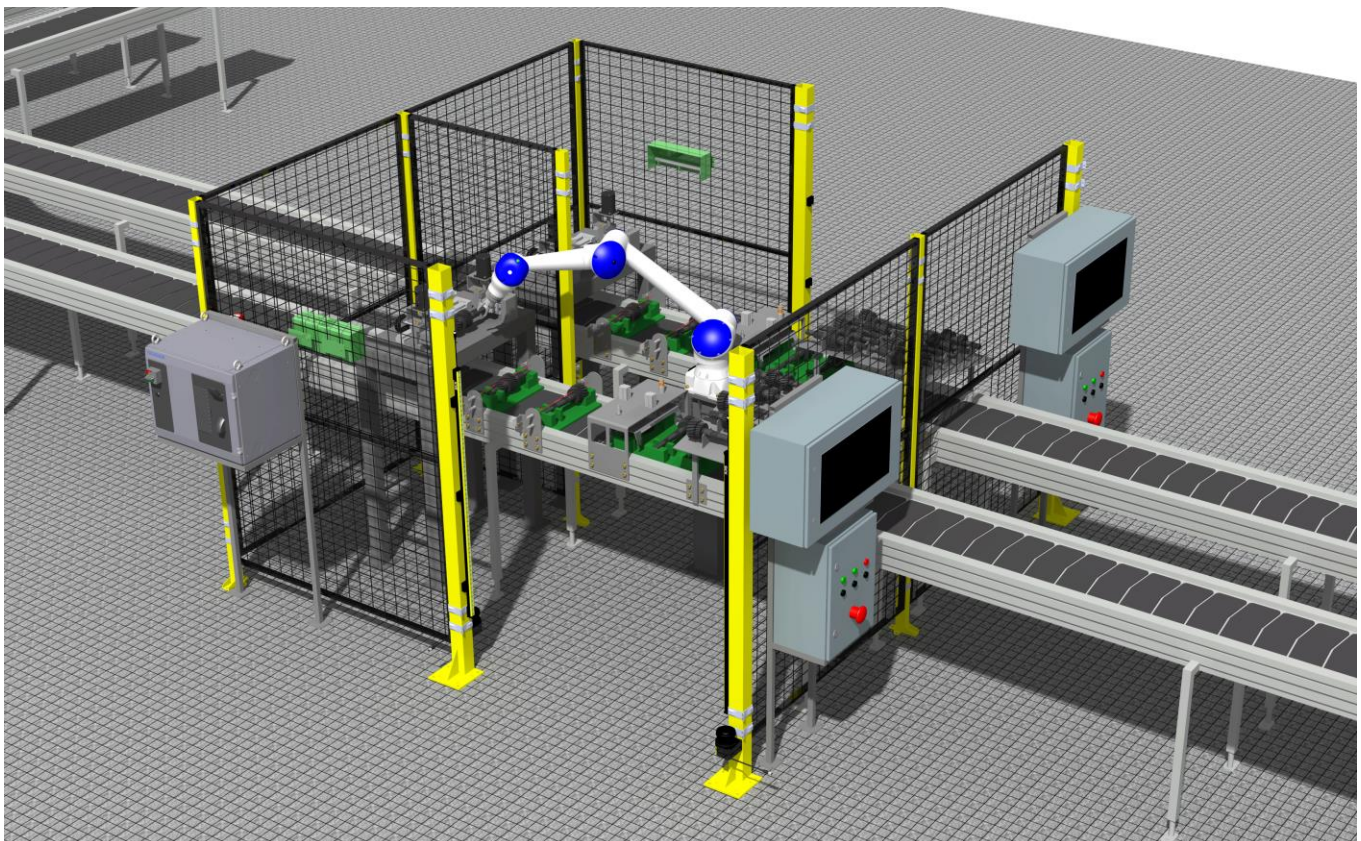


Figura 54. Diseño final del control de medida

4 BLOQUE 2. DESCARGA

La función del bloque de descarga es la de descargar los árboles y los palets con sistemas automatizados de la manutención hasta los AGV disponibles en la fábrica.

Los AGV disponibles en la supuesta fábrica de instalación son los STI. Buscamos el CAD en la pagina web de TraceParts y lo descargamos. Estos AGV tienen un peso límite de arrastre de 350 kg, si se supera este peso el AGV no tendrá la suficiente fuerza como para mover la carga.

De estas máquinas, a parte de la máxima carga, hay que tomar las medidas del enganche que contienen para añadir la carga mediante un carro. Esta es de vital importancia en el diseño ya que marca la altura de trabajo.

La línea debe ser completamente automatizada, por tanto, no debe necesitar la colaboración humana para cargar ni árboles ni palets.

4.1 Selección de componentes

4.1.1 Cobot

Como se ha comentado en la breve introducción de este bloque, se necesita un cobot que desplace los árboles desde el palet que se encuentra al final de la manutención hasta el carro. Como traslada los mismos objetos que el utilizado en el control de medida, se utiliza exactamente el mismo modelo, el Yawaska HC10.

Esta vez sin embargo solo trabajará en modo colaborativo, pudiendo asegurar así un paso continuo de AGV y personas alrededor de esta máquina sin que deje de realizar trabajo.

4.1.2 Pinza neumática

Al igual que en el punto anterior de selección del robot, se elige la misma pinza que para el bloque de descarga. Por tanto, la pinza neumática seleccionada es la SMC MHS2-40D. Como se ha comprobado en el bloque de control de medida con esta pinza tenemos los movimientos necesarios para agarrar ambos árboles.

4.2 Diseño

4.2.1 Pie Cobot

Los requisitos que debe cumplir el pie del cobot son los mismos que los del bloque de descarga, en ninguno de sus taladros puede existir un desplazamiento absoluto mayor de 0,19 mm.

En esta ocasión tenemos unas condiciones más favorables. En primer lugar, solo trabaja en modo colaborativo, esto es, las aceleraciones son muy bajas y provocarán unos momentos de inercia en las articulaciones pequeñas.

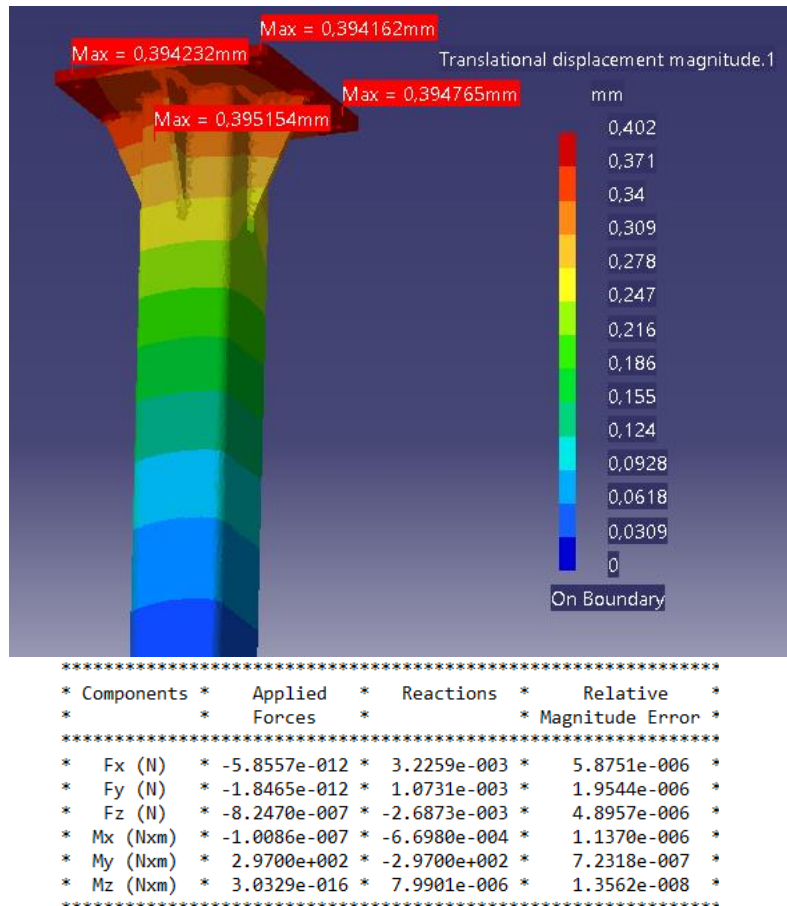
Además, el diseño del carro debe ser lo más compacto posible, por tanto, es muy interesante que su altura sea pequeña. Para que el cobot pueda llegar bien a soltar los árboles en el carro el cobot no puede encontrarse a una altura muy superior al carro, lo que nos llevará a un pie más bajo que el calculado en el control de medida. La altura de trabajo elegida para la base del cobot de descarga es de 920 mm; esta altura es la mínima necesaria para que el cobot pueda alcanzar los árboles en la manutención sin problemas. Se supone una sección inicial para el perfil de 100x100x3 mm, un espesor de 12 mm para

la base superior y un espesor de 6 mm para la base inferior y cartelas.

➤ *Estudio Cobot estirado al máximo*

Como no se ha modificado ningún elemento del cobot respecto al bloque de medida, el momento que transmite el peso propio del cobot estirado al máximo al pie es de 297 N*m.

Realizamos el estudio aplicando el momento sobre la base superior del pie y empotramos la base inferior. Tras aplicar soldadura a las uniones entre piezas del pie y obtener un mallado con error global de 4,98%, obtenemos un desplazamiento absoluto máximo en los taladros de 0,39 mm. Esto lo podemos observar con los sensores colocados de máximos desplazamientos absolutos en la figura 55.



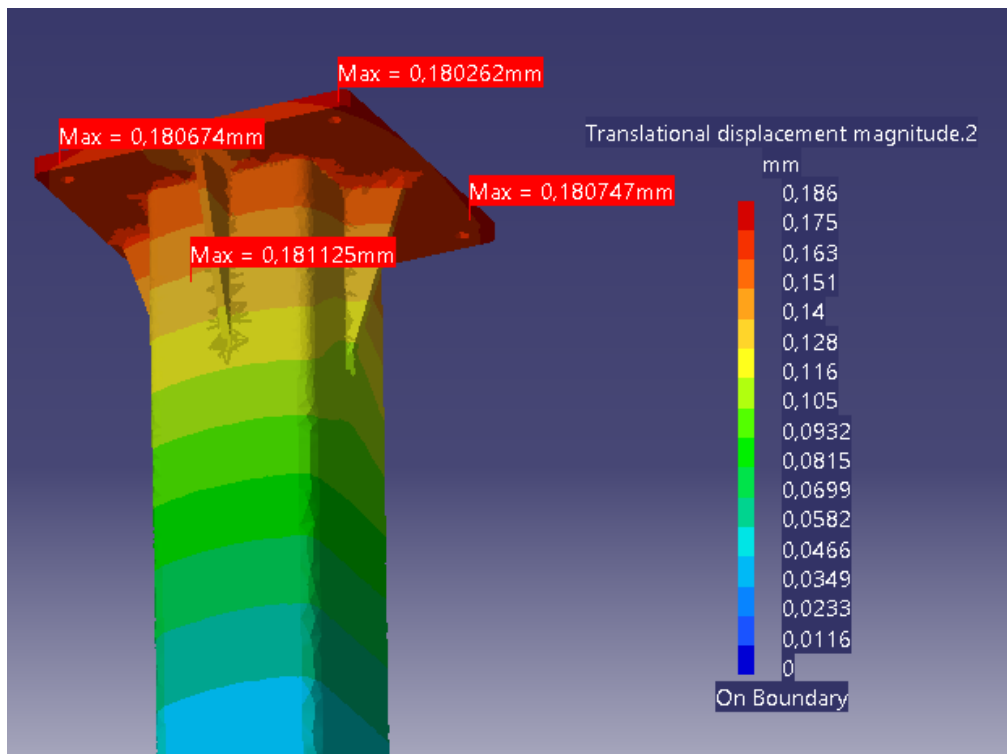
Global Estimated Error rate: 4,98%

Figura 55. Estudio MEF pie cobot de descarga.

Como era de esperar, al tener una estructura simétrica y el momento aplicado uniformemente sobre toda la superficie, los desplazamientos absolutos máximos deben ser iguales en los 4 taladros. En nuestro estudio varían a partir del tercer decimal porque el error es del 4,98%. A menor error, menor es la diferencia entre desplazamientos máximos. En nuestro caso, con este error tenemos unos datos suficientemente fiables ya que la diferencia es de micras.

No se cumple el requisito de desplazamiento máximo menor a 0,19 mm, por tanto, se realiza una optimización hasta obtener un pie que cumpla ese requisito.

Con un perfil cuadrado 120x120x4 mm, una base superior de espesor 12 mm y una base inferior y cartelas de espesor 6mm, obtenemos unos desplazamientos máximos mostrados en la figura 56.



```

*****
* Components *   Applied *   Reactions *   Relative *
*             *   Forces  *           *   Magnitude *
*****
* Fx (N) * 1.1523e-011 * -3.5561e-005 * 6.2366e-008 *
* Fy (N) * 6.8751e-012 * -3.4388e-005 * 6.0308e-008 *
* Fz (N) * 2.4557e-006 * -5.0192e-006 * 4.4958e-009 *
* Mx (Nxm) * -4.4752e-008 * 3.1760e-005 * 5.1693e-008 *
* My (Nxm) * 2.9700e+002 * -2.9700e+002 * 8.3115e-009 *
* Mz (Nxm) * 2.2707e-016 * -9.4081e-007 * 1.5334e-009 *
*****

```

Global Estimated Error rate: 4,87%

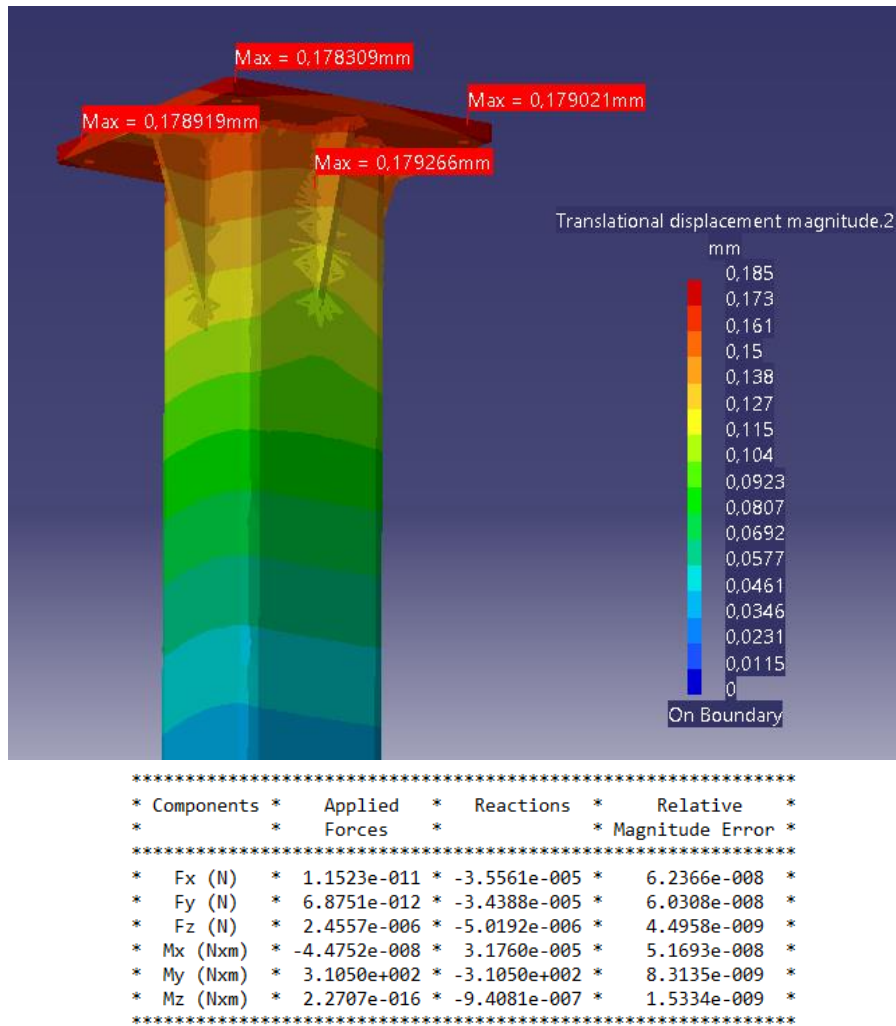
Figura 56. Estudio MEF pie cobot de descarga optimizado

➤ Estudio Cobot freno articulación L

La aceleración de las articulaciones en velocidad colaborativa no supera los 2º/s. La inercia de los elementos que quedan a partir de la articulación L es de 6,755 kg*m² según la herramienta *measure* de Catia, por tanto, una aceleración y deceleración de la articulación L provocará un momento de inercia de 13,5 N*m.

El momento de inercia provocado por una aceleración o desaceleración más el momento flector que provoca el peso propio del robot estirado al máximo nos da un total de 310,5 N*m.

Con el mismo mallado y condiciones de contorno del apartado anterior, pero variando el valor del momento aplicado, obtenemos un desplazamiento máximo de en los taladros de 0,198 mm. Este supera por poco el límite, por tanto, tras cambiar el espesor de la base superior por 14 mm, obtenemos el mapa de desplazamientos mostrado en la siguiente figura 57.



Global Estimated Error rate: 4,87%

Figura 57. Estudio MEF pie cobot de descarga fuerzas de inercia

4.2.2 Galleta y garras

La galleta y garras utilizadas serán las mismas que las del bloque de descarga explicadas en los puntos 3.2.2 y 3.2.3 respectivamente. Se utilizan estas ya que la pinza neumática y los elementos a mover son los mismos.

4.2.3 Paso a paso

El sistema de alimentación al robot de descarga debe tener dos elementos:

- Un sistema que sea capaz de retener un palet con árbol y una vez que el cobot coja el árbol, este deje pasar el palet hacia el final de la manutención. Como es totalmente compatible, se utiliza el bloqueo diseñado para el bloque de descarga, pero esa vez de tener dos bloqueos solo habrá uno.
- Un sistema paso a paso que vaya surtiendo de uno en uno los palets con árbol hacia el bloqueo comentado anteriormente. Al igual que pasa con el bloqueo, se puede aprovechar el diseñado para el bloque de descarga.

En la figura 58 se muestran los sistemas paso a paso y el cobot de descarga.

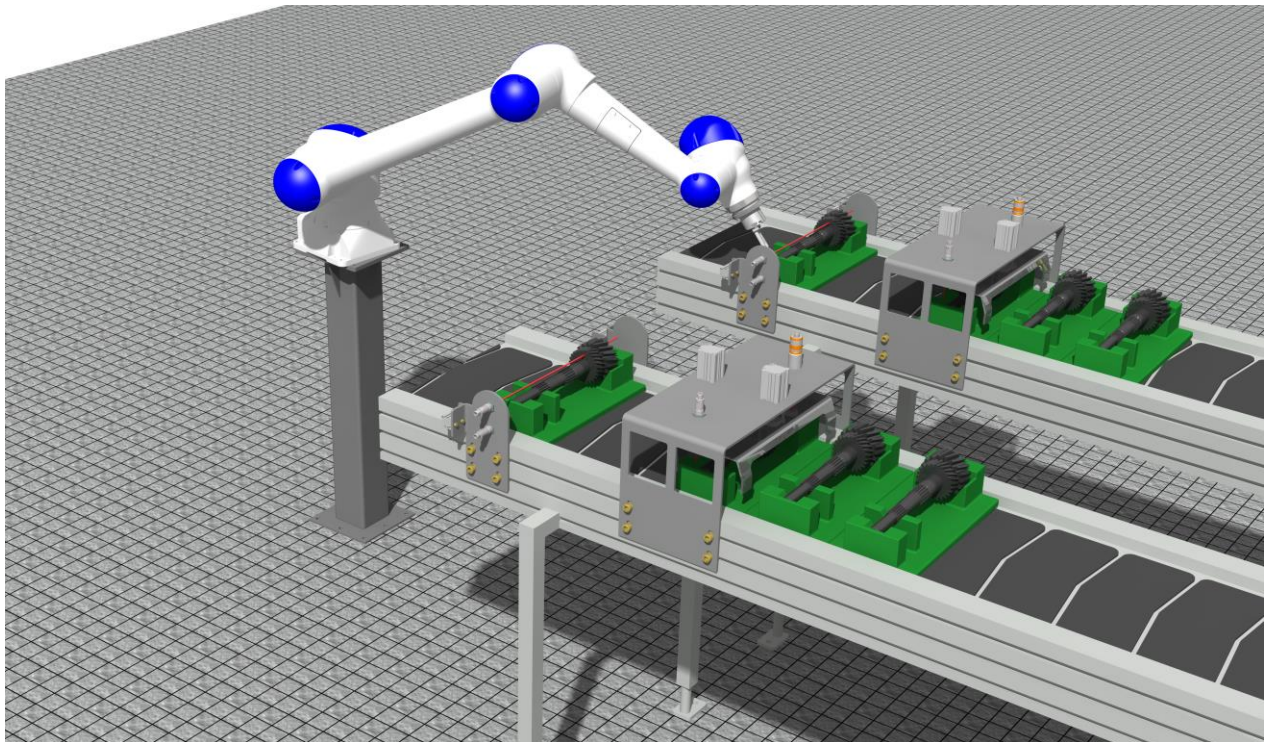


Figura 58. Cobot y sistema de alimentación descarga

4.2.4 Carro de descarga árboles

Los carros de descarga dependen fundamentalmente de dos parámetros:

- AGV disponible en fábrica. El AGV nos limita el peso del carro, no pudiendo superar este la carga máxima que sea capaz de arrastrar el AGV.
- El requisito impuesto por la fábrica de capacidad de almacenaje. En nuestro caso se pedía un mínimo de capacidad de 12 árboles y sus respectivos palets.

Otro punto importante antes de comenzar a diseñar el carro es estudiar cómo se van a trasladar los palets y árboles desde la manutención hasta el carro. Como ya se ha comentado, se instalará un cobot para mover los árboles desde los palets que se encuentran en la manutención hasta el carro.

Aunque se podría diseñar una nueva garra que también desplazase los palets, como el robot trabajará continuamente en modo colaborativo existe la posibilidad de que vaya más lento que el requisito impuesto de dos mediciones al minuto ocasionando finalmente un atranque en la línea.

Tras estudiar varias posibilidades se opta por que los palets caigan al carro una vez termine la manutención.

- ***Estructura general y enganche Carro-AGV.***

La estructura general del carro estará compuesta por tubos de acero de medida 35x35x2 mm. Las dimensiones exteriores del carro tras estudiar el alcance del robot a todos los puntos de este son: un ancho de 835 mm y un largo de 1800 mm.

Para la movilidad del carro se montan unas ruedas giratorias en cada extremo del carro. Elesa+Ganter es una de las empresas más importantes a nivel nacional e internacional en todo tipo de elementos industriales.

La altura de la rueda viene determinada por la altura del enganche del AGV. La chapa de enganche del AGV en estudio tiene una altura de 170 mm respecto del suelo. Teniendo en cuenta que el enganche que diseñemos se debe soldar a la estructura y que tenemos un tubo de 35x35, la altura de la rueda

debe oscilar entre 135 y 145mm. Tras buscar en el catálogo una rueda giratoria de que se encuentre entre estas alturas encontramos la rueda con referencia RE.F2-100-SSL-H.2 que tiene una altura de trabajo de 138 mm.

Los AGV marca de la marca STI contienen un enganche muy cómodo, rápido y fácil de anclar. Tienen una chapa con un taladro preparado para que, tras poner encima de dicha chapa el elemento que queremos que desplace el AGV, se introduzca un eje y se quede fijo mediante dos pasadores.

Teniendo en cuenta todo lo comentado anteriormente se diseñan las medidas exteriores del carro y el enganche. En la figura 59 podemos observar los dos AGV con los dos carros ya enganchados.

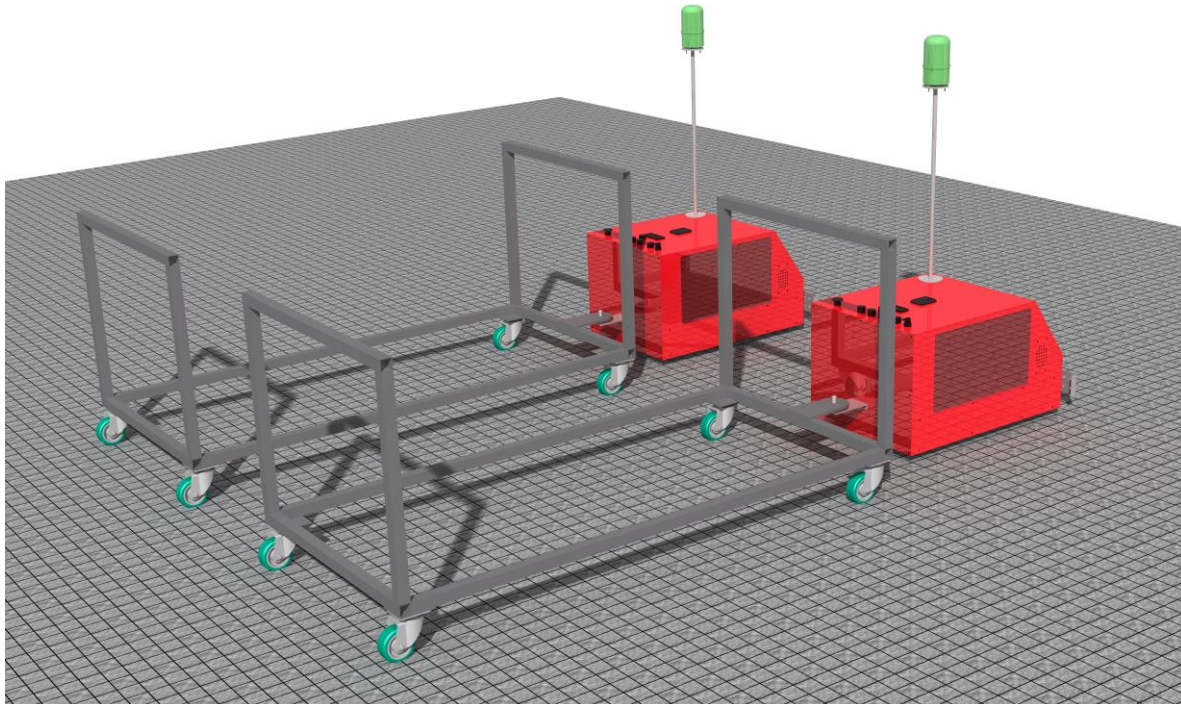


Figura 59. Estructura exterior y enganche carros de descarga

➤ *Acumulación de palets*

Como ya se ha comentado anteriormente, se opta por dejar caer los palets en el carro cuando estos lleguen al final de la manipulación. Para que se puedan almacenar sin problemas ni atranques un mínimo de 12 palets, en primer lugar, el carro debe estar completamente pegado a la manipulación para que cuando los palets salgan de esta se encuentre la continuación en nuestro carro.

Dado que el palet tiene de ancho de base 190 mm y nuestro carro tiene un largo de 1800 mm, no se podrían almacenar más de 9 palets, incumpliendo así el requisito de mínimo 12 palets.

Tras estudiar las opciones se opta por acumular en dos alturas aprovechándonos de la gravedad para que los palets se desplacen hacia el final. Para ello se diseña un transporte de rodillos con inclinación en forma de C de manera que cuando el carro se encuentre en posición de trabajo, el primer rodillo de este transporte se encuentre a continuación de la manipulación existente en la fábrica (rodillo más alto del carro). Una vez que el palet entre en el transporte de rodillos irá deslizándose hacia el final del transporte donde lo frenará una chapa final.

Para evitar sonidos excesivos con los golpes, las zonas del transporte en las que el palet choca se recubrirán con goma espuma, evitando así un fuerte sonido y un desgaste del palet al colisionar.

En la siguiente figura se puede observar a los carros colocados ya en la zona de trabajo con algunos

palets almacenados y otros deslizándose por el transporte. El transporte tiene una capacidad máxima de 18 palets, bastante por encima del requisito mínimo.

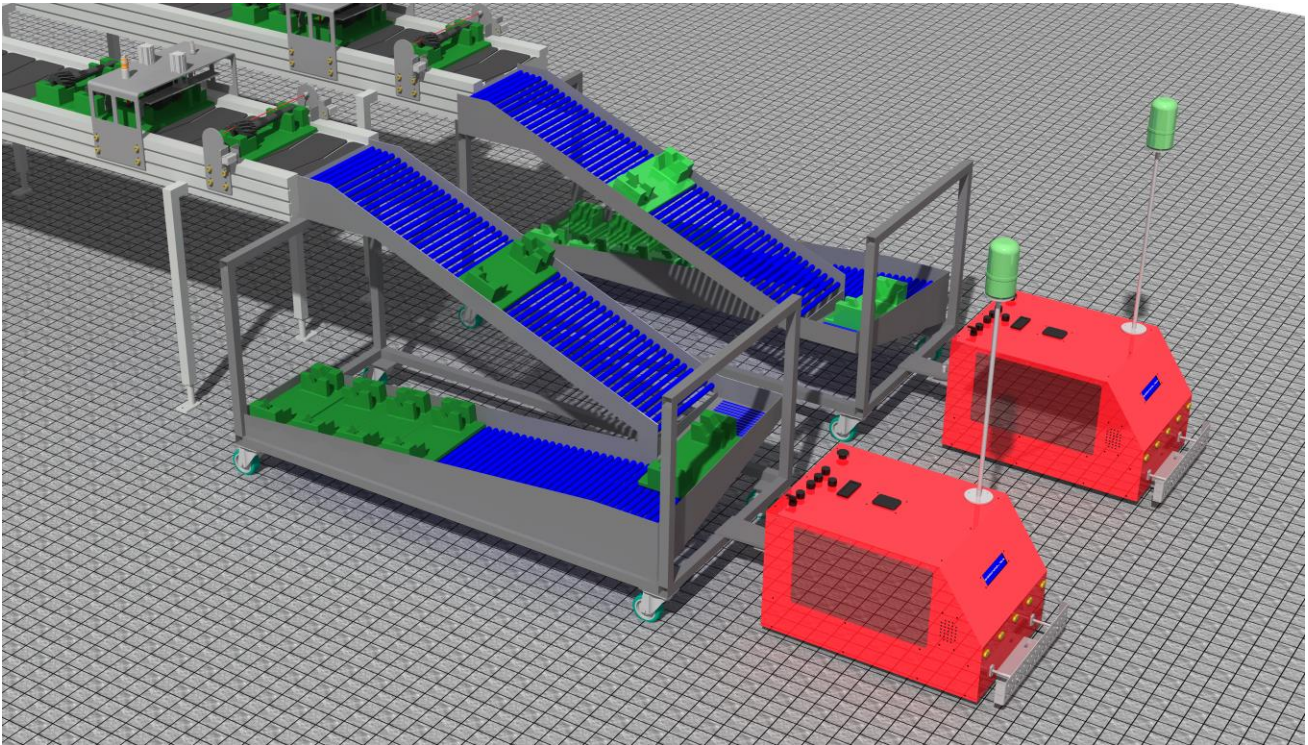


Figura 60. Acumulación de palets.

➤ *Acumulación de árboles*

Para la acumulación de árboles se deben tener en cuenta dos aspectos fundamentales: las dimensiones externas del carro y el alcance del cobot.

La zona de reposo será mediante picaderos similares a los diseñados para la mesa de descarte del control de medida

Las dimensiones externas ya se han comentado anteriormente y , tras estudiar las dos distribuciones disponibles (eje del árbol paralelo al largo o al ancho del carro), se opta por una distribución de árboles de tal manera que el eje de revolución del árbol se encuentre paralelo al lado corto del carro.

Esta decisión se debe a que sobre el ancho caben dos arboles en paralelo de manera holgada, pero sin derrochar mucho espacio. Diseñando picaderos en una sola altura para la distribución comentada se podría tener una capacidad máxima de 22 árboles, lo cual sería más que suficiente para el requisito. Pero el transporte de rodillos elimina bastante espacio, en concreto, los picaderos se soldarán a la parte superior del carro (cuanta más altura más favorable será para la dejada del robot). Si calculamos el volumen que nos elimina el transporte de una capa completa de árboles vemos que en total se pueden almacenar 16 árboles. Como 16 sigue siendo bastante mayor que 12, esta distribución es viable en cuanto a espacio del carro.

Debido a las grandes dimensiones del carro, el alcance del cobot es vital ya que puede ser que el robot no sea capaz de alcanzar algún punto del carro.

Tras estudiar el alcance del robot con el paquete de simulación de Catia se observa que de los árboles que se encuentran en los extremos (zonas más desfavorables) se alcanza a todos excepto a uno, al que se encuentra detrás del transporte ya que el brazo colisionaría con la chapa del transporte.

Eliminando ese picadero se diseña finalmente el carro con una acumulación de 15 árboles con sus respectivos palets. Esto se puede observar en la figura 61 en la cual el carro que se encuentra más

cercano tiene una acumulación de 6 árboles y palets, mientras que el carro del fondo estaría a máxima capacidad (15 árboles y palets).

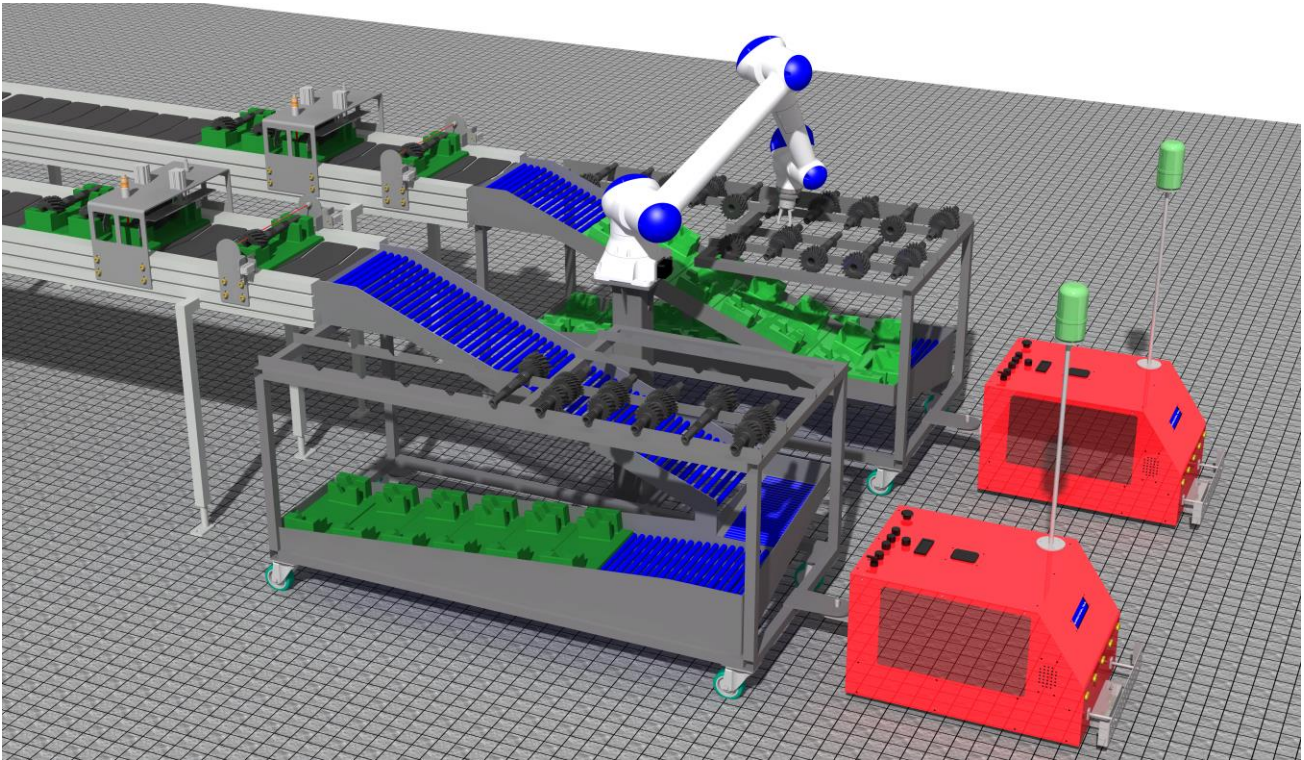


Figura 61. Carros de descarga

Una vez obtenido el diseño, se deben realizar las siguientes comprobaciones:

➤ **Peso del carro**

Como se ha comentado anteriormente, el carro no puede superar los 350 kg, de lo contrario el AGV sería incapaz de controlar su movimiento. Para calcular el peso del carro se carga con árboles primarios (más pesados que los secundarios) y sus palets. Utilizando la herramienta Measure de Catia obtenemos un peso total de 363,1 kg.

Para aligerar el peso del carro se decide disminuir los tubos de la estructura a 35x35x1,5 y a disminuir el espesor del transporte de rodillos de 4 a 3 mm. Una vez realizadas estas modificaciones obtenemos un peso de 286,6 kg.

➤ **Estudio estático de la estructura**

Se elimina el transporte de rodillo para facilitar el cálculo en el estudio. En cambio, como su peso es muy elevado (160 kg) hay que tener en cuenta las fuerzas gravitatorias del transporte que actúan sobre el carro.

Para calcular las fuerzas que transmite el transporte al carro se realiza un estudio del transporte aislado del carro. A este se le aplican las siguientes fuerzas: la gravedad de todos los elementos del transporte y una fuerza distribuida sobre todos los rodillos equivalente al meso de 15 palets (37,5 kg). Para simular las condiciones de contorno se empotran todas las caras que se encuentran soldadas a la estructura. En la figura 62 se muestra el transporte con las condiciones de contorno.

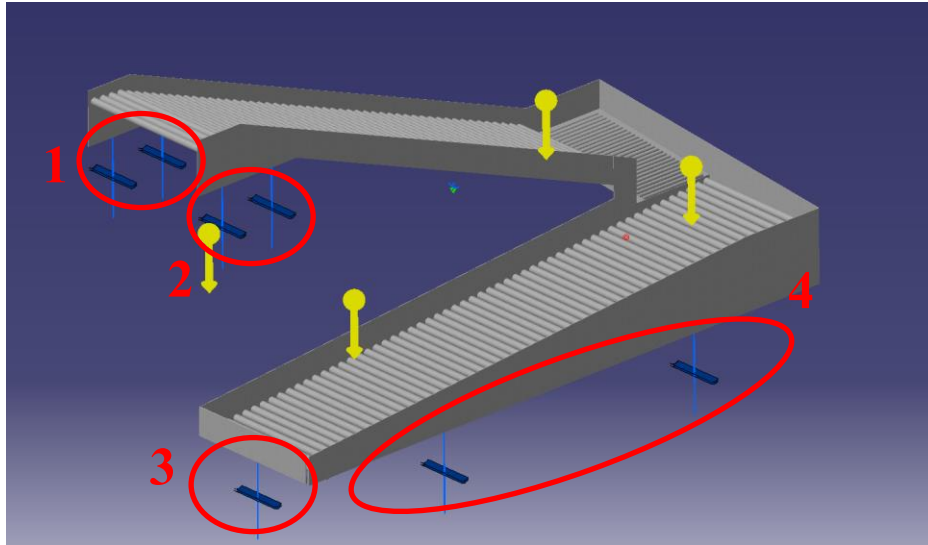


Figura 62. Condiciones de contorno transporte

Una vez calculado mostramos las reacciones de los apoyos y se obtienen los valores que se observan en la siguiente tabla.

Tabla 4. Reacciones apoyos transporte

Apoyo	1	2	3	4
Valor (N)	352,4	251,9	275,6	691,5

Simulando estas condiciones junto con el resto de condiciones de contorno que tiene el carro (apoyado en la chapa de las ruedas, carga de eje primario en todos los picaderos y soldadura rígida en todos los puntos) obtenemos el mapa de tensiones de von Mises y el mapa de desplazamientos mostrado en las figuras 63 y 64 respectivamente.

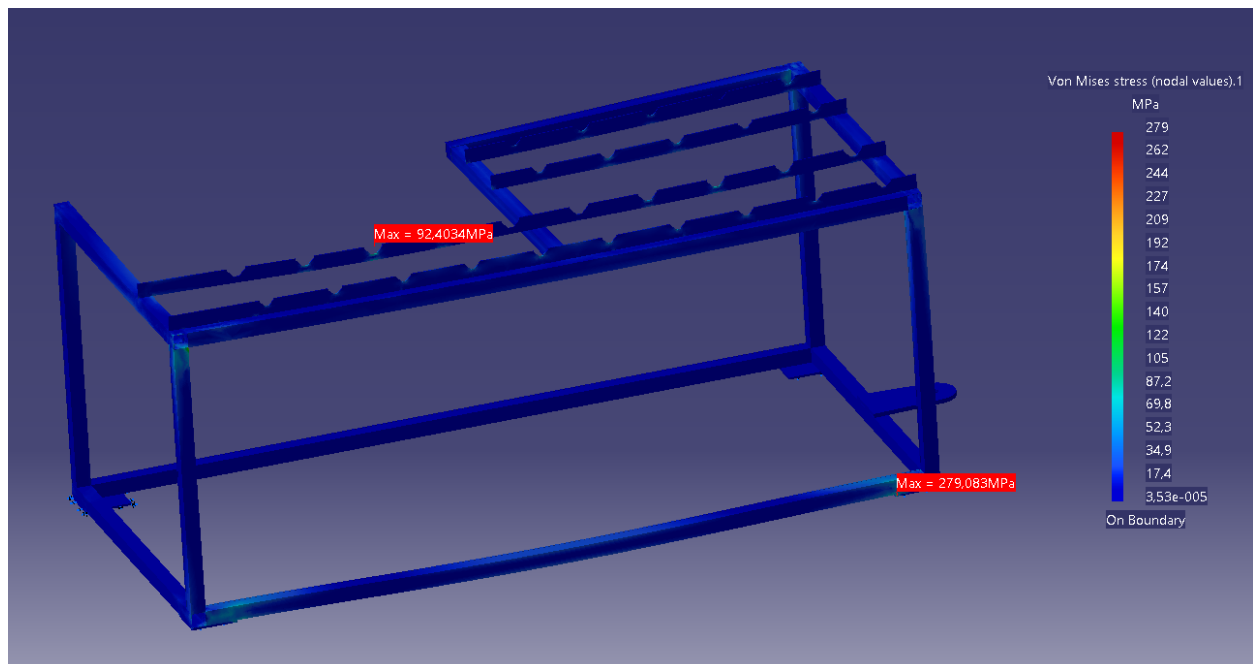


Figura 63. Tension de Von Mises estructura carro

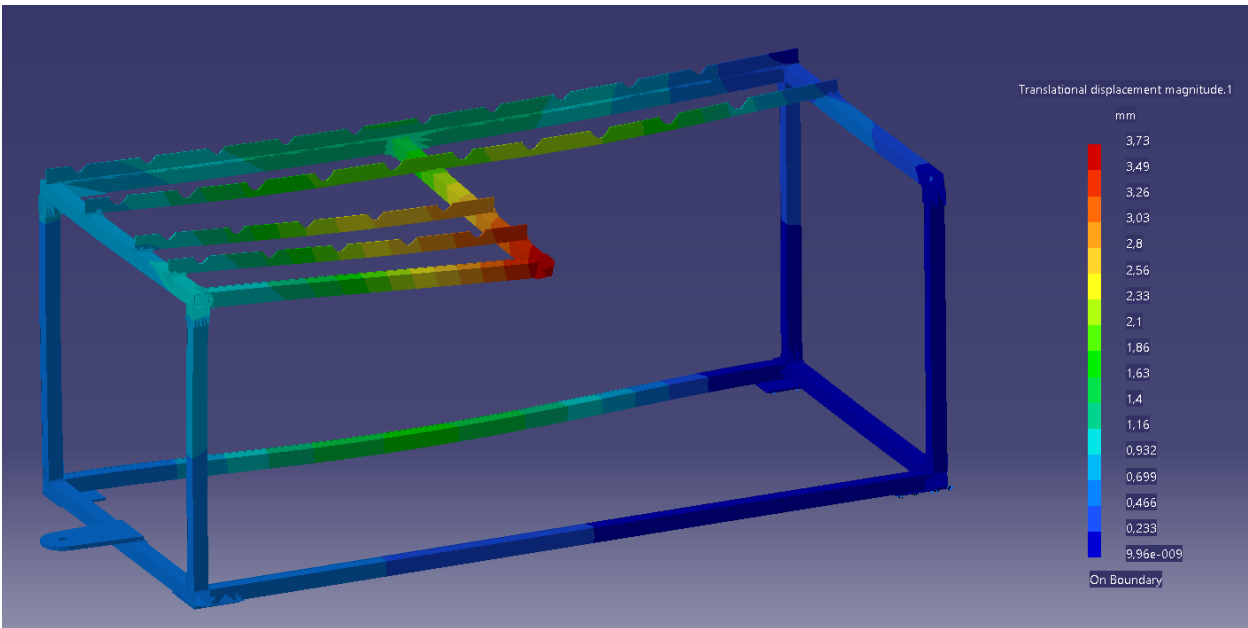


Figura 64. Desplazamientos estructura carro

Como se puede observar en las figuras, aunque el desplazamiento máximo que se produce es de 3 mm (desplazamiento aceptable en esta estructura), la tensión máxima de von Mises es 279 MPa, valor mayor al límite elástico del acero que es del material que está fabricada la estructura.

Se ha colocado un sensor en los picaderos para ver cuál es la tensión máxima que se produce en todos los picaderos. Esta tensión máxima es 93 MPa, por tanto, el grosor de los picaderos lo damos como válido.

Para obtener una estructura válida se va aumentando el espesor del tubo que contiene la máxima tensión hasta que la máxima de ese tubo sea inferior al 20% del límite elástico.

Tras realizar los siguientes cambios: larguero inferior largo (35x35x2 mm), pilares (35x35x1,5 mm), resto de tubos (35x35x1mm), obtenemos el siguiente mapa de tensiones máximas de von Mises.

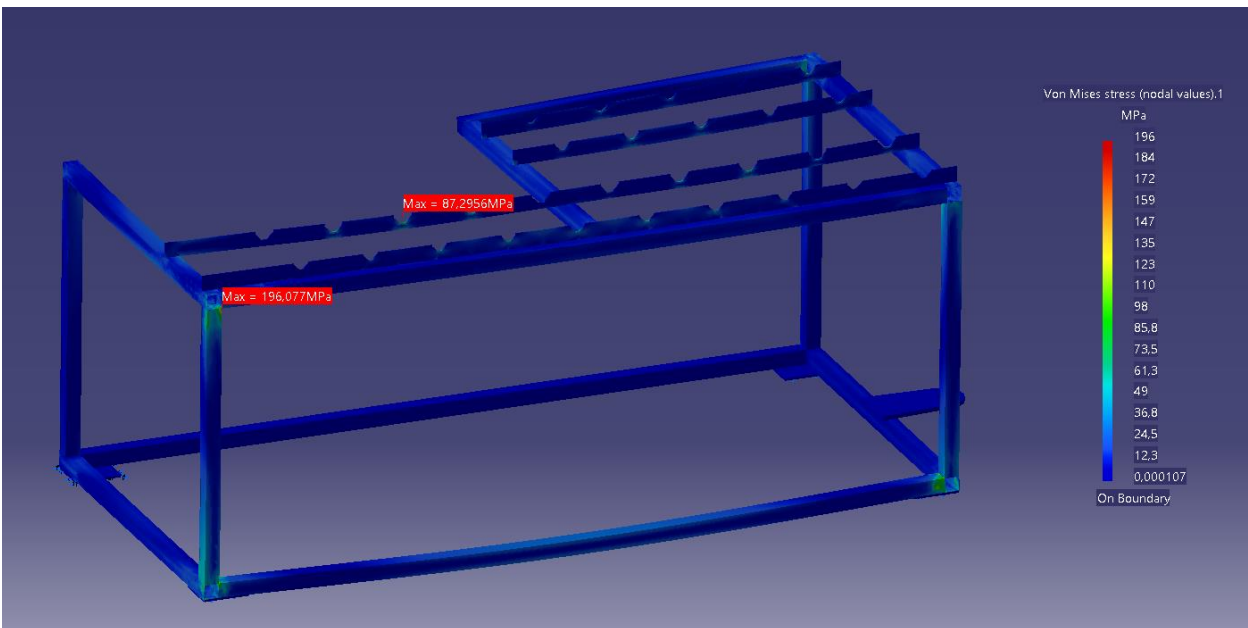


Figura 65. Tensiones máximas de Von Mises estructura carro final

Se ha aumentado el espesor de algunos tubos lo que implica un aumento de peso. Volvemos a calcular el peso del carro cargado y obtenemos un peso total de 298,6 kg. Como ya se cumplen los requisitos de diseño tanto en tensión como en peso máximo damos como válido el diseño del carro.

4.2.5 Estructura reposo carros

Es necesaria una estructura que detenga el carro cuando el AGV llegue con este. Se deben tener en cuenta los siguientes puntos:

- Ante un posible error de cálculo de frenada del AGV, la estructura debe estar preparada para fuertes cargas, pero sobre todo hay que tener en cuenta el diseño del carro, pues este será más débil que la estructura. Por tanto, sería interesante diseñar una estructura que reparta las cargas sobre la mayor superficie posible del carro y en sus puntos más rígidos.
- La estructura de reposo debe ser capaz de posicionar siempre el carro de tal manera que el transporte de rodillos se quede a pocos cm de la manutención.
- Además de lo comentado en el punto anterior, la estructura debe ser capaz de guiar el carro y centrarlo. Pues si el carro no queda bien centrado podría haber atascos o caídas de palets en su paso de manutención al carro, o el cobot no colocar el árbol bien entre los picaderos provocando así caídas de estos.

Teniendo en cuenta todos los requisitos, se diseña una estructura individual para cada carro. Esta estructura se compone de dos pilares de perfil 80x80x2 mm anclados al suelo con una placa de anclaje de 8 mm. Estos perfiles se unen mediante dos travesaños 50x50x2 mm que a parte de reforzar la estructura serán el tope del carro dónde este reposará. Como el carro golpeará constante contra estos, se colocan a alturas estratégicas; el travesaño inferior estará a la altura de los tubos inferiores de la estructura del carro, golpeando así en la zona más rígida del carro.

Para asegurar que el carro siempre queda pegado se instala un imán neumático fijado al travesaño inferior de tal manera que cuando un carro se acerque, se activará el imán neumático y sujetará al carro siempre en la misma posición. Cuando el carro esté lleno, el imán se desactivará y le permitirá al AGV llevarse el carro.

Para el guiado y centrado de carro se fijan dos chapas de 8 mm en forma de embudo a los pilares, de tal manera que, si el carro llega descentrado, estas chapas vayan guiándolo hasta encontrarse en la posición correcta.

Para seleccionar el imán neumático, entramos en la página web de SMC [11]. La serie MHM que son imanes neumáticos de diferentes diámetros (diferente fuerza de sujeción). Seleccionamos el de mayor diámetro que tiene una fuerza de sujeción máxima de 1000N pudiéndose regular.

El diseño final de la estructura se muestra en la siguiente figura 66.

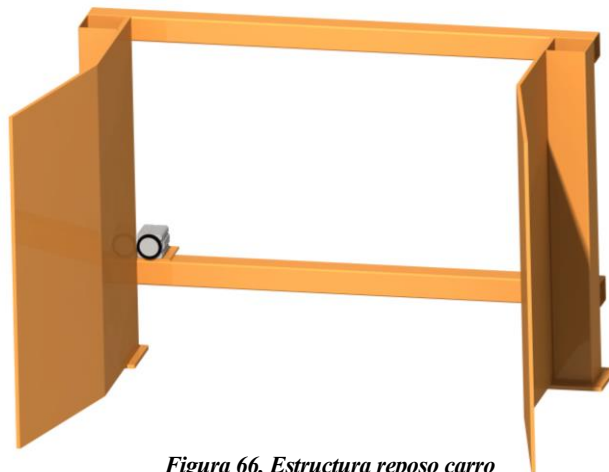


Figura 66. Estructura reposo carro

4.2.6 Armario y controladora

4.2.6.1 Armario eléctrico

El armario eléctrico a diferencia del armario utilizado en el control de medida no tiene por que tener tanta profundidad (no hay servomotores).

El número de entradas y salidas es muy bajo, por tanto, con un armario de pequeñas dimensiones se podrá albergar todos los elementos.

Entramos en la pagina de ide [18] y seleccionamos el armario GN302015 que tiene unas dimensiones exteriores 300x200x150 mm.

El armario debe contener 2 botoneras (para activar la descarga en los carros) y una seta de emergencia.

El peso aproximado del armario eléctrico es 30 kg.

4.2.6.2 Controladora

Puesto que el cobot utilizado es el HC10 al igual que en el bloque de control de medida, la controladora será la misma, la YCR1000 que tiene un peso como ya se dijo de 72 kg.

Como solo se necesita un armario eléctrico y una controladora, se diseña una estructura capaz de albergar ambos elementos y se colocará en una zona donde a la vez que se esté operando en estos armarios se pueda observar a la perfección el trabajo de este bloque.

Para el diseño de la estructura cogemos un diseño similar al realizado en las estructuras del bloque de medida.

La configuración de los armarios será tal que la controladora y el armario eléctrico se encuentran apoyados a la misma altura y sobresaliendo ambos a la misma altura.

Los perfiles de la primera configuración serán los mismos que se utilizaron para el diseño final de los armarios del bloque de medida, estos perfiles eran 30x30x1 mm. Puesto que las cargas son similares, la estructura debe estar cercana a la solución.

Se simulan las cargas aplicadas por el peso propio de los armarios y , tras aplicar las condiciones de controno y soldadura entre elementos, obtenemos el mapa de tensiones de von Mises mostrado en la siguiente figura 67.

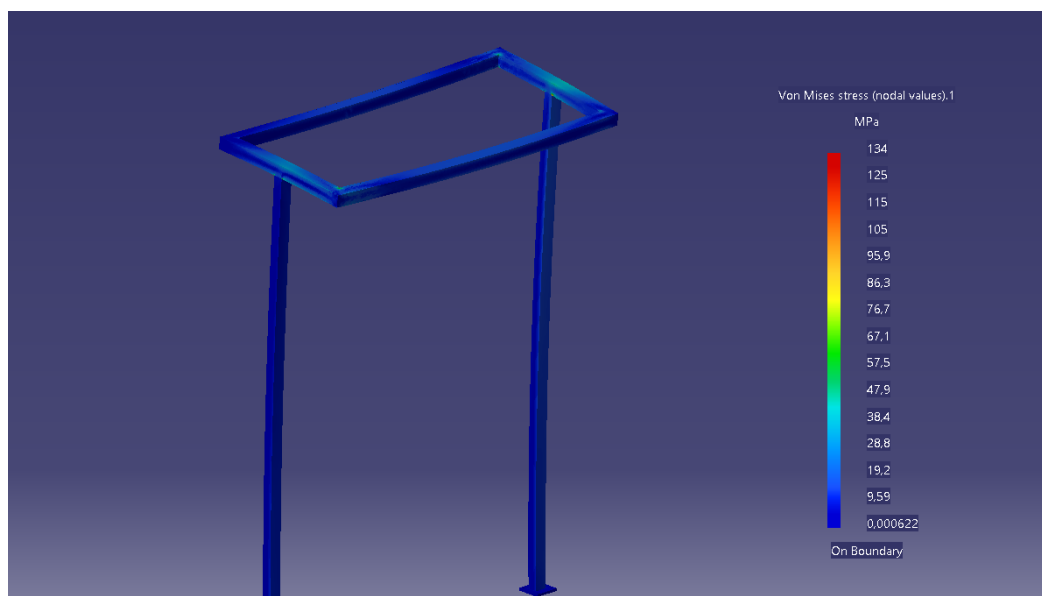


Figura 67. Estudio MEF estructura armarios de descarga

Como podemos observar, la tensión máxima de von Mises que se produce es de 134 MPa. La tensión máxima de von Mises (134 MPa) y puesto que la estructura es de acero, nos encontramos con una tensión bastante inferior al límite elástico.

Como se cumple el requisito damos como válido el diseño de la estructura de armarios.

Tras diseñar la estructura de armarios, damos por concluido el diseño del bloque de descarga el cual mostramos en la figura 68.

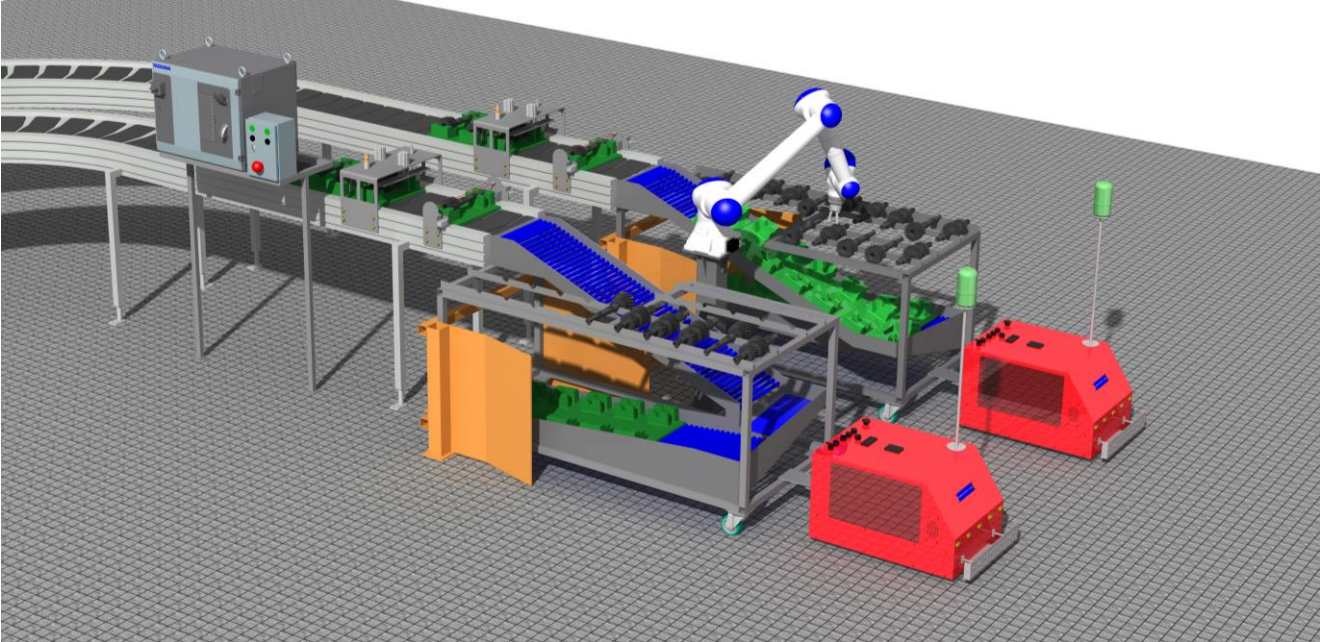


Figura 68. Bloque de descarga

Una vez concluido el diseño de ambos bloques, podemos dar por concluido el diseño de la línea al completo. En las figuras 69, 70 y 71 se observan los renderizados de la línea completa.

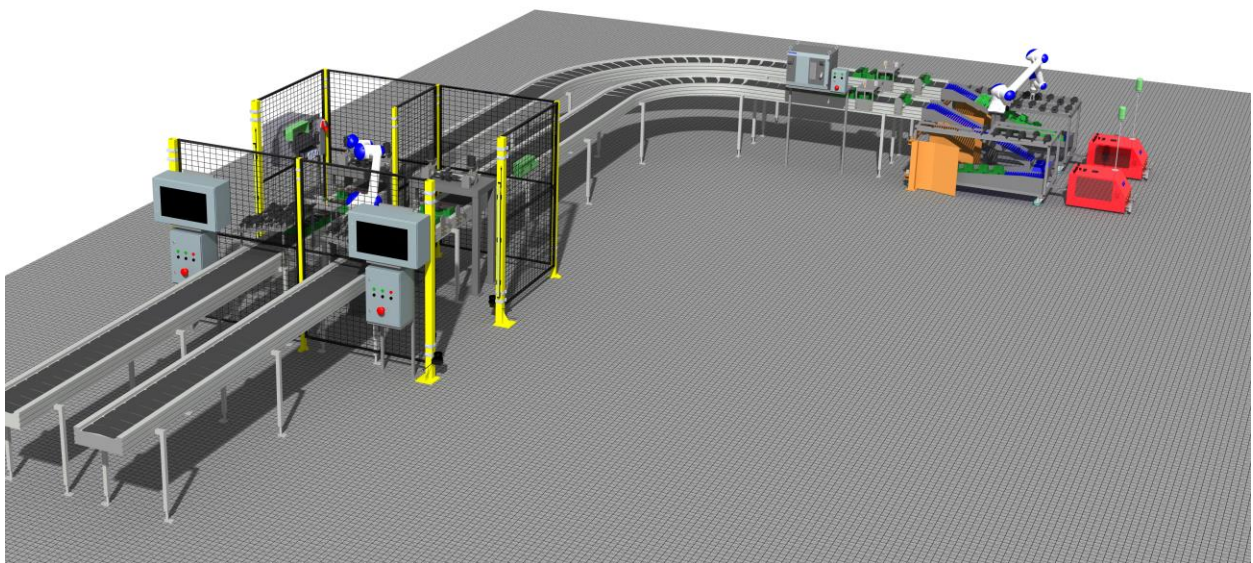


Figura 69. Renderizado línea completa 1

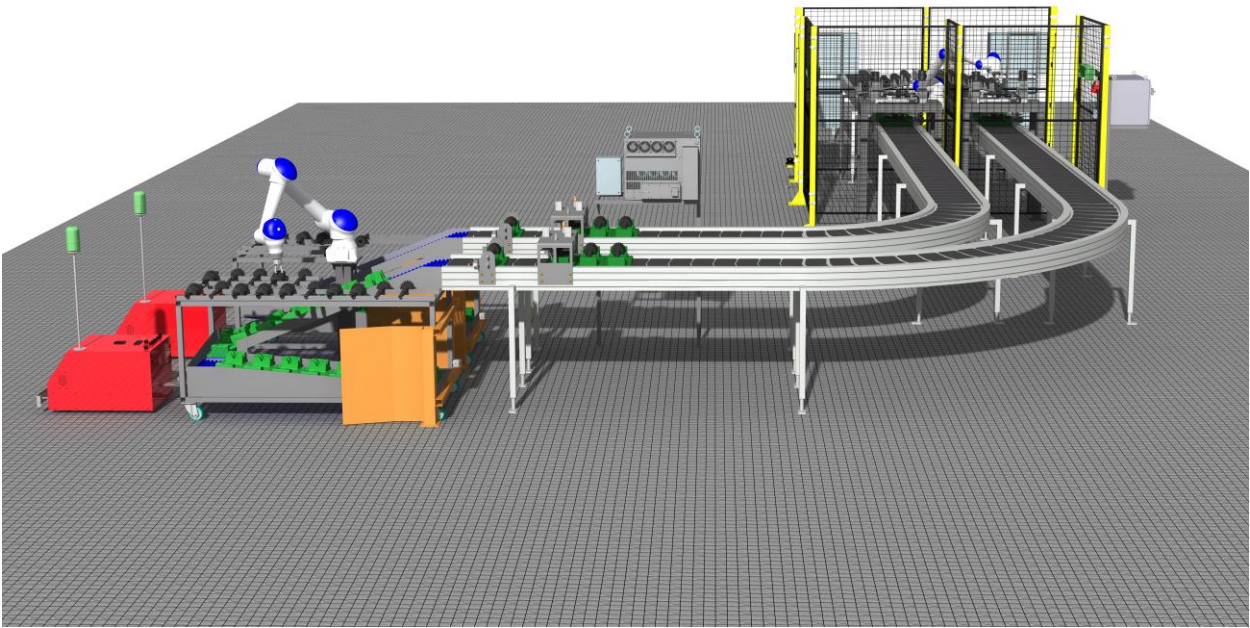


Figura 70. Renderizado línea completa 2

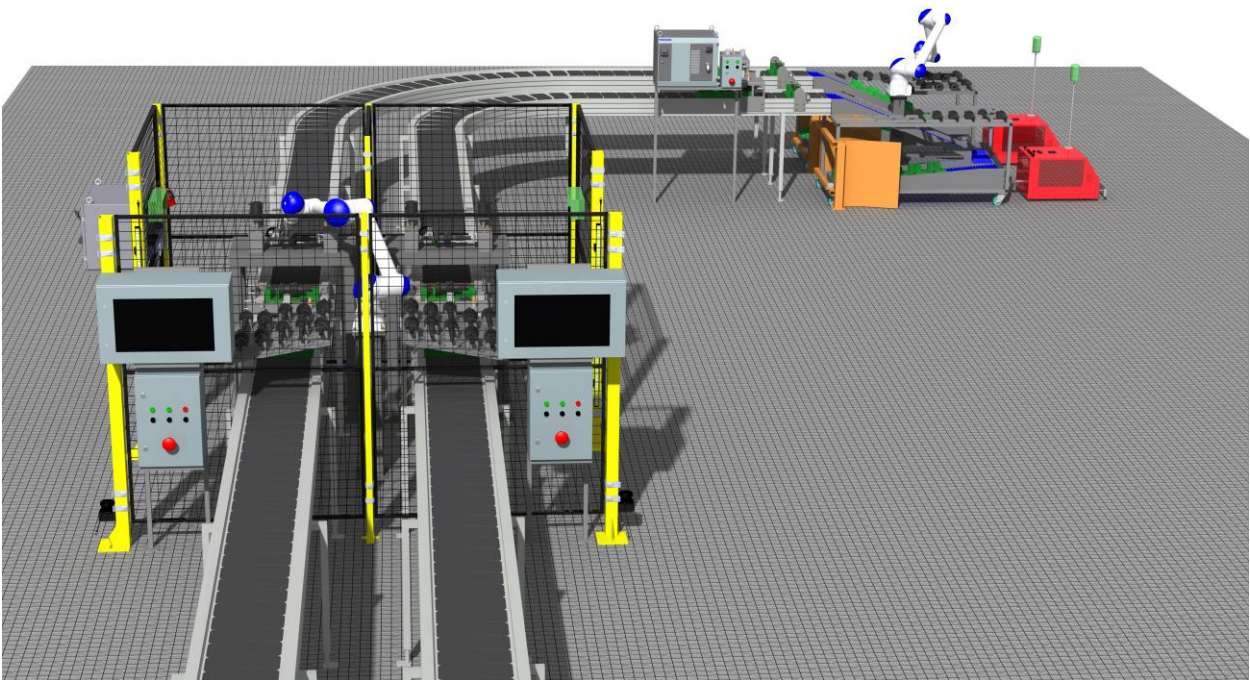


Figura 71. Renderizado línea completa 3

5 REFERENCIAS

- [1] Olesa Oleohidraulica Española SA. (2018). *Algunos datos acerca del sector automotriz en España*. Recuperado de <http://www.olesa.es/noticias/sector-automotriz-en-espana>
- [2] Asociación Española de Robótica y Automatización Tecnologías de la Producción. (2017). *Estudio anual 2017. Estadísticas de robótica industrial en España*. Recuperado de <https://www.aer-automation.com/wp-content/uploads/2017/06/ESTUDIO-COMPLETO-2017.pdf>
- [3] KUKA. (2020). *Robots industriales de KUKA*. Recuperado de <https://www.kuka.com/es-es/productos-servicios/sistemas-de-robot/robot-industrial>
- [4] Universal Robots. (2020). *Controles de calidad, pruebas y mediciones precisas con la ayuda de brazos robóticos*. Recuperado de <https://www.universal-robots.com/es/aplicaciones/control-de-calidad/>
- [5] Instituto de Astrofísica de Canarias. *Máquinas de medir por 3 coordenadas*. Recuperado de <https://www.iac.es/es/ciencia-y-tecnologia/tecnologia/medios-tecnicos/maquinas-de-medir-por-3-coordenadas>
- [6] CMZ Machine Tool Manufacturer S.L. (2020). Recuperado de <https://www.cmz.com/es/torno-multitorre-decoletaje-serie-ttl>
- [7] Torrecilla, Eduardo. (2012). *El gran libro de CATIA*. (2ª ed.). Barcelona: Marcombo
- [8] Zienkiewicz, O.C. (1982). *El método de los elementos finitos*. Reverté.
- [9] Vasquez Angulo, Jose Antonio. (2011). *Análisis y diseño de piezas con Catia V5*. (2ª ed.). Barcelona: Marcombo
- [10] Yaskawa. (2020). *Serie HC. Robots colaborativos de 6 ejes con 6 sensores integrados*. Recuperado de https://www.yaskawa.es/productos/robots/collaborative/seriesdetail/serie/serie-hc_493
- [11] SMC. (2020). Recuperado de <https://www.smc.eu/es-es>
- [12] Tecnopower. (2017). *Guías Lineales. Bolas y rodillos*. Recuperado de <https://www.tecnopower.es/guías-lineales-de-bolas-series-hg>
- [13] Heidenhain. (2020). *Palpadores de medida*. Recuperado de https://www.heidenhain.es/es_ES/productos/palpadores-de-medida/
- [14] Sick. Sensor Intelligence. (2020). Recuperado de <https://www.sick.com/es/es/>
- [15] Ingemecánica. *Prontuario de Perfiles Mecánicos*. Recuperado de <https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>
- [16] Igus. (2020). Recuperado de <https://www.igus.es>
- [17] Omron Automatización Industrial. (2020). Recuperado de <https://industrial.omron.es>
- [18] IDE Electric SL. (2020). Recuperado de <https://ide.es/esp>
- [19] Bannantine J.A., Comer J.J., Handrock J.L. (1990). *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*. New Jersey: Prentice Hall.