



Universidad Nacional de San Luis
Facultad de Ingeniería y Ciencias Agropecuarias

***DISEÑO DE UN SISTEMA INTEGRAL DE ROLADO
AUTOMATIZADO CON MONITOREO SCADA Y MECANISMO
DE AMORTIGUACIÓN PARA PIEZAS A ALTA
TEMPERATURA.***

Autores

Arellano Agustín Julián

Osorio Chimeno Agustín

Trabajo final de Ingeniería Mecatrónica

Director

Dr. Ing. Catuogno Guillermo Ricardo

Co Director

Ing. Pinna Gonzales Federico Luis

Asesor

Ing. Edgar Gustavo Lucero (Supervisor de mantenimiento, CRAFTMSA)

**Villa Mercedes, San Luis
2025**

DERECHO DE AUTOR

©2025 Arellano Agustín Julián, Osorio Chimeno Agustín

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

Agradecimientos

Deseo expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia, quienes me brindaron su apoyo incondicional a lo largo de estos años de carrera. Estuvieron presentes en los momentos más difíciles y en los más alegres, impulsándome constantemente a seguir adelante. Esta tesis es el resultado directo de su dedicación y confianza.

Agradezco también a mis amigos y compañeros, con quienes compartí horas de estudio, trabajos en equipo y la experiencia enriquecedora de la vida universitaria.

Finalmente, y con especial énfasis, agradezco a mis padres. Sin su sacrificio y esfuerzo, esto nunca hubiera sido posible. Ellos sostuvieron no solo mis estudios, sino también la dificultad emocional de verme lejos del hogar, demostrando una entrega que trasciende lo que las palabras pueden expresar.

Agustín Osorio

¡Qué decir a tantísimos en unas pocas palabras! Con los años coseché una reputación bastante ambivalente de “guitarrero”, de complicar algo podría decirse en una o dos oraciones y extenderlo en varias carillas. Siempre fui de los últimos en terminar los parciales por esto, y siempre le dio trabajo a mis queridos amigos y familiares entenderme cuando me voy por las ramas. Y ahora, justamente, en este mismo párrafo incluso, eso me juega en contra ¡ya se fue un párrafo y todavía no agradecí a nadie! Pero habiendo hecho ya esta, para mis estándares, brevísima introducción, veamos cómo has dejado una marca indeleble en mí.

Este proyecto, así como mi vida, es para Mirtha, Héctor Daniel, Diego y Cristian; Norma, Normita y Daniel Eduardo; Susana, Axel y Sofía; Lito, Marciano y Rosa. Que no solo me criaron y me encausaron hasta ser el (casi) ingeniero que ahora soy, sino que también tuvieron que aguantar mi cara de perro, temperamento, berrinches e ingratitud. A ustedes, el resto de mi vida les será dedicada enmendar cuanto pueda todas mis deudas personales y, con la gracia de Dios, ser también una fuente de tranquilidad, sencillez, alegría y amor.

Es también para ustedes, Carlos Joaquín, Tanke, Facundito, y Elian; Bauti, Nacho, Mariano y Narigón; Juampi, Marquitos, Vale, Lepito y Fran. Ustedes me acompañaron durante todo el viaje que fue transitar la universidad, y he de decir que nunca, jamás, tuve que luchar

solo. Los momentos que compartimos me van a acompañar y animar día a día, como ustedes lo hicieron los últimos 7 años.

Para ustedes es este proyecto, Dani, Pibe, Tomi y Tata; Facu, Brian, Lucas y Bruno; Pina Agustín, Pina Ignacio, Juan y Eduardo; Julio, José y Eleonora; Ine, Ana, Luli, y Lara. Y tantos más a quienes quiero agradecer, pero no me animo, porque no quiero olvidarme de ninguno ¡Ustedes se sumaron bien tarde a este viaje! Y aun así, fue gracias a ustedes que me fue revelada la etapa más importante de mi vida. Ustedes fueron los medios a través de los que me desarmaron, y actualmente me están volviendo armar nuevo. De ustedes conocí una sencillez, una vocación, un cariño y una voluntad sin las cuales ahora me sentiría muy despojado. Gracias a ustedes, me fue mostrado que los gestos más ínfimos tienen el poder de avivar la hoguera más abrasadora.

A todos y cada uno, mi corazón.

Para ustedes, dedicados docentes, es este trabajo. Deseo agradecer, especialmente, para los estimadísimos Daniel Morano, Gabriel Iglesias, Ramiro Rodrigo, Juan Pablo Demichelis, Guillermo Catuogno, Federico Pina, Lucas Rodrigo, Fernando Mezzano y Lucas Martín Fernández, por su inmenso aporte al profesional que he intentado formar en mi estos años. Y a todos los docentes de la Universidad Nacional de San Luis con los que tuve la oportunidad y privilegio de haber compartido mi formación académica. Incluso las observaciones más escuetas han encontrado su camino a mi conciencia.

Por último, no podía faltar, mi más genuino agradecimiento a quien ha de presentar este trabajo conmigo en unas horas. A vos, Agustín Omar, te debo no solo la posibilidad de poder estar redactando esta dedicatoria, sino que también estoy en deuda con vos por haber, genuinamente, cambiado mi vida, espero que de forma inexorable. Soy lo que soy actualmente, en gran parte, gracias a vos. Gracias por la paciencia y la dedicación.

Al Dios único y trino, y la virgen María. Que secreta y constantemente, gestaron toda mi existencia, trabajan en ella con las manos de todos los que he mencionado ya, me amparan, me contienen y me iluminan cuando la oscuridad parece completa.

Con mucho, mucho, amor y acelerada expectación, Agustín Arellano

Resumen

El origen del presente proyecto se remonta a un proceso de forja ideado por la empresa CRAFTMSA S.A., localizada en ruta nacional N°7 km 698.5, Villa Mercedes, San Luis. El proceso consiste en la deformación de piezas de acero a altas temperaturas. Cuenta con un grado de automatización parcial, requiriendo de la intervención de un operario para manipular las piezas sometidas a la deformación. Este trabajo manual requiere de un esfuerzo físico significativo por parte del operario en un entorno peligroso, rodeado de maquinaria pesada en funcionamiento, como prensas o rodillos, superficies sólidas, angulosas o afiladas al descubierto, y piezas de metal a gran temperatura. Todos estos factores exponen al operario a lesiones y accidentes de trabajo, que resultan en malestar, discapacidad y rehabilitación del trabajador herido, y en pérdida de productividad en la línea de producción. Adicionalmente, la empresa debe buscar un reemplazo para el puesto vacante tras el accidente de trabajo, tarea que consume tiempo y recursos en la búsqueda y capacitación de los candidatos. Las imprecisiones en la manipulación de las piezas, como un mal posicionamiento o una caída, resultan en productos defectuosos, fuera de especificaciones o dañados; productos que no satisfacen los requisitos de calidad y deben ser desechados. La fatiga y el cansancio soportado por los operarios de la empresa durante los largos turnos de trabajo repetitivo, en un ambiente de trabajo agotador debido a la elevada temperatura y niveles de ruido en el ambiente, maximizan el riesgo de errores humanos y descuidos. Tales errores tienen como resultado fallas en los productos del proceso y acciones inseguras, que pueden resultar en accidentes de trabajo. Todos los problemas antes mencionados resaltan la ineficiencia y los riesgos de un proceso semiautomatizado. Depender de la acción del operario hace que el proceso genere gastos adicionales a la empresa, redireccionando insumos y recursos valiosos. Es por ello que la empresa ha decidido buscar un proceso de forja alternativo, mediante el cual sea posible prescindir de las operaciones manuales. Dada la naturaleza del proceso, con movimientos cíclicos, en tiempos y condiciones de trabajo constantes, en un ambiente controlado, donde las entradas del proceso son siempre las mismas y donde la transformación de insumos no varía, se considera que las condiciones son adecuadas para sustituir al operario por accionamientos y dispositivos mecatrónicos. Estos últimos integran la fuerza y el movimiento de componentes mecánicos, con la electrónica y la programación, a fin de realizar la rutina de trabajo de un operario de forma eficiente y controlada. La finalidad de este proyecto es, mediante el análisis del proceso, sus componentes y su ejecución, proporcionar una reestructuración teórica del proceso, de manera que sea posible completar su automatización.

Palabras clave – accidentes, automatización, forja, operario, repetitivo, riesgo.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1: Propuesta	16
Introducción	16
Objetivos	16
Objetivo general	16
Objetivos específicos.....	16
Alcance y limitaciones	17
Marco teórico	18
CAPITULO 2: Efecto Final	22
Etapa de pre diseño	22
Sistema de Manipulación.....	23
Producto	23
Proceso.....	25
Consideraciones según las características del producto.....	26
Posibles soluciones de sistemas de manipulación robótica	28
Garra mecánica de contacto por presión.....	28
Garra Paralela.....	30
Garra angular.....	30
Garra radial	31
Sistemas de aspiración por aire.....	32
Criterios de selección del sistema de manipulación más apto	35
Selección de la mejor solución	37
Tecnología de accionamiento	39
Actuador hidráulico	40
Actuador neumático	41
Actuador eléctrico	41
Criterios de selección de la mejor solución	42

Selección de la mejor solución	43
Material.....	46
Posibles materiales a adoptar	48
Criterios de selección de la mejor solución	51
Selección de la mejor solución	54
Resumen de la etapa de prediseño.....	57
Etapa de diseño	58
Fuerza del cilindro neumático	59
Diámetro del cilindro neumático.....	64
Esfuerzos de compresión en la pieza	66
Carrera del cilindro neumático	67
Simulaciones de esfuerzos y deformación.....	70
Deformación.....	70
Fuerza de contacto	72
Esfuerzo Cortante en Pernos.....	73
Calculo de expansión térmica.....	74
Juego y Ajuste de pernos	76
CAPITULO 3: Posicionador de trozos.....	77
Calculo de fuerza que debe ejercer el cilindro.....	78
Esfuerzo cortante del eje de pivot	80
Longitud de carrera del cilindro	82
Diseño de componentes del sistema y materiales.....	83
CAPITULO 4: Mecanismo de amortiguación.....	86
Variantes de amortiguación.....	87
Selección	89
Diseño de cabezal móvil	90
Carrera del cilindro y recorrido guiado.....	92
Carros guías	94
Diámetro del cilindro sin vástago.....	95

Pernos como elemento de unión en el cabezal móvil	97
Soporte de guías y cilindro con brida para conexión a robot	102
CAPÍTULO 5: Sistema de control del mecanismo de amortiguación.....	108
Modelado matemático del cilindro neumático.....	109
Rigidez neumática	110
Amortiguamiento equivalente	112
Función de transferencia en lazo cerrado y respuesta del sistema	114
Análisis de respuesta transitoria.....	115
Análisis de respuesta en estado estacionario.....	117
Requisitos de control y especificaciones de desempeño.....	119
Diseño de control	122
CAPÍTULO 6: Selector de trozo y cinta transportadora.....	130
Diseño preliminar del sistema de separación de trozos.....	131
Cinta de malla	133
Potencia de motor de la cinta.....	134
Caja Reductora	137
Diámetro de eje de transmisión	137
Cilindro desviador de trozo.....	139
CAPÍTULO 7: Robot IRB 6400.....	142
Layout del proceso.....	144
Targets del proceso	146
Etapa de sujeción	147
Etapa de rolado	148
CAPÍTULO 8: SCADA	153
Cantidad de variables, sensores y actuadores	153
Esquema de red.....	155
Bus de campo.....	155
Selección de componentes.....	156
Sensor de temperatura infrarrojo digital	156

Sensor Inductivo	158
Sensor de corriente AC	159
Sensor de corriente DC	159
Controlador lógico	160
SCADA con Node-RED	165
CAPÍTULO 9: Conclusiones	170
Efector final	170
Posicionador de trozos	170
Sistema de amortiguación	171
Sistema de control del mecanismo de amortiguación	171
Selector de trozos y cinta transportadora	171
Robot IRB 6400	171
SCADA	172
Conclusión final	172
Validación experimental	173
Referencias Bibliográficas	175

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N°1. Esquemático del proceso de pre diseño del efector final.	19
Figura N°2. Esquema conceptual en el cual está basada la rutina del robot en el proceso de rolado.	20
Figura N°3. Esquema de relación entre las características de la probeta y las especificaciones del sistema de manipulación.	24
Figura N°4. Grados de libertad de un producto sujetado en una garra mecánica, según su geometría y las superficies de contacto con los dedos de la garra.	28
Figura N°5. Diagrama de cuerpo libre de una pieza sujetada por una garra mecánica de dedos paralelos.....	28
Figura N°6. Distribución de fuerzas de contacto sobre un cuerpo sujetado por una garra mecánica, en función del número de dedos y los puntos de contacto de cada uno de ellos.	29
Figura N°7. Descalibración de una garra mecánica de dedos paralelos, y su posible solución mediante la implementación de dedos en ángulo obtuso.	30
Figura N°8. Comparación del espacio requerido para el accionamiento de una garra radial (izquierda) y una garra de dedos paralelos.....	32
Figura N°9. Diagrama de cuerpo libre y vectores de desplazamiento de las masas de aire en un sistema de aspiración.....	32
Figura N°10. Vista en corte de sistema de eyección con inversión de flujo de aire, presente en un sistema de succión por ventosas.....	33
Figura N°11. Vistas frontales de algunas de las variedades de ventosas más utilizadas en la industria.	34
Figura N°12. Vista en perspectiva de la pieza a rolar.	36
Figura N°13. Vista frontal del sistema de manipulación del efector final: una garra angular accionada por un cilindro neumático.	58
Figura N°14. Vista superior de la garra mecánica angular. Note los dedos terminados en tenazas en forma de “v” a 90°, con dos superficies de contacto.	60
Figura N°15. Cotas del sistema de manipulación y sus ángulos respecto al eje de simetría.	60
Figura N°16. Representación de los ejes X de los sistemas de coordenadas de cada unión atornillada. Los ejes X están alineados con la distancia mínima entre los centros de estas uniones (ver fig. N°15).....	61
Figura N°17. Descomposición vectorial de la fuerza ejercida por el cilindro neumático según el sistema de coordenadas correspondiente a la primera unión atornillada.	61
Figura N°18. Descomposición vectorial de la componente en X' de la fuerza ejercida por el cilindro neumático según el sistema de coordenadas perteneciente a la segunda unión atornillada.....	62

Figura N°19. Distancia mínima entre el pivot y la última unión atornillada de la garra, utilizada como brazo de palanca.	63
Figura N°20. Distancia entre vértices de mordazas cuando el cilindro neumático se encuentra inactivo.	68
Figura N°21. Separación de los vértices de mordaza cuando el cilindro neumático se encuentra activo.	69
Figura N°22. Cilindro neumático MICRO serie C16.	69
Figura N°23. Deformaciones relativas en la garra mecánica del efector final al aplicarle las cargas de trabajo proyectadas.	70
Figura N°24. Tensiones internas de Von Mises distribuidas por el material de la garra mecánica para las condiciones de trabajo proyectadas.	71
Figura N°25. Fuerzas de contacto en el material tras aplicar las cargas proyectadas al sujetar la pieza.	72
Figura N°26. Distribución de fuerzas de contacto superiores a 1 N.	73
Figura N°27. Boceto de la base basculante del posicionador de trozos.	78
Figura N°28. Puntos de aplicación de vectores de fuerza correspondientes a la acción del cilindro neumático y el peso de la pieza.	78
Figura N°29. Diagrama de cuerpo libre de la sección transversal del eje pivot de la base basculante.	81
Figura N°30. Vista de la base basculante en reposo, con el cilindro neumático inactivo.	82
Figura N°31. Desplazamiento lineal del vástago del cilindro neumático para posicionar la base en vertical, a 90° del plano horizontal.	83
Figura N°32. Cilindro neumático MICRO serie CN10.	83
Figura N°33. Vista final en perspectiva del conjunto posicionador de trozos.	84
Figura N°34. Cilindro neumático con vástago.	88
Figura N°35. Cilindro neumático guiado sin vástago, parte de un sistema de amortiguación en un proceso de rolado.	88
Figura N°36. Vista en perspectiva del efector final y su encapsulado, con orejas para su anclaje al cilindro neumático y carros guiados.	90
Figura N°37. Máxima apertura de los dedos de la garra mecánica angular.	91
Figura N°38. Vista lateral izquierda del efector final, su encapsulado, y las eventuales guías lineales y carros anclados a las orejas del encapsulado (izquierda); Máxima apertura de los dedos de la garra mecánica frente a la cara frontal del encapsulado.	91
Figura N°39. Vista de la posición del conjunto efector final y amortiguador durante la aproximación a los moldes en la roladora.	92
Figura N°40. Cilindro neumático MICRO serie OSP-P.	93
Figura N°41. Vista frontal y lateral izquierda de un carril guía Norelem.	93

Figura N°42. Carriles guía y carros de rodamiento fijo Norelem.	94
Figura N°43. Masa del efector final y su encapsulado, obtenida mediante software de diseño y simulación.	94
Figura N°44. Carro guía de rodamiento fijo Norelem, versión compacta.	95
Figura N°45. Distancia entre el centro de masa del conjunto pieza-efector final y el centro geométrico del pistón en el interior del cilindro neumático.	96
Figura N°46. Diagrama de momentos de fuerza en torno a B, correspondiente al centro geométrico del pistón en el interior del cilindro neumático.	96
Figura N°47. Extracto de la ficha técnica del cilindro neumático MICRO serie OSP-P, de las fuerzas y momentos soportados por el pistón según su dirección.	97
Figura N°48. Detalle de la oreja derecha del encapsulado del efector final. Note sus cuatro orificios correspondientes a las uniones atornilladas entre esta y el carro guía (no presente en la imagen).	98
Figura N°49. Diagrama de momentos de fuerza en torno al centro geométrico de las cuatro uniones atornilladas simétricas presentes en cada oreja del encapsulado.	99
Figura N°50. Obtención de la masa de los carriles guías de rodamientos fijos por medio de software de diseño y simulación.	103
Figura N°51. Distribución de esfuerzos internos en el soporte del amortiguador.	103
Figura N°52. Vista en detalle de la brida de sujeción del soporte del amortiguador.	104
Figura N°53. Distancia mínima entre el centro geométrico de la brida del soporte y el centro de masa de masa del conjunto de amortiguación.	104
Figura N°54. Masa del conjunto de amortiguación, obtenida mediante software de simulación (arriba). Diagrama de cuerpo libre para la sumatoria de momentos de fuerza respecto a la brida del soporte.	105
Figura N°55. Distribución de esfuerzos de contacto en la pieza	106
Figura N°56. Relación entre la masa a amortiguar y la máxima velocidad inicial del pistón según su diámetro.	111
Figura N°57. Representación gráfica de la fuerza de fricción viscosa (a), estática (b) y de Coulomb (c) frente a la rapidez lineal (y).	113
Figura N°58. Diagrama de bloques de un sistema en lazo cerrado, con realimentación $H(S)$	114
Figura N°59. Respuesta del sistema sin compensar ante una función escalón unitario aplicada en la entrada.	119
Figura N°60. Detalle de la sobreelongación y tiempo de asentamiento de la respuesta del sistema sin compensar.	120
Figura N°61. Vista del valor en estado estacionario de la respuesta del sistema frente a la referencia unitaria en su entrada.	121

Figura N°62. Diagrama de bloques del esquema de control utilizado, con función de transferencia del compensador expresada como $G_c(s)$	122
Figura N°63. Respuesta del sistema compensado a través de un compensador proporcional integral.	123
Figura N°64. Respuesta del sistema con un ajuste de la ganancia del compensador proporcional integral.....	123
Figura N°65. Representación del lugar geométrico de las raíces del sistema para el ajuste de ganancia visualizado en fig. N°64.....	124
Figura N°66. Respuesta del sistema tras incrementar nuevamente la ganancia del compensador proporcional integral.....	125
Figura N°67. Comparación de las respuestas del sistema con compensación PI y compensación de atraso de fase.....	125
Figura N°68. Comparación de las respuestas del sistema ante una entrada escalón unitario con compensación proporcional integral y proporcional integral derivativo.....	126
Figura N°69. Comparación de respuestas bajo la acción de control de diferentes variantes de compensación PID.	127
Figura N°70. Detalle de la máxima sobreelongación de la respuesta observada en fig. N°69.	127
Figura N°71. Detalle del tiempo de asentamiento de las respuestas del sistema contempladas en fig. N°69.	128
Figura N°72. Especificaciones de la respuesta simulada del sistema.....	129
Figura N°73. Diagrama hierro-carbono.....	131
Figura N°74. Vista del conjunto separador de trozos proyectado. Es posible apreciar la cinta transportadora, el accionamiento separador o scrapper, el tobogán de para piezas rechazadas y la rampa del posicionador de trozos.	132
Figura N°75. Malla de cinta transportadora STEINHAUS tipo 1310.....	133
Figura N°76. Motor de corriente continua DOGA serie 259.	136
Figura N°77. Rodamiento SKF P 20 TF.....	139
Figura N°78. Cilindro neumático MICRO serie CN10	140
Figura N°79. Dirección y distancia de avance del vástago del cilindro neumático.	140
Figura N°80. Ilustración de la posición relativa de los sistemas de coordenadas, incluyendo en su base y en el punto central de la herramienta.	142
Figura N°81. Volumen de trabajo de las diferentes variantes del robot ABB IRB 6400.	143
Figura N°82. Representación de la ubicación y sentido positivo de giro de los ejes de rotación o articulaciones del robot ABB IRB 6400.	144
Figura N°83. Detalle del controlador del robot ABB IRB 6400, sus componentes y sus auxiliares.	144

Figura N°84. Vista general del layout del proceso de rolado.	145
Figura N°85. Vista de planta del layout del proceso de rolado, con el radio de trabajo necesario del robot (ilustrado como el semicírculo punteado, correspondiente a 2400 mm).....	146
Figura N°86. Diagrama de flujo de la rutina proyectada del robot, dispuesto en forma análoga al layout del proceso de rolado.....	150
Figura N°87. Detalle del <i>teach pendant</i> o unidad de programación del robot ABB IRB 6400.	151
Figura N°88. Conexión necesaria, entre ordenador, controlador y manipulador, para cargar la rutina creada en software.	151
Figura N°89. Sensor de temperatura FT-H40K.....	157
Figura N°90. Rango y campo de detección del sensor de temperatura FT-H40K.....	157
Figura N°91. Sensor inductivo de cuatro hilos ECFA SMCU-P1805S-C2.....	158
Figura N°92. Sensor de corriente alterna SILICIO 100 A.....	159
Figura N°93. Sensor de corriente por efecto Hall Winson WC1600.	160
Figura N°94. Control lógico programable SIEMENS S7-1200.	160
Figura.....	161
Figura N°96. Módulo de interfaz Profinet, similar al módulo Profibus-DP de serie IM155-5.	161
Figura N°97. Módulos de entradas y salidas adheribles a la estación de periferia SIEMENS ET 200SP.....	162
Figura N°98. Condicionador de señal PHOENIX CONTACT MACX MCR-UI-UI.....	162
Figura N°99. Módulo de interfaz Profibus serie CM 1243-5.	164
Figura N°100. Esquema de la topología de red Profibus-DP, incluyendo sensores, estaciones de periferia y PLC.....	165
Figura N°101. Pantalla de inicio del SCADA, con mensaje de alarma (derecha).....	166
Figura N°102. Pantalla de motores y sus lecturas (simuladas) de corriente.	166
Figura N°103. Pantalla <i>Robots</i> , con indicadores correspondientes a las lecturas de corriente de los seis servomotores.....	167
Figura N°104. Display <i>Trozos</i> , con contadores de piezas en buen y mal estado, temperatura media del lote de piezas e histórico de lecturas de temperatura.....	168
Figura N°105. Pantalla <i>Control PID</i> . Note la gráfica de posición del pistón frente al tiempo.	168
Figura N°106. Alarmero del sistema SCADA.....	169
Figura N°107. Barra de navegación.....	169

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N°1. Especificaciones de la pieza a rolar	36
Tabla N°2. Comparación de soluciones de mecanismo de manipulación por criterios.....	38
Tabla N°3. Valoración de criterios de selección de accionamientos.	43
Tabla N°4. Puntajes asignados a cada accionamiento por categoría.	44
Tabla N°5. Comparación de accionamientos por criterios ponderados.....	44
Tabla N°6. Valoración asignada a cada criterio de selección de materiales.	54
Tabla N°7. Valores asignados a cada material por criterio.	55
Tabla N°8. Puntuación con valores normalizados por criterio.....	56
Tabla N°9. Puntuación final ponderada de material de constitución del efector final.	56
Tabla N°10. Resumen de efector final.	76
Tabla N°11. Resumen de la etapa de posicionador de trozos.	84
Tabla N°12. Especificaciones de rodamientos fijos por tamaño.....	95
Tabla N°13. Masa total [kg] suspendida del soporte con brida.	103
Tabla N°14. Resumen de componentes del conjunto de amortiguación.....	106
Tabla N°15. Especificaciones de la malla de cinta.....	134
Tabla N°16. Resumen de componentes del sistema separador de trozos.....	141
Tabla N°17. Resumen de sensores del proceso de rolado.	156
Tabla N°18. Ficha técnica del sensor de temperatura.	158
Tabla N°19. Resumen de módulos E/S por estación de periferia.	163

CAPÍTULO 1: Propuesta

Introducción

La finalidad de este proyecto es analizar en profundidad el proceso existente, evaluando su diseño, componentes y modo de ejecución, con el objetivo de realizar una reestructuración teórica integral. Esta reestructuración buscará optimizar tanto la eficiencia como la seguridad del sistema, permitiendo una transición hacia la automatización completa del proceso.

El análisis abarca aspectos como el diseño de los sistemas mecánicos, la interacción de los componentes automatizados y manuales, y las condiciones operativas, tales como temperatura, fuerzas de deformación y tiempos de ciclo. Además, se contempla el rediseño de elementos clave, como el efector final del robot, el sistema de posicionamiento de las piezas y los mecanismos de control, para garantizar la adaptabilidad del proceso a los requerimientos específicos de la producción.

Este proyecto, enmarcado dentro de los objetivos estratégicos de CRAFMSA, no solo pretende eliminar la dependencia del operario en tareas críticas, sino también aumentar la capacidad de producción, reducir costos operativos y prolongar la vida útil de los equipos. La propuesta final incluirá simulaciones detalladas y recomendaciones para implementar las mejoras en el sistema, logrando un proceso más seguro, confiable y eficiente.

Objetivos

Objetivo general

Automatizar y monitorear el proceso de rolado de piezas de acero tomado de la planta industrial de CRAFMSA S.A. en Villa Mercedes, a fin de mejorar la seguridad laboral y optimizar la eficiencia y productividad del proceso

Objetivos específicos

1. Analizar y evaluar las condiciones de trabajo para determinar fuerzas involucradas, temperaturas y espacio de trabajo, para determinar las restricciones del efector final.

2. Diseñar y calcular el efector final para que sea capaz de cumplir con las restricciones técnicas.
3. Diseñar y calcular el posicionador de trozos requerido para que la rutina del robot ABB IRB 6400 sea realizable.
4. Determinar y diseñar un mecanismo de amortiguación dedicado a la protección del efector final y los componentes del robot.
5. Modelar el conjunto efector-amortiguador y desarrollar un sistema de control para la operación controlada del mecanismo de amortiguación.
6. Seleccionar y diseñar los constituyentes del sistema de selección de trozos, incluyendo la cinta transportadora, mecanismo o accionamiento para separar piezas, y ubicación y tipo de pirómetro.
7. Producir y simular la rutina del robot ABB IRB 6400 por medio de software, importando los modelos CAD de los componentes pertinentes (efector final, mecanismo de amortiguación, posicionador de trozos, etc.).
8. Realizar el SCADA del proceso, incluyendo las variables, pantallas, animaciones, pop-ups necesarios para la representación y monitoreo del proceso.

Alcance y limitaciones

Debido a que ninguno de los autores de este informe es actualmente, o era, al tiempo del desarrollo del presente trabajo final, empleado de la empresa CRAFTMSA, la implementación al proceso de rolado real de los sistemas mecatrónicos desarrollados se encuentra fuera del alcance de este proyecto. Concretamente, este abarca todo el desarrollo teórico y fundamentación necesarios para llevar a cabo su hipotética implementación por terceros. Esto incluye el diseño y modelado en 3D, mediante software, del efector final, mecanismo de amortiguación, posicionador de trozos, y sistema de selección de trozos, con sus respectivos cálculos y criterios de justificación teórica como respaldo. Además, las simulaciones del movimiento del robot y la dinámica del sistema de control, recreadas en sus correspondientes softwares de ingeniería y simulación dinámica, también se encuentran dentro del alcance de este proyecto.

La falta de acceso al espacio de trabajo real del proceso de rolado implica ciertas limitaciones operativas, especialmente al trabajar en torno al robot antropomorfo. Resulta

imposible establecer con exactitud las coordenadas que debe alcanzar la herramienta en el extremo del robot para introducir las piezas en los moldes de la roladora. Las velocidades angulares y lineales permitidas para la carga transportada en el extremo del robot tampoco pueden ser efectivamente determinadas sin la posibilidad de hacer ensayos con el manipulador físico y sus componentes electromecánicos. Del mismo modo, la dinámica simulada del sistema de amortiguación, considerado un sistema lineal, difiere de la dinámica del sistema real no lineal. La respuesta del sistema debería ser ajustada en el entorno de trabajo, luego de ejecutar los experimentos pertinentes con el retroceso, la masa a amortiguar y la dinámica del cilindro neumático real, pero, desafortunadamente, la falta de recursos para realizar estos experimentos de campo impone un límite teórico, no comprobado por la práctica, en el desempeño del proceso automatizado. Se recuerda, entonces, que el alcance de este proyecto se limita al diseño e integración de múltiples sistemas mecatrónicos bajo fundamentación teórica.

Marco teórico

La etapa inicial del pre diseño de la automatización de un proceso parte de una serie de requerimientos, necesarios para alcanzar los objetivos de producción y calidad satisfactoriamente. En función de estos requerimientos, es posible determinar el conjunto de habilidades que el sistema manipulador necesita para cumplir con los requerimientos.

En base a los requerimientos iniciales y las habilidades del sistema, es posible definir las capacidades esperadas del sistema manipulador, como una serie de especificaciones o valores numéricos bien definidos. Estas capacidades representan la meta u objetivo a alcanzar mediante la automatización del proceso. Para dotar al sistema de las habilidades necesarias se recurre a la selección y adopción de tecnologías adecuadas para la ejecución del proceso de forma autónoma, incluyendo una variedad de sensores y actuadores. Mediante la aplicación de estas tecnologías, el sistema manipulador adquiere capacidades o, dicho de otra forma, limitaciones, que definen hasta qué punto el proceso automatizado es capaz de cumplir con los objetivos de pre diseño.

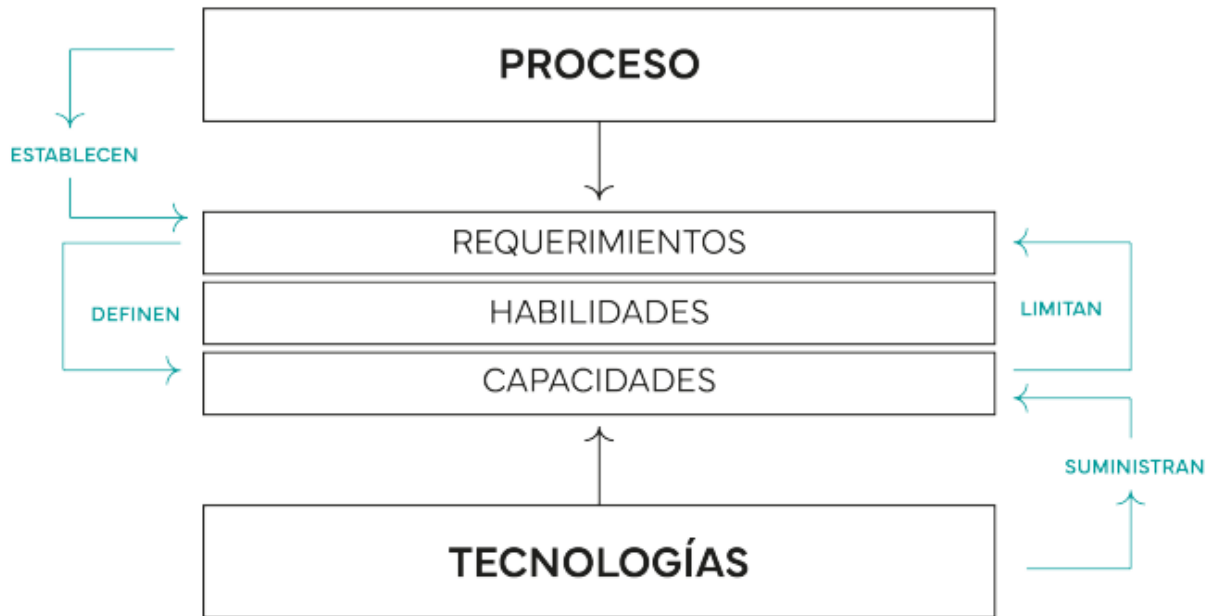


Figura N°1. Esquemático del proceso de pre diseño del efector final.

Fuente: tomado de [1]

El factor determinante en el proceso de rolado es el producto a manipular: una pieza prismática de acero, a la cual denominaremos probeta, trozo, o simplemente pieza. Sus características, en particular sus dimensiones, superficie y geometría, dictan los requisitos de diseño del efector final, el eslabón más importante en nuestro proyecto. Igualmente importantes resultan las condiciones de trabajo bajo las que se realiza el proceso de rolado, principalmente el sistema de fuerzas que actúa sobre la probeta, que deberá ser compensado por el agarre del efector, y la elevada temperatura de las probetas necesaria para lograr la deformación deseada en el proceso de rolado.

Especificaciones del producto

La probeta consiste en una pieza de acero maciza de 12 kg, de forma prismática, sección cuadrada de 81 mm por lado, y superficies rugosas. Cuenta con 240 mm de longitud. Las esquinas de su sección transversal son empalmadas, los ángulos rectos de sus vértices reemplazados por curvas suaves. La temperatura de la probeta alcanza valores de hasta 1230°C, como consecuencia de un proceso de calentamiento en un horno de inducción, y es necesaria para lograr su deformación por rolado.

Proceso de rolado

El proceso de deformación de la pieza es realizado con la probeta en caliente (ver especificaciones) y se ejecuta a través de una roladora, que consiste en un par de rodillos motrices, situados paralelamente uno encima del otro en un plano vertical que contiene sus respectivos ejes de rotación. Estos rodillos giran en sentidos opuestos, de tal forma que el aplastamiento de la probeta y el consecuente reacomodamiento de sus fibras ocurre de forma simétrica.

El trabajo del operario durante el proceso de rolado comprende la toma de la probeta a la salida del horno de inducción, la introducción de la probeta en los sucesivos pasos de rolado y su colocación final en la cinta transportadora.

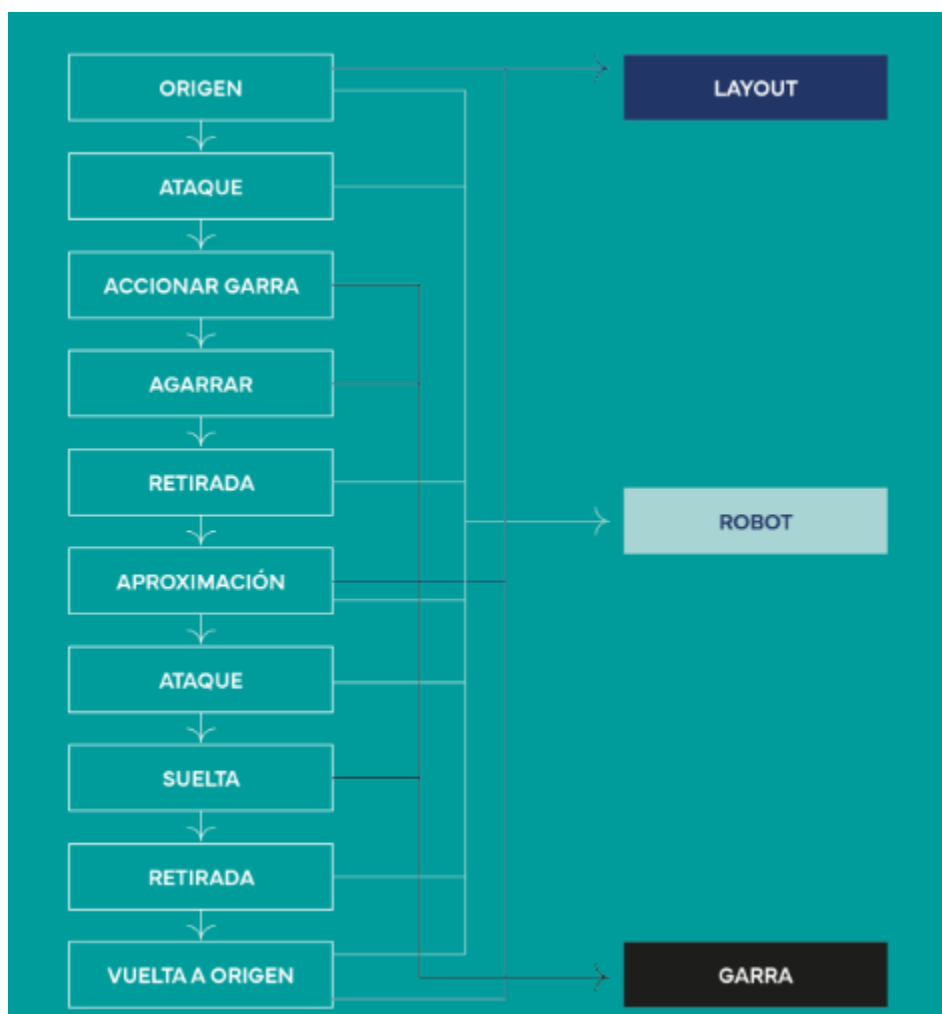


Figura N°2. Esquema conceptual en el cual está basada la rutina del robot en el proceso de rolado.

Fuente: tomado de [1]

El objetivo de este proyecto es automatizar y controlar efectiva y eficientemente el proceso anteriormente descrito. La rutina de trabajo del robot fue definida, tentativamente, como:

1. Posicionar el efector final en el origen del proceso
2. “Atacar” (realizar la aproximación del efector) a la probeta
3. Accionar el efector para atrapar y sujetar la probeta
4. “Retirarse” (regresar a la posición previa al ataque) con la probeta firmemente sujeta por el efector final, a fin de ganar suficiente espacio de maniobra
5. Aproximar la probeta a la roladora, en preparación para su deformación
6. “Atacar” la roladora con la probeta, ejecutando su primer paso de deformación
7. Retirar la probeta deformada
8. Rotar el efector, y producto sujetado, 90° para su deformación plástica complementaria
9. “Atacar” nuevamente la roladora, con el producto rotado, para su segundo paso de deformación
10. Retirar el producto final
11. Aproximar el producto a la cinta transportadora al final del proceso
12. Accionar el efector para soltar el producto final del proceso sobre la cinta
13. Regresar a la posición de origen del proceso

La posición del robot antropomorfo y el efector final al inicio de la rutina es siempre la misma, y el conjunto regresa a ella al final de cada iteración del proceso según el paso (13) de la rutina.

Durante cada paso de rolado producido, la pieza y la herramienta que la sostienen sufren un retroceso brusco ocasionado por la aplicación de las cargas de los rodillos sobre las caras de la probeta. Durante este, la pieza y el efector final ejercen un desplazamiento máximo de 320 mm, con una rapidez de 1,36 m/s. Este retroceso debe mantenerse bajo control y amortiguado, a fin de proteger los componentes mecánicos del sistema.

CAPITULO 2: Efector Final

Entiéndase por efector final al conjunto de componentes estructurales, mecanismos y actuadores que permiten al robot antropomorfo tomar, levantar, sujetar y transportar la pieza a manipular durante el proceso de rolado.

La composición del conjunto puede descomponerse en tres áreas: sistema de manipulación, sistema de accionamiento y materiales. El sistema de manipulación comprende al mecanismo a través del cual la pieza o trozo se vincula al extremo del robot, permitiendo su manipulación. En este se incluyen todos los componentes del mecanismo, incluyendo partes de contacto con la pieza, elementos estructurales del mecanismo, y componentes móviles. Dependiendo del sistema de manipulación adoptado, existen múltiples materiales, incluyendo aleaciones ferrosas, metales no ferrosos, carburos, y cerámicos, entre tantos otros, que constituyen los componentes del mecanismo. Los materiales seleccionados tienen la capacidad de proporcionarle a los diversos elementos del sistema las características y rendimiento deseados, a fin de lograr un conjunto robusto, liviano, flexible, tenaz, o cualquier cualidad necesaria para alcanzar el objetivo del efector final. La interacción entre el sistema de manipulación y la pieza ocurre gracias a la acción del sistema de accionamiento, que entrega el trabajo requerido para activar el sistema de manipulación, poniendo en movimiento sus partes móviles.

Dada la posición del efector en el proceso, siendo responsable de sujetar y transportar un producto industrial con severas tolerancias, bajo condiciones de trabajo agresivas y cíclicas, es fácilmente identificable como el conjunto crítico del proyecto. A fin de lograr un efector final eficaz en la tarea de manipular la pieza o trozo, debió realizarse una cuidadosa selección del sistema de manipulación, material y sistema de accionamiento. Para ello, fue necesario un estudio de las condiciones de trabajo, las características del trozo y la naturaleza del proceso de rolado.

Etapa de pre diseño

Durante esta etapa del proyecto el objetivo es establecer el sistema de manipulación, materiales y sistema de accionamiento, los tres pilares que en conjunto definen una base robusta y concreta sobre la cual proyectar en profundidad el diseño matemático del efector final. Para alcanzar tal meta, se debió investigar una gran variedad de soluciones viables para cada pilar, para luego formular criterios de comparación y selección con los cuales determinar las mejores alternativas en cada uno.

Esta tarea fue necesaria, ya que cada solución y combinación de soluciones ofrece un número de fortalezas, limitaciones y desafíos en su hipotética implementación. Cada sistema de accionamiento cuenta con un principio de funcionamiento único, como la compresibilidad del aire, que juega un papel importante en la rapidez, firmeza y repetibilidad del accionamiento. Todo sistema de manipulación está conformado por un conjunto de partes móviles diferentes, diseñadas para condiciones de trabajo y esfuerzos mecánicos específicos. Los materiales se diferencian entre sí según su resistencia mecánica, elasticidad y fragilidad, peso específico, y comportamiento térmico. Cada uno de estos factores afecta la aptitud del conjunto para desempeñarse en la tarea actual, sujetar y transportar la pieza durante el proceso de rolado. Solo a través de una selección cuidadosa de materiales, sistema de manipulación y accionamiento es posible lograr un compromiso verdaderamente razonable entre eficiencia, costo y factibilidad.

El diseño detallado y los cálculos matemáticos de cada componente físico sólo han de ser abordados una vez que los tres pilares fundamentales de la etapa de prediseño hayan sido determinados.

Sistema de Manipulación

La primera etapa en el diseño preliminar del conjunto efector final, adosado a la muñeca del robot IRB 6400, es la determinación del sistema de manipulación. Este es, en otras palabras, un actuador encargado de atrapar, sujetar y transportar la pieza durante el proceso de rolado. Los actuadores varían en función de su principio de funcionamiento, es decir el fenómeno físico que los habilita a automatizar el proceso.

En cualquier proceso que se automatice con robots y que requiere la manipulación de piezas es necesario determinar el sistema de agarre más adecuado a emplear. Para especificar exitosamente un sistema de manipulación efectivo, primero se requiere establecer ciertas características del producto a manipular y el proceso a automatizar, a fin de proporcionar un diseño preliminar con el cual contrastar las capacidades y limitaciones de cada sistema.

Producto

En este proyecto, las propiedades del producto a manipular contempladas consisten en:

1. Forma
2. Masa

3. Dimensiones
4. Fragilidad
5. Superficie
6. Posición inicial y final en el proceso
7. Verificar la compatibilidad de sus superficies con sistemas de aspiración y contacto

En primer lugar, el factor más rápido de analizar es el de la fragilidad del producto. Se trata de una pieza tubular, de paredes macizas de acero industrial. El elemento ha sido diseñado para conformar un elemento estructural rígido y robusto, capaz de soportar grandes cargas de trabajo. Si bien es lógico que se debe manipular con cuidado y evitar colisiones con el producto una vez sujetado por el efector, es seguro decir que no se trata de un producto frágil, quebradizo. Mientras las presiones ejercidas sobre este se mantengan dentro de una franja adecuada, el producto no sufrirá deformaciones permanentes ni rupturas.

Como ya fue mencionado con anterioridad, existe una estrecha relación entre la geometría del producto, su masa, y su posición relativa al efector, y las capacidades y características generales del sistema de manipulación. En función de las características de la probeta manipulada por el efector, es posible establecer una serie de especificaciones a cumplir por el sistema de manipulación, que proporcionan un criterio de comparación y selección de la solución más adecuada para los requerimientos de trabajo vigentes.



Figura N°3. Esquema de relación entre las características de la probeta y las especificaciones del sistema de manipulación.

Fuente: tomado de [1]

La probeta es una pieza sólida prismática, semejante a un bloque, de superficie rugosa. Tal geometría del producto dicta una superficie de agarre en las caras de la probeta. Al tratarse de un sólido plano, carente de hendiduras, ranuras, poros y otros posibles puntos de agarre que involucren la penetración de la pieza, deben descartarse garras mecánicas

ingresivas, que utilizan agujas o clipado para penetrar en tales puntos y sujetar el producto. Del mismo modo, la constitución metálica del producto en su núcleo y superficie, en conjunto con las altas temperaturas de trabajo, descarta la posibilidad de utilizar garras mecánicas adhesivas, con dedos de caucho, velcro o pegamentos.

Las dimensiones de la probeta se encuentran comprendidas en el rango de 300 - 1.000 mm. Este factor determina el rango de apertura requerido en garras mecánicas de contacto por presión. Adicionalmente, el tamaño del producto a manipular tiene un poder limitante sobre la efectividad de garras mecánicas de contacto por presión de agarre radial

La masa de la probeta se encuentra en el rango de 10 - 50 kg. El proceso de rolado impone la necesidad de localizar el punto de agarre en el extremo del producto opuesto al extremo sometido a deformación, a fin de asegurar el recorrido suficiente para introducir la probeta en la roladora evitando el contacto accidental entre el sistema de manipulación y la roladora. Este punto de agarre, sumado a la masa de la probeta, impone una fuerza de agarre media, suficiente para sujetar el producto y mantenerlo firmemente contenido, suprimiendo la generación de momentos de fuerza debidos a la posición del centro de masa respecto al punto de agarre en el extremo.

Proceso

La naturaleza del proceso también juega un papel fundamental en la designación de un sistema de manipulación eficaz. En concreto, los factores de interés en este proyecto pueden resumirse en:

1. Precisión requerida
2. Accesibilidad al producto
3. Secuencia de movimientos
4. Tiempos de proceso
5. Tiempos necesarios de mantenimiento

Durante el proceso a automatizar, la tarea del robot consiste en:

1. Posicionar el efector final en el origen del proceso
2. "Atacar" (realizar la aproximación del efector) a la probeta
3. Accionar el efector para atrapar y sujetar el producto.
4. Retirarse de la posición inicial, con la probeta firmemente sujeta por el efector final.

5. Aproximar la probeta al primer molde de la roladora, en preparación para su deformación.
6. “Atacar” la roladora con el producto firmemente sujetado, ejecutando su primera deformación.
7. Retirar la probeta deformada.
8. Repetir las instancias (5), (6) y (7) en los tres moldes de deformación restantes, dos de ellos con rotaciones de 90° respecto al eje longitudinal de la probeta.
9. Retirar el producto final.
10. Aproximar el producto a la prensa, al final del proceso.
11. Accionar el efector para soltar el producto final del proceso sobre la prensa.
12. Regresar a la posición de origen del proceso.

La ejecución de esta secuencia requiere de un total de seis grados de libertad:

- ❖ Traslación a lo largo de los ejes cartesianos X, Y y Z
- ❖ Orientación del efector final en el extremo del robot (*yaw*, *pitch* y *roll*)

Resulta especialmente importante resaltar la necesidad de orientar el producto para someterlo al rolado en ambas direcciones de su sección rectangular. Adicionalmente, se prevé la posibilidad de tener que agarrar el producto en una posición vertical en el origen del proceso, para luego orientarlo de forma horizontal para “atacar” a la roladora.

Consideraciones según las características del producto

La forma del producto manipulado por el sistema de manipulación, que sujeta y transporta la pieza, es de particular importancia, ya que dicta la superficie de agarre entre la pieza y el efector, es decir, el área de contacto entre ambos. Dicho de otra forma, el sistema de manipulación, que puede consistir en una garra mecánica de contacto por presión o un sistema neumático de succión por ventosas, por ejemplo, sujeta a la pieza por medio de la superficie de agarre. Esta superficie varía en función de la geometría del producto a manipular. Naturalmente, las superficies curvas de una pieza cilíndrica, por ejemplo, difieren de las caras rectas de una pieza prismática al momento de considerar la distribución de fuerzas de sujeción ejercidas por el efector. Similarmente, al comparar una pieza de caras perfectamente lisas y pulidas con otra pieza de caras porosas, se evidencian diferencias importantes en las fuerzas de interacción con el efector, incluyendo fricción, que mantienen a la probeta efectivamente sujeta. Algunas piezas presentan hendiduras, agujeros no pasantes, ranuras y otros rasgos que permiten la inserción de elementos de manipulación para una sujeción más efectiva.

Finalmente, ciertos productos no son sólidos regulares o irregulares, sino láminas. Estas, sean rígidas o flexibles, presentan secciones y distribuciones de masa radicalmente diferentes a las de un sólido. El sistema de manipulación, por lo tanto, debe adaptarse a la superficie de agarre disponible en función de la pieza a manipular, maximizando la sujeción a través de una amplia área de contacto. Al mismo tiempo, se debe mantener la estabilidad durante la sujeción y transporte de la pieza, con el fin de manipular el producto con precisión durante su maquinado, cumplir con las tolerancias especificadas, y reducir el riesgo de daños a las instalaciones.

Las dimensiones de la pieza a manipular son fundamentales para la especificación del rango de apertura o de cierre de ciertos tipos de sistemas de manipulación como, por ejemplo, una garra de contacto por presión. Piezas pequeñas exigen sistemas de manipulación con un rango de cierre adecuado, donde las partes móviles del efector convergen a la pieza o producto, reduciendo la separación entre los puntos de agarre antes de sujetar la pieza. Una pieza mayor necesita una garra con gran rango de apertura, permitiendo que las partes móviles del efector aumenten su separación para atacar la pieza, antes de cerrarse en torno a ella y atraparla satisfactoriamente para su manipulación.

La masa del objeto a manipular está directamente relacionada con la fuerza de agarre que el efector debe ejercer para sujetar la pieza con estabilidad. Esta fuerza se ve reflejada en las características del tipo de accionamiento que produce el movimiento del agarre del efector. Distintos accionamientos, tales como circuitos neumáticos o hidráulicos, y motores eléctricos, presentan diferentes intensidades de agarre. A su vez, ciertos accionamientos son más vulnerables a la exposición y la suciedad, requieren mayor mantenimiento, carecen de control de posición, o son demasiado voluminosos y pesados para esta aplicación.

Otro factor importante a considerar es la posición relativa de la pieza con respecto al efector al momento del agarre. En conjunto con la geometría del producto, el hecho de que el agarre se produzca de forma axial o radial determina el número de grados de libertad del producto al momento de su manipulación. Para contener el producto de forma efectiva y evitar que este se suelte, deslice o escurra del agarre del efector se debe especificar un sistema de manipulación adecuado capaz de alcanzar los puntos de agarre necesarios para restringir los grados de libertad de la pieza al mínimo.

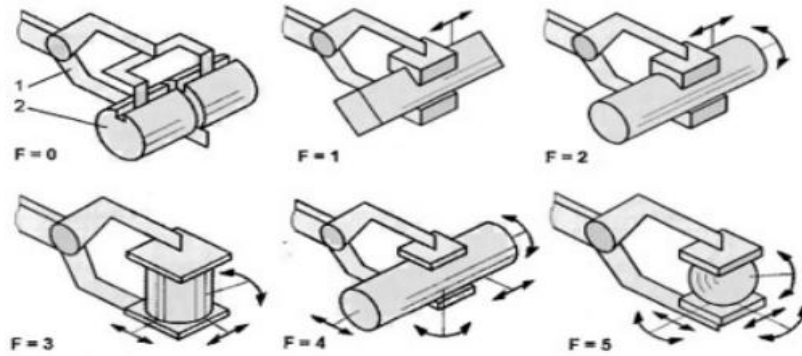


Figura N°4. Grados de libertad de un producto sujetado en una garra mecánica, según su geometría y las superficies de contacto con los dedos de la garra.

Fuente: tomado de [1]

Posibles soluciones de sistemas de manipulación robótica

En base al análisis desarrollado en secciones anteriores de este informe, ha sido descartada una gran variedad de soluciones al problema de hallar un sistema de manipulación que se adapte a la forma y propiedades del producto y a las condiciones de trabajo del proceso.

Las opciones factibles para el tipo de producto a manipular consisten en dos de los sistemas de manipulación más empleados en procesos industriales en la actualidad: contacto por presión y aspiración o succión por aire. Ambos se basan en principios físicos sencillos, fáciles de entender y predecir, así como también altamente adaptables a futuros cambios en las especificaciones del producto (volumen, masa, material, etc.).

Garra mecánica de contacto por presión

El conjunto de garras mecánicas de contacto por presión comprende aquellos sistemas de manipulación robótica que recurren a fuerzas de contacto para sujetar el producto.

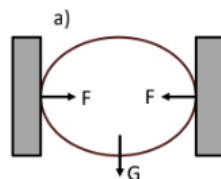


Figura N°5. Diagrama de cuerpo libre de una pieza sujetada por una garra mecánica de dedos paralelos.

Fuente: tomado de [1]

Tales fuerzas son el resultado de:

- ❖ Rozamiento entre los dedos de una garra mecánica y las superficies del producto
- ❖ Enclavamiento de los dedos de una garra mecánica al producto
- ❖ Recolección del producto por gravedad

De acuerdo con [1], la garra debe de tener el diseño adecuado para soportar los esfuerzos necesarios para transportar el producto, por eso debe de restringir los grados de libertad del producto para que este no salga despedido durante su transporte.

Para determinar qué grados de libertad se deben restringir, es necesario analizar la geometría del producto. De acuerdo al análisis, es posible esbozar el diseño preliminar de la garra mecánica, incluyendo la cantidad de dedos que la conforman, la forma de sus dedos, una aproximación de sus dimensiones, y la configuración del mecanismo de cierre y apertura de los dedos. Esto es, el rango de movimiento y el tipo de desplazamiento de los dedos al momento de cerrarse sobre el producto para sujetarlo, y al momento de abrirse para dejarlo en libertad.

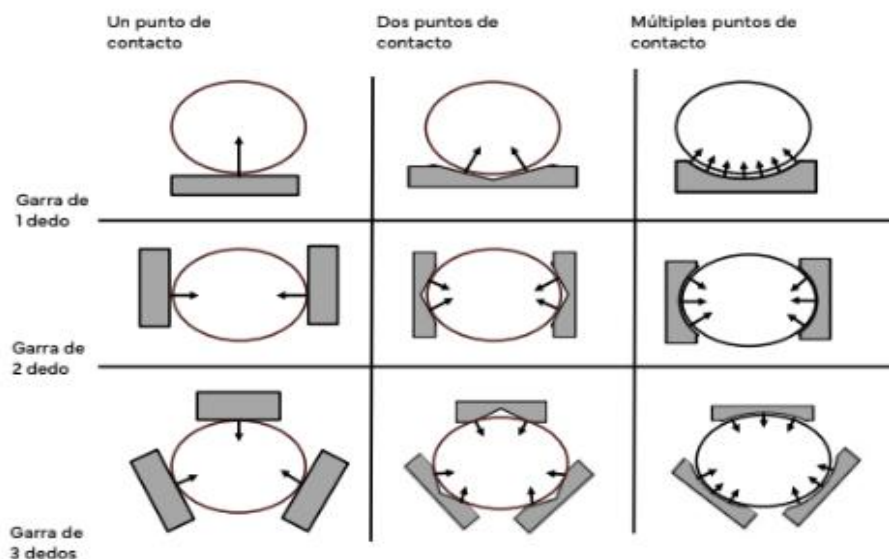


Figura N°6. Distribución de fuerzas de contacto sobre un cuerpo sujetado por una garra mecánica, en función del número de dedos y los puntos de contacto de cada uno de ellos.

Fuente: tomado de [1]

Hay una gran variedad de garras estandarizadas de uso industrial, clasificadas en función del movimiento de sus dedos.

Garra Paralela

Los dedos de la garra se desplazan de forma paralela a la superficie de apoyo o agarre del producto. Utilizan guías lineales de fricción o husillos de bolas para desplazarse, luego de haber sido accionados por medio de actuadores lineales en el soporte de la garra. Adicionalmente, los dedos suelen diseñarse para imitar la geometría de la superficie del producto, mejorando la distribución de esfuerzos sobre la superficie de agarre.

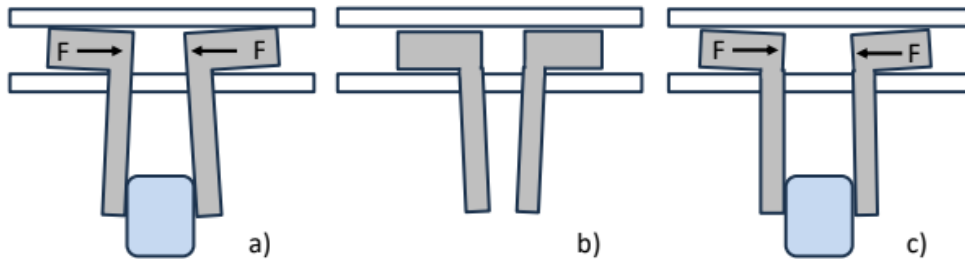


Figura N°7. Descalibración de una garra mecánica de dedos paralelos, y su posible solución mediante la implementación de dedos en ángulo obtuso.

Fuente: tomado de [1]

Una vez en contacto con el producto, los dedos ejercen una fuerza de sujeción normal al plano conformado por la superficie de agarre del producto. Dicha fuerza de sujeción es uniforme a lo largo de toda la longitud del dedo, por lo que la presión de contacto a la que se somete el producto es distribuida de manera uniforme en toda la superficie de agarre. La mayor virtud de estas garras es su precisión y estabilidad de agarre, asegurando una sujeción firme del producto. Otra ventaja es su sencillez funcional y facilidad de diseño.

El mayor inconveniente de estas garras es que sus dedos son sometidos a esfuerzos flectores, que pueden resultar en el bloqueo de los dedos, especialmente si se trata de elementos de gran longitud relativa. Otro inconveniente está vinculado al uso de guías lineales para el desplazamiento, factor que depende del espacio disponible en el soporte de la garra. Esto representa un limitante para el rango de apertura/cierre de la garra.

Garra angular

Cuenta con un mecanismo de pivote, que, una vez accionado, produce la separación de los dedos por rotación alrededor de un eje fijo de rotación. Los dedos, dispuestos en paralelo (0° entre sí) cuando el mecanismo se encuentra en reposo, pivotan hacia afuera, en direcciones angulares opuestas. De esta manera los dedos se abren simultáneamente hasta formar un ángulo limitado, generalmente menos de 40° , determinado por las dimensiones del producto.

A diferencia de las garras paralelas, que proporcionan una fuerza de sujeción normal a la superficie de contacto, brindando presión de contacto uniforme a lo largo de toda la longitud del dedo en contacto con el producto, las garras angulares ejercen una fuerza de sujeción oblicua a la superficie de contacto. Esta fuerza posee una componente normal a la superficie de agarre, y una componente tangencial paralela a dicha superficie.

La principal ventaja de esta garra frente a la garra paralela es que la componente tangencial de la fuerza de sujeción ofrece mayor grado de contención ante fuerzas y reacciones presentes en la dirección de la tangente a la superficie de agarre del producto. Esto es particularmente útil en el proceso de rolado analizado en este proyecto, en el cual fuerzas axiales actúan sobre la probeta, empujando al producto hacia el núcleo del efector. Su mecanismo de accionamiento es más sencillo y robusto que en garras paralelas, presentando menor exposición a los esfuerzos flectores. Por lo tanto, presentan menos predisposición a los bloqueos. Su rango de apertura ofrece mayor holgura durante el “ataque” del efector al producto.

Su principal desventaja proviene de la naturaleza de su mecanismo y superficie de agarre. Dado que la fuerza de sujeción es aplicada con cierto ángulo, mientras mayor sea la separación de los dedos al momento de agarrar el producto, menor es la magnitud de la componente normal de la fuerza de sujeción. Esto resulta en un agarre más débil, o menor capacidad de sujetar piezas a medida que el ángulo entre los dedos crece.

Garra radial

Su mecanismo es similar al empleado por garras angulares, con la distinción de que están diseñadas con la finalidad de alcanzar un mayor rango de apertura, de 180° o similar, entre ambos dedos.

Estas garras ofrecen el mayor rango de apertura que una garra mecánica puede ejercer con fiabilidad. La principal ventaja de esta característica es que libera completamente el espacio de trabajo, permitiendo aproximaciones más rápidas en el “ataque” al producto, en efecto recortando el tiempo del ciclo de trabajo. De este modo, es posible alcanzar un mayor número de piezas maquinadas por hora.

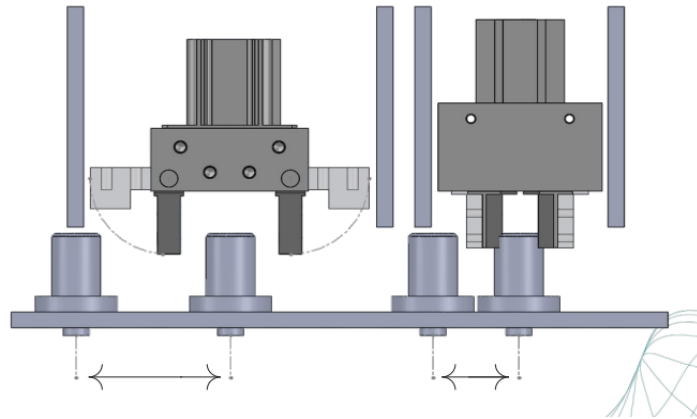


Figura N°8. Comparación del espacio requerido para el accionamiento de una garra radial (izquierda) y una garra de dedos paralelos.

Fuente: tomado de [1]

La selección de la garra mecánica de contacto por presión que mejor se adapta a nuestras necesidades recae en una serie de parámetros definidos por las características del producto a manipular y proceso a ejecutar. Entre las más importantes se encuentran:

- ❖ Rango de apertura/cierre
- ❖ Fuerza de sujeción
- ❖ Superficie de agarre
- ❖ Tecnología del actuador

Sistemas de aspiración por aire

Los denominados sistemas de succión o sistemas de aspiración se basan en la generación de vacío a partir de circuitos neumáticos de aire comprimido, por medio del principio de Venturi. Este establece un fenómeno físico que un fluido, en este caso aire, en movimiento experimenta una disminución en su presión al atravesar una sección menor del conducto por el cual el fluido se desplaza.

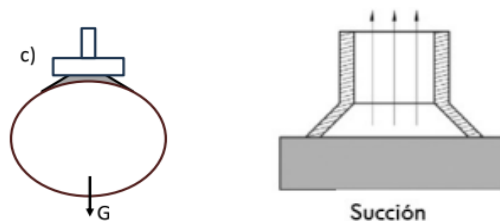


Figura N°9. Diagrama de cuerpo libre y vectores de desplazamiento de las masas de aire en un sistema de aspiración

Fuente: tomado de [1]

Los circuitos cuentan con dos componentes fundamentales: una tobera o eyector, y un número de ventosas. La tobera es el dispositivo generador de vacío, utilizando el principio de Venturi. Son dispositivos muy ligeros y pueden integrarse directamente en la parte superior de la ventosa. Dado que recurren al principio de Venturi, pueden incorporar un sencillo sistema de expulsión forzada: al momento de finalizar la succión, el eyector libera.

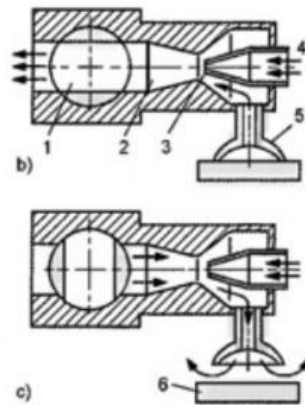


Figura N°10. Vista en corte de sistema de eyección con inversión de flujo de aire, presente en un sistema de succión por ventosas.

Fuente: tomado de [1]

La ventosa constituye el elemento astrictivo (que sujeta o agarra) del sistema. Cuenta con un orificio de entrada al sistema, que se conecta a la tobera por medio de conductos o mangueras flexibles. Este orificio, en conjunto con las mangueras flexibles que conducen a la tobera, recibe el nombre de conducto de succión. Existen numerosas configuraciones de ventosas, con diversas formas, según el tamaño, geometría, superficie y masa del producto a manipular. El material de fabricación también está sujeto a las características del objeto sometido a sujeción.

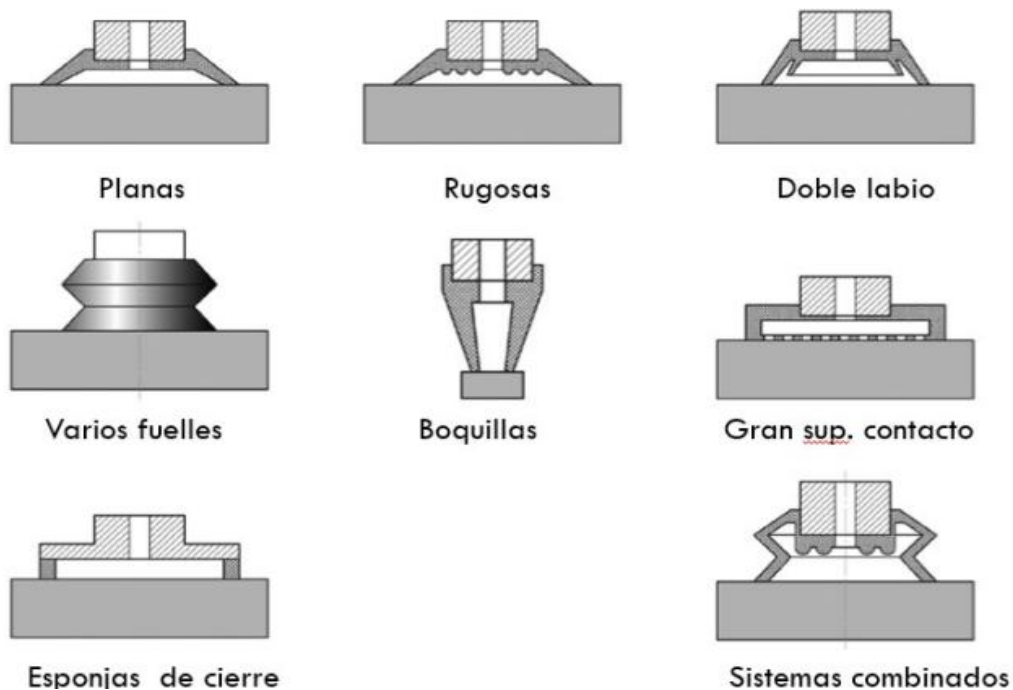


Figura N°11. Vistas frontales de algunas de las variedades de ventosas más utilizadas en la industria.

Fuente: tomado de [1]

El eyector produce un área de baja presión dentro del sistema, en el interior de los conductos que conducen hasta las ventosas. Esto produce el efecto de succión o aspiración a través de las ventosas, en el que el sistema inhala el aire proveniente de la atmósfera exterior. La función de la ventosa es sellar el conducto de succión a través del contacto con el producto. De esta forma, la diferencia de presión entre el interior y el exterior del sistema se mantiene, y el producto se mantiene sujeto a la ventosa gracias a la presión ejercida por el aire exterior, que intenta ingresar al sistema a través del conducto de succión. La forma cóncava de la ventosa aumenta la superficie de contacto con el producto, brindando mayor estabilidad al agarre.

Entre las ventajas de utilizar sistemas de aspiración con ventosas destacan:

- ❖ Gran velocidad de actuación.
- ❖ Menor masa en el efector final, comparado con una garra mecánica tradicional.
- ❖ Es posible utilizar el soplado, flujo de aire inverso a la succión, para agilizar la expulsión del producto, reduciendo tiempos de trabajo.
- ❖ Diferentes clases de ventosas permiten alterar las propiedades del agarre, de forma que se prioricen diferentes parámetros, como la capacidad de carga, adaptabilidad ante diferentes formas de producto, y precisión en el posicionamiento del producto.

Así mismo, los sistemas de aspiración presentan un bajo rendimiento al interactuar con productos de forma irregular, rugosos o sucios. La suciedad, además, puede ser succionada por el conducto de succión, obstruyéndolo parcial o totalmente. Esto limitaría constantemente la capacidad de sujeción del sistema. Ante la tarea de manipular productos porosos, los sistemas de succión por aire son ineficaces. Adicionalmente, las ventosas, como norma, son incapaces de transmitir esfuerzos cortantes de la misma forma que una garra mecánica. Esta característica se vuelve notoria al considerar un producto sometido a fuerzas externas durante su manipulación.

Criterios de selección del sistema de manipulación más apto

La mejor solución para el sistema de manipulación del efector final es aquella que ofrece la mayor **capacidad de sujeción** sobre el producto a manipular. Dicha capacidad está definida dentro de este proyecto como la habilidad del sistema de agarrar, transportar y orientar el producto de forma segura y sostenible, en el menor tiempo posible, manteniendo la estabilidad del sistema y reduciendo el riesgo de que el producto se libere durante el transcurso del proceso. Puede considerarse como un compromiso entre:

- ❖ Seguridad industrial
- ❖ Tiempos de trabajo
- ❖ Vida útil de los constituyentes
- ❖ Eficiencia de mantenimiento

Es entonces posible definir dos grandes factores en la medición de esta capacidad: la fisionomía del producto y las etapas del proceso de rolado. En conjunto, estos factores definen el conjunto de grados de libertad que deben limitarse para mantener el agarre firme sobre el producto en todo momento.

Las características del producto a manipular proporcionan los criterios fundamentales para la determinación de la solución con mejor agarre. Las diferentes soluciones existentes como potenciales sistemas de manipulación poseen distintos atributos que los vuelven más, o menos, aptos para limitar los grados de libertad del producto. La geometría, dimensiones, y superficie de la pieza a manipular ofrecen cierta noción acerca del rango de movimiento que el sistema necesita, apertura y cierre en el caso de una garra mecánica, área de contacto disponible para la interacción entre el sistema y el producto, y restricciones en la eficiencia de ciertas soluciones. La masa, por otra parte, facilita una visión sobre las capacidades del sistema de ejercer fuerzas de sujeción sobre el producto. Con suficiente holgura, el sistema

debe ser capaz de equilibrar no sólo el peso del producto, sino también las fuerzas externas adicionales. Las especificaciones de la pieza a manipular se resumen en:

Tabla N°1. Especificaciones de la pieza a rolar.

Forma	Pieza prismática, sección cuadrada
Dimensiones	Longitud: 240 mm
	Ancho (y altura): 81 mm
Masa	12 kg
Superficie	Rugosa

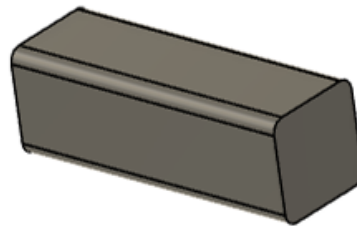


Figura N°12. Vista en perspectiva de la pieza a rolar.

Fuente: Autodesk Fusion 360

En adición a las características de la pieza, el proceso en cuestión otorga otro carácter de interés en la selección de soluciones. En particular, la pieza es sometida a fuerzas axiales durante el proceso de rolado, siendo necesario equilibrar el sistema de fuerzas por medio de fuerzas de contacto entre el efector y la pieza. Otra etapa de destacada importancia dentro del proceso es la rotación de la pieza para efectuar los múltiples pasos de rolado. Ante tal eventualidad, es esencial una eficiente transmisión de esfuerzos cortantes, a fin de asegurar la firme sujeción de la pieza durante la rotación.

En función de los factores previamente discutidos, los criterios de selección a utilizar para definir la solución mejor adaptada a los requerimientos del proyecto pueden resumirse en:

1. Capacidad de sujetar una pieza prismática
2. Capacidad de sujetar una pieza de dimensiones comprendidas entre 50 mm y 300 mm
3. Capacidad de sujetar una pieza de masa entre 10 kg y 50 kg
4. Capacidad de sujetar una pieza de superficies rugosas

5. Capacidad del mecanismo de sujetar efectivamente a la pieza durante su orientación
6. Capacidad de compensar fuerzas axiales durante la deformación plástica de la pieza por rolado
7. Desgaste de componentes mecánicos, que afecta el mantenimiento y vida útil de los componentes del sistema
8. Velocidad de actuación, tiempo requerido para que el sistema de manipulación asegure la sujeción de la pieza para su transporte y orientación, y posterior liberación

Selección de la mejor solución

La reorientación de la pieza entre etapas de rolado descarta de inmediato la posibilidad de utilizar un único dedo en la garra mecánica, para brindar sujeción por caída o gravedad. Se requiere un mínimo de dedos en la garra, de tal forma que transmitan esfuerzos cortantes lo suficientemente grandes como para contener a la pieza durante su rotación.

La sección cuadrada de la pieza determina que el número de dedos de la garra mecánica sea par. Una solución de tres dedos presentaría más complejidad de diseño y simulación. La geometría de la pieza dicta que la superficie de contacto y la fuerza de sujeción de al menos uno de los dedos de tal solución sería diferente de la de los demás, dificultando el cálculo mecánico. Además, el agarre de tres dedos alrededor de la sección cuadrada aún requeriría que las fuerzas radiales ejercidas por los dedos sobre la pieza se mantengan en equilibrio en el plano vertical y horizontal. Dada la geometría de la pieza, esto requeriría un arduo estudio de fuerzas de apriete y ángulos del vector respecto a la superficie de contacto para asegurar que la sumatoria de fuerzas sea nula.

En síntesis, recurrir a tres dedos, aunque realizable y potencialmente efectivo si se diseña con las consideraciones adecuadas, añade un significativo grado de complejidad. Por lo tanto, se ha decidido recurrir a soluciones basadas en una **garra mecánica de dos dedos**. La aplicación de fuerzas de apriete perimetralmente opuestas reduce la complejidad del sistema de fuerzas, al mismo tiempo que proporciona los esfuerzos necesarios para sujetar efectivamente a la pieza durante su deformación y rotación. Frente a una solución basada en cuatro dedos, que presenta las mismas consideraciones mecánicas y una mayor estabilidad y área de contacto durante la rotación, existe la posibilidad de emplear diversas geometrías de dedo para lograr una superficie de contacto similar a la lograda por un mayor número de dedos, al mismo tiempo que el mecanismo se mantiene simple.

Dentro de las soluciones de dos dedos para una garra mecánica, se han seleccionado tres alternativas del mecanismo de actuación:

1. **Garra de dedos paralelos**
2. **Garra de mecanismo radial**
3. **Garra de mecanismo angular**

En adición a la garra mecánica de contacto por presión, será considerada como una potencial solución el **sistema de aspiración por aire**. La sencillez de su principio de funcionamiento, menor cantidad de componentes mecánicos, rapidez de actuación y su menor peso constituyen cualidades muy deseadas para el conjunto del efector final.

Las cuatro posibles soluciones fueron comparadas por medio de los criterios de selección antes mencionados. Los puntajes otorgados en cada criterio están comprendidos entre 0 y 3, en concordancia con el sistema de puntaje asignado en el catálogo indrómada. Estos corresponden a:

- ❖ 3 → Gran efectividad y eficiencia
- ❖ 2 → Efectivo, buena eficiencia
- ❖ 1 → Efectivo, menor eficiencia
- ❖ 0 → Inefectivo

De este modo, la solución adoptada fue aquella que presentó el mayor puntaje acumulado, correspondiente a la mayor eficiencia.

Tabla N°2. Comparación de soluciones de mecanismo de manipulación por criterios.

	Garra mecánica de contacto por presión			Neumática
	Paralela	Radial	Angular	Aspiración
Pieza prismática: bloque	3	1	3	3
Dimensiones: de 50 mm a 300 mm	3	1	3	3
Masa: de 10 kg a 50 kg	2	1	3	1
Superficie rugosa	3	3	3	0
Capacidad de orientación	3	3	2	0
Compensación de fuerzas axiales	2	2	3	1
Desgaste de componentes	1	1	1	3
Velocidad de actuación	2	2	2	3

Total	19	14	20	14
-------	----	----	----	----

La solución ganadora fue la **garra mecánica de contacto por presión de mecanismo angular**. Algunos puntos de particular interés pueden ser resaltados de esta comparación:

1. La garra angular se adapta a la perfección a las características de la pieza a manipular, al igual que la garra de dedos paralelos. Ambos mecanismos se mantienen altamente igualados durante la comparación. La diferencia lograda a favor del mecanismo angular radica en su mayor capacidad de equilibrar las fuerzas externas que actúan sobre la pieza durante el rolado, y su mejor funcionamiento ante el agarre y transporte de piezas más pesadas.
2. La garra de dedos paralelos es una opción viable siempre y cuando la superficie del producto sea lo suficientemente rugosa como para generar la fuerza de fricción requerida para compensar las fuerzas de rolado ejercidas sobre este.
3. El mecanismo radial es ineficiente al tratar con piezas de tales dimensiones, ya que requiere demasiado espacio para su apertura. La capacidad de apriete de esta última se ve adversamente afectada ante la combinación masa/forma prismática/tamaño del producto.
4. El sistema de aspiración por aire se ve fuertemente afectado por su limitada capacidad de transmitir esfuerzos cortantes, reduciendo notoriamente su desempeño en compensación de las fuerzas axiales presentes durante el proceso de rolado. La superficie rugosa de la pieza genera grandes complicaciones en la generación y mantenimiento del vacío interno del sistema, mermando la capacidad de la ventosa de sujetar el producto. La combinación de masa de la pieza y escasa transmisión de esfuerzos compromete la capacidad de sujeción del sistema al momento de reorientar la pieza por medio de rotación.
5. El sistema de aspiración cuenta con su ventaja más significativa sobre las garras mecánicas por contacto en su velocidad de actuación, apreciablemente mayor. El escaso desgaste de sus componentes también es apreciable ante sus adversarios de naturaleza mecánica, con muchas piezas de contacto. Sin embargo, estos aspectos no son significativos frente a los múltiples inconvenientes ya mencionados.

Tecnología de accionamiento

Una vez definido el sistema de manipulación a utilizar en el efector final, es necesario establecer el medio físico a través del cual será transmitida la energía mecánica requerida

para sujetar el producto. Esto es, que los dedos de la garra angular proporcionen la fuerza de agarre para tomar, mantener, transportar, y soltar el producto dentro de los tiempos de trabajo especificados para este proceso.

Para ello se debe adoptar la tecnología de actuación o de accionamiento más adecuada para las particularidades de nuestro proceso. Existe una amplia variedad de soluciones a esta problemática, con diversos principios y medios físicos ofreciendo un número de diferentes caminos para cumplir con las exigencias de nuestro proceso. Hemos considerado como potenciales soluciones al problema tres de los principales accionamientos empleados en la industria en la actualidad.

Actuador hidráulico

Recorre al uso de un fluido hidráulico incompresible, generalmente aceite, proveniente de una bomba, para generar movimiento lineal a través de sistemas del tipo pistón-cilindro. El fluido a presión llena el cilindro y empuja al pistón, obligándolo a desplazarse linealmente en la dirección del flujo de fluido. El pistón regresa a su posición inicial por medio de una fuerza elástica de retorno, generalmente suministrada por un resorte, una vez que el fluido ha dejado el cilindro.

La velocidad de desplazamiento del pistón puede regularse al modificar el caudal de fluido suministrado por la bomba. Como resultado, pueden alcanzar velocidades de accionamiento elevadas, así como proporcionar una fuerza de empuje significativa, esencial para lograr la sujeción efectiva del producto por medio de la garra mecánica de contacto. Otro aspecto significativo de esta tecnología es su capacidad de transmisión de energía: el fluido es bombeado a través de mangueras flexibles, altamente adaptables a exigencias y criterios de instalación, ofreciendo gran eficiencia en la transmisión de fuerza, y es posible mantener dicha fuerza constantemente aplicada sin que la bomba suministre más fluido.

Los inconvenientes de esta tecnología radican en la complejidad de su instalación: requiere de numerosos componentes y complementos, incluyendo:

1. mangueras portadoras de fluido incompresible
2. depósito de fluido incompresible
3. bombas y motores para el bombeado
4. válvulas de liberación
5. intercambiadores de calor

Además, estos equipos requieren de un mantenimiento regular y riguroso, en busca de fugas de fluido incompresible o posibles contaminantes dentro del circuito, que reducen la eficiencia y, por lo tanto, fuerza del sistema. Las fugas de fluido también representan un riesgo de seguridad para los equipos y personal circundante.

Actuador neumático

Su principio de funcionamiento es análogo al de los actuadores hidráulicos, con la diferencia de reemplazar el fluido hidráulico incompresible por aire. Este nuevo fluido impulsor se comprime antes de ser introducido en un conjunto pistón-cilindro, ejerciendo una fuerza lineal que produce el accionamiento del actuador neumático, en este caso los dedos de una garra de contacto por presión.

Las ventajas más significativas de este tipo de accionamiento radican en su rapidez de operación, ya que el aire comprimido viaja a mayor velocidad que el fluido hidráulico a través de las mangueras, y su menor coste. Además, variaciones en la compresión dentro de cilindros de aluminio estandarizados habilitan un amplio rango de fuerzas de compresión sobre el pistón, ofreciendo mayor flexibilidad ante posibles cambios en las condiciones de trabajo.

Los inconvenientes con estos accionamientos están relacionados mayormente con las limitaciones del aire como fluido impulsivo. Dada la compresibilidad del aire, la capacidad de transmisión de fuerza es menor que en otros accionamientos de movimiento lineal, resultando en una menor fuerza de sujeción en los dedos de la garra mecánica. Además, el compresor debe funcionar continuamente para mantener la presión de funcionamiento constante.

Actuador eléctrico

Emplea el movimiento rotacional de un motor eléctrico para producir un desplazamiento lineal. Dicho movimiento de rotación es reducido en una caja reductora, aumentando el par generado, que es utilizado para producir el giro de un tornillo de avance. Este último elemento proporciona un desplazamiento lineal de una tuerca impulsora, encargada de transmitir la fuerza lineal requerida para el accionamiento de los dedos de la garra mecánica.

Estos actuadores gozan de una característica muy ventajosa en su escalabilidad. Mediante el control de la velocidad de rotación del motor eléctrico, es posible controlar el par generado y adaptar la salida de la tuerca impulsora para diferentes requisitos de fuerza. De

esta manera ofrecen control total del movimiento, por medio de velocidad de accionamiento, longitud de carrera y fuerza transmitida ajustadas para cada requerimiento de un proceso. Todo esto los vuelve los actuadores más precisos disponibles en aplicaciones de ingeniería.

El gran inconveniente asociado a estos actuadores es el gran tamaño y masa, relativo al efector final, de un motor eléctrico, perjudicial para la instalación y movilidad del conjunto. Además, los componentes eléctricos del actuador son susceptibles a ser dañados y fallar en entornos peligrosos, que incluyan la manipulación de objetos o sustancias a alta temperatura, volátiles o inflamables. A pesar de no estar en contacto directo con el producto a manipular, el calor puede transmitirse fácilmente hacia los conductores eléctricos y componentes electrónicos.

Criterios de selección de la mejor solución

Cada una de estas soluciones recurre a tecnologías con limitaciones y beneficios únicos. La elección de la solución más adecuada está condicionada por la ponderación de dichas limitaciones y beneficios, en función de su contribución a las características esperadas de una solución efectiva y eficiente.

Hemos recurrido a una tabla comparativa [1, p.27] para contar con una referencia de las principales diferencias en desempeños de las tres posibles soluciones en distintos aspectos pertinentes para lograr un accionamiento capaz:

1. Fuerza de agarre: consiste en la fuerza ejercida por el actuador y transmitida a través de ambos dedos a la superficie de contacto con el producto para agarrar y sostener la pieza.
2. Velocidad de actuación: rapidez con la que el actuador puede abrir o cerrar la garra.
3. Transmisión de energía: facilidad y practicidad del sistema y su red de suministro para transportar la energía de su fuente al actuador. Incluye los siguientes aspectos:
 - a. Flexibilidad de la instalación
 - b. Complejidad de la red de suministro
 - c. Frecuencia e intensidad de mantenimiento
4. Coste del actuador y su sistema, incluyendo red de suministro de energía y componentes auxiliares.

5. Resistencia a la suciedad: robustez del actuador ante la presencia de agentes perjudiciales en el ambiente de trabajo, tales como polvo, arena, rocío y aceite.
6. Tamaño y masa: volumen ocupado por el actuador, incluyendo su red de suministro y elementos auxiliares. Masa total del conjunto.
7. Parada de emergencia: capacidad de detener el actuador de forma inmediata y segura ante una emergencia, como un corte de energía, sobrecarga de la red o fallo del sistema.
8. Control de posición: capacidad de controlar de forma proactiva la posición de los dedos de la garra mecánica durante todo el proceso de manipulación del producto.

Estos aspectos constituyen un esquema completo del rendimiento y las capacidades de cada accionamiento. Es por ello que se ha definido a este conjunto de cualidades como criterios de selección de la mejor solución al problema del actuador a utilizar en la garra mecánica de contacto. En función las especificaciones del proceso, se ha asignado a cada criterio una ponderación o “peso” sobre la valoración total del conjunto.

Tabla N°3. Valoración de criterios de selección de accionamientos.

	Valoración
Fuerza de agarre	10
Velocidad de actuación	10
Transmisión de energía	10
Coste	8
Resistencia a la suciedad	8
Tamaño y masa	6
Parada de emergencia	4
Control de posición	1

De esta forma, el puntaje obtenido en cada criterio debe ser multiplicado por su perspectiva valoración. La suma de todas las ponderaciones conforma el puntaje final de cada solución, siendo seleccionada como la más viable para nuestro proyecto aquella con el puntaje final más elevado.

Selección de la mejor solución

Los valores numéricos asignados en cada criterio corresponden a:

- ❖ 3 → desempeño deseado
- ❖ 2 → desempeño regular
- ❖ 1 → desempeño negativo

De esta manera, fue posible construir una matriz base, a partir de la cual determinar la mejor solución según la ponderación de sus valores.

Tabla N°4. Puntajes asignados a cada accionamiento por categoría.

	Neumático	Hidráulico	Motor eléctrico
Fuerza de agarre	1	3	1
Velocidad de actuación	3	1	1
Transmisión de energía	2	1	3
Coste	3	1	1
Resistencia a la suciedad	2	3	2
Tamaño	1	3	3
Parada de emergencia	1	2	1
Control de posición	1	2	3

De acuerdo con las valoraciones asignadas a cada criterio, la suma ponderada de los valores expuestos en la matriz entrega los puntajes finales de cada tipo de accionamiento.

Tabla N°5. Comparación de accionamientos por criterios ponderados.

	Neumático	Hidráulico	Motor eléctrico
Fuerza de agarre	10	30	10
Velocidad de actuación	30	10	10
Transmisión de energía	20	10	30
Coste	24	8	8
Resistencia a la suciedad	16	24	16
Tamaño	6	18	18
Parada de emergencia	4	8	4
Control de posición	1	2	3
Total	111	110	99

El resultado establece al **actuador neumático** como la solución más adecuada para las consideraciones contempladas como parte de nuestro proyecto. Muy cerca, sin embargo, se halla el actuador hidráulico en segundo lugar, con un desempeño global muy similar. A

continuación, se detallan algunos de los criterios más decisivos en el resultado final observado:

- 1) Las principales ventajas del actuador neumático sobre el hidráulico radican en su elevada velocidad de actuación, menor costo y mayor eficiencia en la transmisión de energía:
 - a) La compresibilidad del aire y el bajo peso de sus componentes móviles otorgan al actuador neumático gran velocidad de respuesta. En actuadores hidráulicos, en cambio, la viscosidad del fluido y la inercia de sus partes móviles más pesadas limitan su velocidad.
 - b) La red de suministro de un actuador hidráulico, aunque de distribución sencilla, emplea componentes más pesados y rígidos, que dificultan su implementación en espacios reducidos como, en este caso, el extremo del brazo robot. En cambio, el actuador neumático, con tuberías mucho más flexibles, es inherentemente más simple, y en este caso eficiente, de implementar. Ambas tecnologías requieren de sellos para prevenir pérdidas de fluido en las uniones de las mangueras y componentes.
- 2) El actuador hidráulico presenta cierta superioridad sobre el neumático en otras áreas, algunas de ellas muy importantes:
 - a) La incompresibilidad del fluido hidráulico confiere a estos actuadores una mayor capacidad de transmisión de fuerza, debido a su mayor densidad de energía a través de sus mangueras. El aire, en cambio, disipa una porción más significativa de energía durante su compresión. Esto restringe la eficiencia del actuador.
 - b) Los cilindros neumáticos requieren de largos recorridos físicos para generar carreras útiles. La compresibilidad del aire dicta que sea necesario un cilindro con una longitud mayor que el desplazamiento real de los dedos de la garra producido al accionar el elemento. Esto implica que el sistema neumático ocupe más espacio y resulte difícil de empaquetar. Los cilindros hidráulicos, gracias a la mayor densidad de energía del fluido incompresible, necesitan menos recorrido y resultan más compactos.
 - c) Los actuadores neumáticos son propensos a ingerir suciedad del ambiente, que posteriormente es depositada en la red de suministro (mangueras, válvulas) y cilindros. La fricción generada por estas obstrucciones introduce una nueva forma de disipación de energía al sistema, al mismo tiempo que produce el desgaste de piezas móviles. Los accionamientos hidráulicos son mucho más robustos ante la suciedad.

- 3) El motor, aunque muy compacto y con excelente capacidad de transmisión de energía, gracias, muestra debilidades importantes en su rapidez de actuación y su menor capacidad de transmitir fuerza de agarre. El ofrecer la mejor precisión en un hipotético control de posición, aunque útil en un sinnúmero de aplicaciones, carece de suficiente pertinencia ante las exigencias de nuestro proceso.

Según [1], “En general se empleará un sistema con motor eléctrico [en] caso de que sea necesario controlar la posición de los dedos. En productos de muy elevado peso se puede emplear un sistema hidráulico a pesar de los inconvenientes de suciedad de estos. Los productos ligeros suelen emplear actuadores neumáticos. Estos tienen la ventaja de un funcionamiento sencillo tipo todo/nada y no sufren caso de trabajar en bloqueo, esto es, no se gasta energía manteniendo los esfuerzos sobre el producto. La neumática puede trabajar a altas velocidades y soportar ambientes contaminados o golpes sin sufrir daños. Si los productos son irregulares los actuadores neumáticos no tienen problema en adaptarse a ellos.”

Material

Una vez establecidos el sistema de manipulación y tecnología de accionamiento, sólo resta establecer el material de fabricación a utilizar en la garra mecánica para concluir la etapa de prediseño.

El material adoptado está condicionado por las exigencias del proceso de rolado sobre la garra. Dado que, durante la manipulación del producto, la garra es sometida a elevadas temperaturas y grandes concentraciones de esfuerzos internos, las principales propiedades deseadas en el material constituyente son el buen comportamiento térmico y mecánico.

La probeta es el producto de un proceso de calentamiento en un horno industrial realizado inmediatamente antes del proceso de rolado. En consecuencia, la probeta se encuentra a una temperatura de 1220°C, necesaria para la recristalización del acero que compone dicha pieza, permitiendo la deformación de la misma por medio de la acción de la roladora. La elevada energía calórica emitida por la probeta sería transmitida a la superficie de contacto entre esta y el efector final, lo que, en efecto, requiere de un material de alto punto de fusión.

Antes de la fusión, los metales tienden a dilatarse ante el calentamiento. Variaciones en la geometría y dimensiones del agarre del efector final resultan en la incapacidad del conjunto de sujetar la probeta eficazmente, aumentando el riesgo de que el producto se libere

del efector y se dañe o dañe equipos y dispositivos en las inmediaciones. Es necesario, entonces, adoptar un material base para el efector final que cuente con un índice de dilatación térmica reducido.

La naturaleza repetitiva del proceso de rolado, en el cual el robot debe manipular varias probetas por minuto, somete al efector final a un número de condiciones adversas. El contacto sostenido durante varios segundos con la probeta transmite parte de la energía calórica de esta pieza al efector final, a través de su superficie de contacto. Esto produce un calentamiento del material del efector final en la superficie de contacto y regiones circundantes, acompañado de un reacomodamiento y dilatación de su estructura cristalográfica. Una vez que la probeta ha sido liberada y el contacto entre esta y el efector ha concluido, el área afectada de este último se enfría al aire durante unos segundos antes de tomar una nueva probeta en el siguiente ciclo del proceso de rolado. Este enfriamiento consolida el nuevo arreglo de la estructura cristalográfica, y genera una contracción del material. Esta secuencia se reinicia con cada ciclo de trabajo del conjunto roladora-robot. La constante reestructuración interna del material, acompañada de los ciclos de dilatación y contracción, resulta en el desgaste o fatiga del material, que, de no ser controlada, resultaría en la rotura del efector, en la superficie de contacto y sus inmediaciones, por fatiga térmica. Ante semejante fenómeno destructivo, es imperioso que el efector esté compuesto de un material que presente características resistivas sobresalientes ante la fatiga térmica.

La fusión y dilatación del material, así como también su posible rotura por fatiga térmica, ocurren primero en la superficie de contacto entre la probeta y el efector. Una vez que la energía calórica transferida desde la probeta empieza a acumularse, el calentamiento y sus efectos se extienden gradualmente hacia otras regiones del material, incluyendo su núcleo. Esto se debe a otra característica fundamental de los materiales: su conductividad térmica. Mientras mayor sea la conductividad térmica del material, más rápida y extensa es la propagación del calor al resto del material, y, conversamente, más acelerado es su enfriamiento una vez concluida la exposición del material a la fuente de calor. Esta característica es deseada para la garra mecánica de contacto por presión, que estaría sometida al contacto con una fuente de calor, el producto, durante breves periodos dentro de cada iteración del proceso de rolado. Un alto valor de conductividad térmica facilita la tarea de enfriar la pieza entre cada iteración del proceso.

Otro aspecto fundamental a considerar como resultado de la transmisión de calor de la probeta al efector es la oxidación del material. Al calentarse, los átomos de la estructura cristalográfica del efector disponen de mayores cantidades de energía que a temperatura ambiente, haciéndolos susceptibles a ceder electrones y establecer enlaces iónicos con

moléculas de oxígeno, dando lugar a la oxidación del material y a la formación de óxidos en su superficie. Este fenómeno no solo modifica la geometría y relieve del efector, alterando su capacidad de manipular la probeta eficazmente, sino que también produce cambios en las características del material, como su resistencia mecánica, volviéndolo frágil y propenso a la ruptura ante colisiones.

Por lo tanto, fue realizada una búsqueda de posibles soluciones que presenten las cualidades mencionadas, analizando una amplia variedad de materiales, incluyendo aquellos más versátiles y universalmente presentes en la industria, como también alternativas altamente especializadas para tareas de alta resistencia térmica.

Posibles materiales a adoptar

Existen una gran variedad de materiales de alto rendimiento mecánico y térmico disponibles en el mercado. Estos se encuentran comprendidos en un rango de aleaciones ferrosas y no ferrosas, beneficiándose de los principales atributos de los metales, como su maleabilidad, ductilidad, conductividad y tenacidad, y compensando algunas de sus deficiencias a través de la adición de otros elementos. Los aditivos, dependiendo de sus propiedades, son insertados en la estructura cristalina del metal y, en consecuencia, pueden aumentar la resistencia mecánica del material, incrementar su resistencia a la oxidación, o mejorar su rendimiento a elevadas temperaturas. Existen también numerosos compuestos y elementos de la tabla periódica que suelen ser utilizados como recubrimiento superficial de aleaciones o metales puros, ofreciendo una capa de aislante térmico, anti oxidante, o incluso un endurecimiento del material en la superficie, resistente a la penetración y el choque, a la vez que el núcleo permanece tenaz.

Ante tantas posibles opciones de material para nuestra garra mecánica, hemos decidido analizar una mera fracción de materiales. No obstante, consideramos que estos son adecuadamente representativos de varias familias de materiales que reúnen las características fundamentales que deseamos en nuestra garra mecánica: gran resistencia mecánica y alto rendimiento térmico.

Acero AISI 1045

La familia AISI 1045, hierro y alrededor de 0,45% de carbono, son aceros de medio carbono, destacados por su tenacidad, maquinabilidad y resistencia a esfuerzos mecánicos. Sus aplicaciones de ingeniería están comprendidas en un amplio espectro de funciones, desde partes móviles de alta velocidad, como ejes, tornillos sin fin y engranajes industriales, hasta componentes estructurales de gran resistencia mecánica. Destaca, por lo tanto, en

aplicaciones que requieren resistencia a la tracción, corte y flexión, mientras que también provee un grado considerable de flexibilidad. Su comportamiento térmico, sin embargo, deja que desear, lejos de ser ideal en ambientes de temperaturas extremas. Debido a que solo la pieza se encuentra a temperaturas elevadas, sus limitaciones se ven minimizadas. Constituye una opción económica, de gran robustez y alta disponibilidad.

Acero AISI 446

Acero inoxidable ferrítico con alto contenido de cromo, comprendido entre 24% y 27%, la familia AISI 446 se beneficia de las cualidades del cromo para gozar de excelente resistencia a la oxidación, alta conductividad térmica, reducida expansión térmica y gran maquinabilidad. Este conjunto de características favorece a este grupo de materiales en aplicaciones de contacto térmico directo e indirecto, comúnmente encontrados en intercambiadores de calor industriales y cámaras de combustión.

Son buenas alternativas si se esperara corrosión por oxidación o si la transmisión térmica desde la pieza fuera significativa.

Acero 253 MA

Aceros austeníticos con un pequeño contenido de cromo, silicio y tierras raras, particularmente cerio (Ce), típicamente en proporciones menores a 0,05%. Estos aditivos facilitan la formación y adherencia natural de una capa pasiva de óxidos protectores, una película muy delgada, estable y autorregenerable, en toda la superficie del material. Esta capa es altamente aprovechable, ya que actúa como aislante químico: impide el paso de oxígeno y otros gases reactivos al núcleo del material, previniendo la oxidación progresiva en profundidad que normalmente resultaría en la formación de escamas frágiles, de propiedades mecánicas pobres.

Estas propiedades le confieren a esta familia de aceros una cualidad fundamental para desempeñarse exitosamente en nuestro proyecto: estabilidad ante el calor. Esta se manifiesta como la capacidad del material de mantener sus propiedades mecánicas e integridad estructural relativamente inalteradas a temperaturas elevadas durante prolongados periodos de exposición.

Óxido de zirconio (ZrO₂)

Se trata de un material cerámico, caracterizado por su baja maquinabilidad, fragilidad y resistencia mecánica inferior a la de los metales. Sin embargo, y a pesar de sus

mencionadas deficiencias, destaca en su comportamiento a elevadas temperaturas. Su baja conductividad térmica lo vuelve un gran aislante térmico, idóneo para proteger componentes y porciones de la garra sometidas a contacto directo con el producto a 1200°C. Adicionalmente, presenta una extraordinaria resistencia al choque térmico, grandes cambios de temperatura en periodos de tiempo muy acotados (similar a una función impulso), y a la fatiga térmica, que conjuntamente lo vuelven uno de los materiales más eficaces como revestimiento refractario. Aunque su maquinabilidad y baja disponibilidad limitan su utilización como principal constituyente de la garra mecánica, es posible adoptar este cerámico como recubrimiento de las áreas de contacto de los dedos y el producto.

Inconel 625

Consiste en una superaleación de cromo, niobio y molibdeno en base de níquel, dado por la composición química:

- ❖ Níquel (Ni): 58%
- ❖ Cromo (Cr): 20-23%
- ❖ Molibdeno (Mo): 8-10%
- ❖ Niobio (Nb): 3-4%

El níquel constituye una base estable bajo condiciones térmicas agresivas, proporcionando además alta tenacidad y ductilidad. El cromo forma una capa pasiva de óxidos en la superficie, que protege el núcleo del material de la oxidación atmosférica a temperaturas superiores a 1000°C. El niobio forma fases de refuerzo al combinarse con el níquel, aumentando la resistencia mecánica del material sin volverlo demasiado frágil. En conjunto, estas cualidades confieren a la aleación sobresaliente resistencia a la oxidación, fatiga térmica y deformación plástica, esta última gracias a la estabilidad del material a elevadas temperaturas, que le permite conservar su resistencia mecánica.

Aunque es irrelevante para nuestra aplicación, la adición de molibdeno a la superaleación la dota de excelente resistencia a la corrosión por picado en ambientes que contienen cloruros o soluciones ácidas.

Inconel 718

Esta superaleación es similar al Inconel 625, aunque presenta una composición química rediseñada para lograr resistencia mecánica superior a través de endurecimiento por precipitación.

Su nueva composición química es:

- ❖ Níquel (Ni): 50-55%
- ❖ Cromo (Cr): 17-21%
- ❖ Niobio (Nb): 4,7-5,5%
- ❖ Molibdeno (Mo): 2,8-3,3%
- ❖ Titanio (Ti): 0,6-1,1%
- ❖ Aluminio (Al): 0,3-0,8%

El niobio, titanio y aluminio forman precipitados, partículas dentro de la matriz metálica, con el níquel base. Estas combinaciones Ni_3Nb y $Ni_3(Al,Ti)$ se forman y se separan del resto del material durante procesos de tratamiento térmico, particularmente revenido, dispersándose de manera uniforme por toda la matriz del material. Los precipitados impiden el movimiento de dislocación en la red cristalina, responsable de la deformación del material. Como resultado, se obtiene una notoria mejora en la resistencia mecánica bajo condiciones de ciclos térmicos y carga prolongada, especialmente resistencia al desgaste y la fluencia, a expensas de ductilidad y maquinabilidad, como consecuencia del endurecimiento.

Carburo de tungsteno (WC)

Este cerámico metálico a base de tungsteno es destacable por su extraordinaria densidad, lo que lo vuelve comparativamente pesado y difícil de mecanizar frente a aleaciones de hierro y níquel. Sin embargo, el resultado de semejante densidad de material es una dureza descomunal. El producto de esta cualidad es una enorme resistencia mecánica, entre las más altas del mercado, especialmente ante el desgaste, el choque y la penetración. Gracias al comportamiento térmico que destaca a los cerámicos, sus propiedades resultan idóneas ante entornos abrasivos, caracterizados por el contacto reiterado con piezas sólidas a elevadas temperaturas.

Criterios de selección de la mejor solución

En concordancia con las consideraciones mencionadas al inicio de esta sección, es posible distinguir tres características fundamentales que contribuyen a una solución satisfactoria:

- (1) Buen comportamiento térmico
- (2) Buen comportamiento mecánico
- (3) Buena disponibilidad y costo accesible

Como métrica para cada una de estas características, se optó por definir una serie de indicadores que faciliten la tarea de cuantificar el grado de aptitud de cada material para su aplicación en el efector final.

El comportamiento mecánico del material ha sido parametrizado a través de tres indicadores:

La garra está sujeta a diversas cargas, resultantes del accionamiento del actuador neumático, la reacción producida al contacto con el producto, y la acción de la roladora durante el proceso de deformación del producto. Ante semejantes condiciones de trabajo, la **resistencia mecánica** del material de la garra es un criterio de vital importancia, ya que describe la capacidad del material de soportar las cargas aplicadas sobre éste antes de sufrir deformaciones plásticas, irreversibles, o alcanzar la ruptura.

La resistencia mecánica abarca un número de diferentes cargas aplicadas y esfuerzos estructurales, incluyendo tracción, compresión, torsión, flexión y corte o cizalladura. Según el proceso de sujeción y rolado, los últimos tres son los más significativos:

- ❖ La carga en voladizo aplicada en los extremos de los dedos, correspondiente al contacto entre el producto y la garra, genera momentos flectores sobre la sección transversal de cada dedo. Estos momentos resultan en la concentración de esfuerzos en la base de los dedos, donde se fijan al soporte de la garra. Dado que los dedos son elementos esbeltos, los esfuerzos de flexión representan los más críticos durante el proceso de rolado.

- ❖ Durante el rolado, el producto ejerce una fuerza sobre la superficie de contacto, en dirección paralela al eje longitudinal de la garra, transmitiendo una carga axial de compresión.

- ❖ La aplicación simultánea de la fuerza de cierre de la garra, proporcionada por el accionamiento del cilindro neumático, y la reacción de contacto con el producto en extremos opuestos de ambos dedos genera una palanca que induce esfuerzos cortantes en la sección transversal.

Si bien los esfuerzos de compresión y corte se estiman menos significativos que aquellos producidos por flexión, aun así contribuyen al estado combinado de esfuerzos internos. Adicionalmente, es posible considerar un minúsculo esfuerzo de torsión si el contacto con la pieza no es simétrico. Tal escenario puede manifestarse ante un apoyo no centrado de la pieza entre los dedos, causado por una desalineación por descalibración del conjunto, imperfecciones geométricas en la pieza o dedos de la garra, o fuerzas externas no centradas.

Un material con mayor resistencia mecánica es menos propenso a fallar estructuralmente por cargas repetidas, impactos con cuerpos sólidos, o deformaciones permanentes. Esta durabilidad tiene grandes repercusiones en el diseño de la garra mecánica, particularmente de sus dedos, ya que aquellos materiales más resistentes permiten secciones transversales más delgadas, que a su vez requieren menores cantidades de material.

Debido a que la herramienta de sujeción se encuentra en contacto cíclico con la superficie rugosa y caliente del producto a sujetar, es imprescindible considerar la **resistencia a la abrasión** del material. Esto es, la capacidad del material de resistir el desgaste superficial del consecuente del contacto, roce y fricción constantes con otros cuerpos sólidos. Mientras menor sea el desgaste de la herramienta de sujeción, más longeva es su vida útil, y menor la frecuencia de recambio de partes.

Finalmente, también se debe considerar la facilidad con la que el material puede ser mecanizado, cortado y trabajado por medio de herramientas de trabajo convencionales. La **maquinabilidad** del material es de gran importancia si se desea producir la garra mecánica de forma autónoma. Una buena maquinabilidad recorta los tiempos de fabricación, requiere de herramientas menos costosas y especializadas, y reduce el desgaste de la maquinaria y herramientas utilizadas en el proceso de producción.

Para analizar el comportamiento térmico de las alternativas, han sido establecidos como criterios ciertos parámetros pertinentes, que proporcionan una imagen constructiva de qué tan distorsionadas se ven las propiedades físicas del material al desempeñar las tareas del proceso en contacto con el producto a altas temperaturas:

En primer lugar, se debe evaluar el efecto del contacto cíclico con el producto, que se encuentra a más de 1200°C. La **resistencia a la fatiga térmica** consiste en la capacidad del material de soportar ciclos repetitivos de calentamiento y enfriamiento, sin fracturarse ni desarrollar agrietamiento superficial. Las grietas y fisuras, al igual que cualquier cavidad o rechupe que genere un cambio de sección en los dedos de la garra, representan puntos focales para la concentración de esfuerzos internos. Las operaciones sostenidas en el tiempo en presencia de estos imperfectos resultarían en la ruptura de la garra mecánica.

La facilidad con la que el calor fluye a través del material puede observarse a través de la **conductividad térmica**. Para este proceso, es idóneo adoptar un material con un gran valor de conductividad térmica. Un alto valor es indicativo de una gran eficiencia en la disipación del calor, agilizando el enfriamiento de la pieza entre ciclos de contacto.

La expansión del material debido al incremento de su temperatura está dada por la **expansión térmica**. El objetivo en este criterio es un coeficiente de expansión térmica reducido. Un coeficiente bajo limita el riesgo de deformaciones en las áreas de contacto, sometidas a exposición calórica localizada. Tales deformaciones serían altamente perjudiciales en la transmisión de fuerzas de agarre, ya que producirían superficies de contacto irregulares entre los dedos de la garra mecánica y la pieza. Los resultados de tal eventualidad incluyen esfuerzos internos adicionales en los dedos y mayores presiones de contacto sobre el producto (que pueden ocasionar daño).

Finalmente, la **resistencia a la oxidación a altas temperaturas** proporciona una visión de la capacidad del material de resistir la formación de óxidos y posterior degradación superficial al exponerse a altas temperaturas en presencia de oxígeno. Perder superficie de contacto por oxidación presenta grandes limitaciones en la capacidad de la garra mecánica de sujetar el producto. Específicamente, distribuir las fuerzas de contacto necesarias sobre la superficie del producto sin exceder el límite de presión de contacto permitido sobre la pieza, incrementando la posibilidad de dañar el producto y durante el agarre.

Para complementar los criterios de comportamiento mecánico y térmico, fue considerada otra característica de los materiales: **peso específico**. La densidad del material influye de forma directa sobre la masa del efector final. Aunque resulta un parámetro relativamente insignificante para este proyecto debido a que la capacidad de carga del robot IRB 6400 asegura un amplio margen para sujetar el producto de 12 kg, mientras más ligero sea el conjunto del efector final, el robot podrá seguir la rutina de trabajo de manera más rápida, precisa y estable.

Selección de la mejor solución

A cada criterio de selección involucrado en el proceso de selección le fué asignada una valoración, a fin de ponderar los resultados de acuerdo a la prioridad de cada criterio en el diseño de nuestro efector final.

Tabla N°6. Valoración asignada a cada criterio de selección de materiales.

Resistencia a la fatiga térmica	3
Maquinabilidad	3
Disponibilidad comercial/Costo relativo	3
Resistencia a la oxidación a altas temperaturas	2
Resistencia a la abrasión	2
Conductividad térmica	2

Resistencia mecánica a 800°C	1
Peso específico	-1
Expansión térmica	-2

Luego de recopilar suficiente información en todos los campos necesarios, se completó la siguiente tabla de datos. Estos valores, numéricos y cualitativos, proporcionan una base para la posterior comparación.

Tabla N°7. Valores asignados a cada material por criterio.

	AISI 1045	AISI 446	253 MA	Óxido de zirconio	Inconel 625
Resistencia a la fatiga térmica	Buena	Buena	Buena	Excelente	Excelente
Conductividad térmica [W/m.K]	49.8	26	25	2	9.8
Expansión térmica [um/m.K]	10.4	10.4	15	10	12.8
Resistencia a la oxidación a altas temperaturas	Regular	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Resistencia mecánica a 800°C [MPa]	70	310	350	200	440
Resistencia a la abrasión	Regular	Buena	Buena	Excelente	Buena
Disponibilidad comercial/costo relativo	Muy buena	Buena	Media	Baja	Baja
Peso específico [g/cm ³]	7.85	7.7	7.8	6	8.44
Maquinabilidad	Muy buena	Buena	Buena	Baja	Buena
Resistencia a la fatiga térmica	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Conductividad térmica [W/m.K]	11.4	110	130	130	130
Expansión térmica [um/m.K]	13	5	4.5	4.5	4.5
Resistencia a la oxidación a altas temperaturas	Excelente	Buena	Buena	Buena	Buena
Resistencia mecánica a 800°C [MPa]	725	700	700	700	700
Resistencia a la abrasión	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente
Disponibilidad comercial/costo relativo	Baja	Media	Muy baja	Muy baja	Muy baja
Peso específico [g/cm ³]	8.19	15.6	19.3	19.3	19.3
Maquinabilidad	Moderada	Baja	Baja	Baja	Baja

Inconel 718	Carburo de tungsteno	Tungsteno -Renio	WL	WVM
-------------	----------------------	------------------	----	-----

Posteriormente se realizó una normalización de valores, del uno al diez, en cada campo. Fueron estos valores normalizados los que se sometieron a la ponderación.

Tabla N°8. Puntuación con valores normalizados por criterio.

	AISI 1045	AISI 446	253 MA	Óxido de zirconio	Inconel 625
Resistencia a la fatiga térmica	7	7	7	10	10
Conductividad térmica	4	2	2	0	1
Expansión térmica	7	7	10	7	9
Resistencia a la oxidación a altas temperaturas	5	10	10	10	10
Resistencia mecánica a 800°C	1	4	5	3	6
Resistencia a la abrasión	5	7	7	10	7
Disponibilidad/Costo	9	7	6	4	4
Peso específico	4	4	4	3	4
Maquinabilidad	10	7	7	2	7
Resistencia a la fatiga térmica	10	10	10	10	10
Conductividad térmica	1	8	10	10	10
Expansión térmica	9	3	3	3	3
Resistencia a la oxidación a altas temperaturas	10	7	7	7	7
Resistencia mecánica a 800°C	10	10	10	10	10
Resistencia a la abrasión	10	10	10	10	10
Disponibilidad/Costo	4	6	2	2	2
Peso específico	4	8	10	10	10
Maquinabilidad	5	2	2	2	2
	Inconel 718	Carburo de tungsteno	Tungsteno -Renio	WL	WVM

Tras aplicar la ponderación de los datos normalizados, los valores agregados de cada material al final de la comparación se resumen en la siguiente tabla.

Tabla N°9. Puntuación final ponderada de material de constitución del efector final.

Carburo de tungsteno	100
AISI 1045	89
Inconel 718	87
AISI 446	87
Inconel 625	83
253 MA	79
Óxido de zirconio	75

El claro ganador de la comparación es el carburo de tungsteno, destacando principalmente por su gran conductividad térmica, acotada expansión térmica, y extraordinaria resistencia mecánica y a la abrasión.

Sin embargo, hemos optado por adoptar el acero de medio carbono **AISI 1045** como material base para nuestra garra mecánica. Nuestra decisión se basa sencillamente en dos hechos:

1. El carburo de tungsteno es sustancialmente más costoso y difícil de maquinar, requiriendo herramientas especiales para conformarlo según las especificaciones de la garra. Esto supone un número de dificultades para producir piezas de recambio hechas de este material, incluyendo disponibilidad limitada de materia prima y mayores costos de elaboración. El acero AISI 1045 es el material con mayor puntaje agregado después del carburo de tungsteno, por lo que fue la opción más lógica para reemplazar a dicho material.

2. Muchas aplicaciones industriales con exigencias similares a las de nuestro proyecto utilizan acero AISI 1045 para las partes en contacto con el producto, tales como garras mecánicas. El material se ha mostrado lo suficientemente fiable y robusto en tales aplicaciones.

A pesar de poseer resistencia mecánica, a la oxidación y a la abrasión inferiores a las de otros materiales especializados como las familias del Inconel y aceros aleados con grandes cantidades de cromo, sus cualidades fueron consideradas aptas para su aplicación en el proceso de rolado. Su bajo precio y disponibilidad inmediata, en conjunto con una ductilidad que favorece su maquinabilidad, aseguran la posibilidad de producir piezas de recambio para las partes de contacto de la garra sin dificultades.

Resumen de la etapa de prediseño

El efector final está constituido por un mecanismo de manipulación y su respectivo sistema de accionamiento. Como etapas preliminares al diseño detallado de cada uno, a fin

de garantizar la fuerza de agarre y la integridad del conjunto, se ejecutó un proceso de selección de las soluciones más eficientes:

- (1) El mecanismo de manipulación del efector final consiste en una garra mecánica de contacto por presión, de tipo angular.
- (2) La garra es accionada a través de un cilindro neumático.
- (3) El material seleccionado para constituir la garra es acero AISI 1045.

El montaje del conjunto fue proyectado en la muñeca del robot IRB 6400, y las características del conjunto han sido desarrolladas específicamente para la pieza o trozo del proceso de rolado de CRAFMSA, cuyas especificaciones se resumen en la tabla N°1.

Etapa de diseño

El diseño de la garra mecánica está basado en el mismo mecanismo utilizado en la herramienta manual operada para el forjado de piezas metálicas en CRAFMSA. El mecanismo de apriete angular es accionado por un cilindro neumático, produciendo la rotación de los dedos de la garra alrededor de un eje de rotación o pivot. Los dedos acaban en extremos en forma de "V", por lo que cada extremo cuenta con dos superficies de contacto con la pieza a manipular.

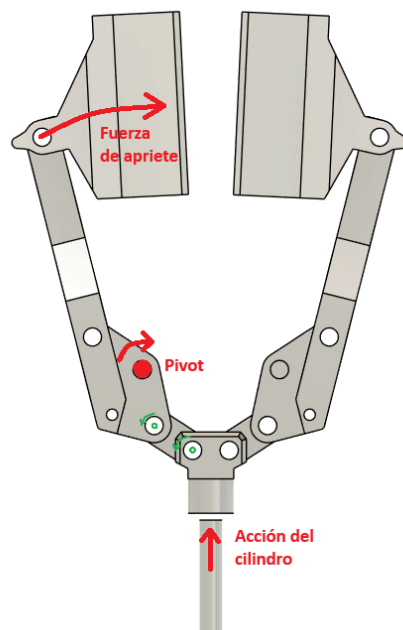


Figura N°13. Vista frontal del sistema de manipulación del efector final: una garra angular accionada por un cilindro neumático.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El objetivo de la etapa de diseño es determinar la fuerza de apriete requerida para que la garra mecánica sea capaz de sostener a la pieza y, consecuentemente, asegurar que los componentes estructurales de la garra sean capaces de resistir los esfuerzos mecánicos distribuidos internamente con la adecuada garantía de seguridad.

Fuerza del cilindro neumático

Dado que la masa de la pieza a manipular es de 12 kg, su peso es fácilmente calculado a través de:

$$\text{Peso de la pieza} = 12 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 117,72 \text{ N} \quad (1)$$

De este modo, la fuerza de apriete efectuada por la garra sobre la pieza debe ser mayor a 117,72 N. Dicha fuerza será suministrada por el cilindro neumático durante el accionamiento de la garra. Para determinar la fuerza que debe proporcionar el cilindro es necesario tener en cuenta que, durante un instante de tiempo en el proceso de rolado, el trozo estará apoyado totalmente en uno de los dedos de la garra. Por lo tanto, cada dedo debe ser capaz de soportar todo el peso de la pieza, tal como se aprecia en fig. N°14.

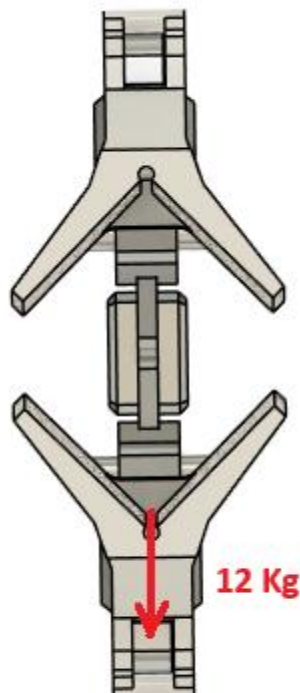


Figura N°14. Vista superior de la garra mecánica angular. Note los dedos terminados en tenazas en forma de "v" a 90°, con dos superficies de contacto.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El desarrollo de fuerzas a lo largo de los diferentes componentes estructurales de la garra facilita la obtención matemática del momento de fuerza o par necesario en el extremo de los dedos para proporcionar la fuerza de apriete mencionada. Este desarrollo es posible por medio del análisis geométrico de los componentes, en particular sus dimensiones y los ángulos que estos forman con elementos adyacentes (eje de simetría de la garra).

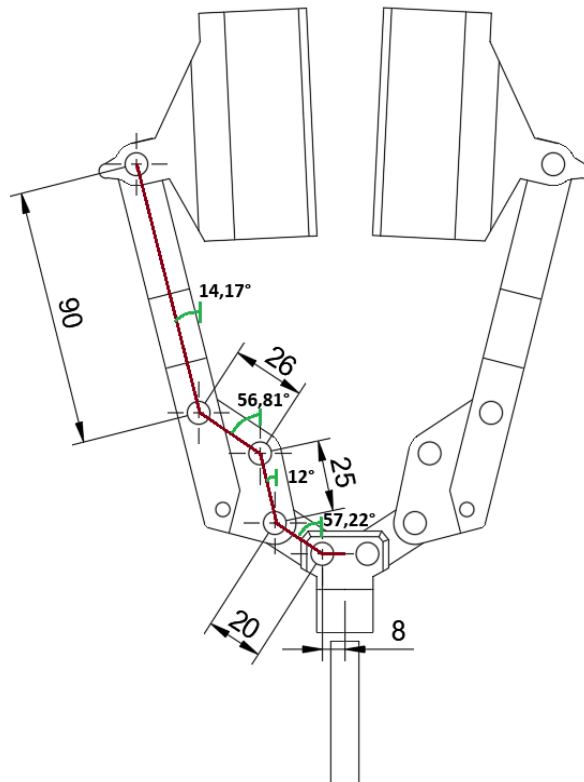


Figura N°15. Cotas del sistema de manipulación y sus ángulos respecto al eje de simetría.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El cálculo inicia por medio de la primera sección de componentes, determinada por el eje X'.

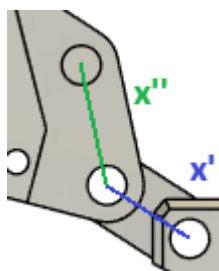


Figura N°16. Representación de los ejes X de los sistemas de coordenadas de cada unión atornillada. Los ejes X están alineados con la distancia mínima entre los centros de estas uniones (ver fig. N°15).

Fuente: Autodesk Fusion 360

La fuerza del cilindro es aplicada directamente sobre el origen de X', de tal forma que puede descomponerse de forma vectorial en sus componentes sobre dicho eje y su eje ortogonal Y'.

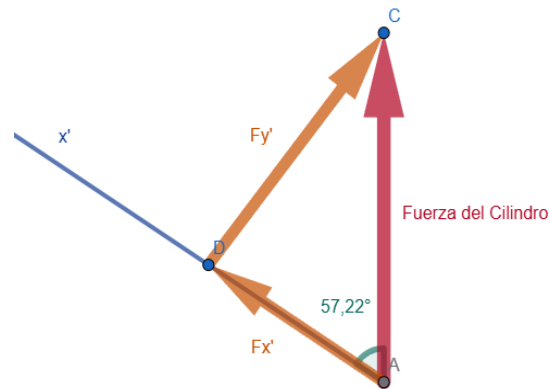


Figura N°17. Descomposición vectorial de la fuerza ejercida por el cilindro neumático según el sistema de coordenadas correspondiente a la primera unión atornillada.

Fuente: GeoGebra Calculadora Gráfica

$$F_{y'} = F_c \cdot \text{Sen}(57,22^\circ) \quad (2)$$

$$F_{x'} = F_c \cdot \text{Cos}(57,22^\circ) \quad (3)$$

Donde F_c es la fuerza del cilindro. La fuerza transmitida a través del dedo de la garra está representada por $F_{x'}$, cuya dirección es paralela al del **eje X'**. Análogamente, esta fuerza es aplicada de forma directa en la articulación del dedo que representa el origen del **eje X'**. $F_{x'}$ entonces es expresada en términos de sus componentes de esta manera:

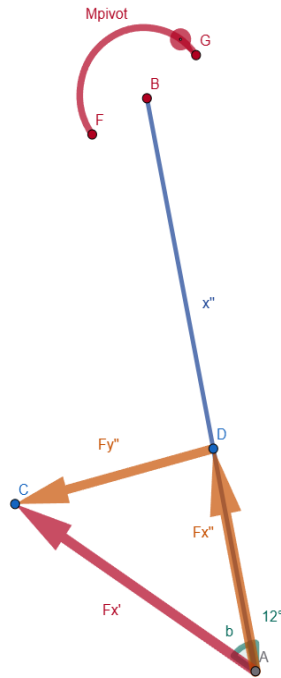


Figura N°18. Descomposición vectorial de la componente en X' de la fuerza ejercida por el cilindro neumático según el sistema de coordenadas perteneciente a la segunda unión atornillada.

Fuente: GeoGebra Calculadora Gráfica

$$b = 57,22^\circ - 12^\circ = 45,22^\circ \quad (4)$$

$$F_{x''} = F_{x'} \cdot \cos(b) \quad (5)$$

$$F_{y''} = F_{x'} \cdot \sin(b) \quad (6)$$

De esta forma, todas las fuerzas expresadas en función de $F_{x'}$ pueden, a su vez, reescribirse en términos de F_c . Por lo tanto, la fuerza $F_{y''}$ aplicada sobre la articulación se reescribe como:

$$F_{y''} = (F_c \cdot \cos(57,22^\circ)) \cdot \sin(45,22^\circ) \quad (7)$$

Esta fuerza es importante, ya que determina el momento de fuerza o par generado sobre el pivot o eje de rotación.

$$M_{pivot} = Fy'' 0,025m \quad (8)$$

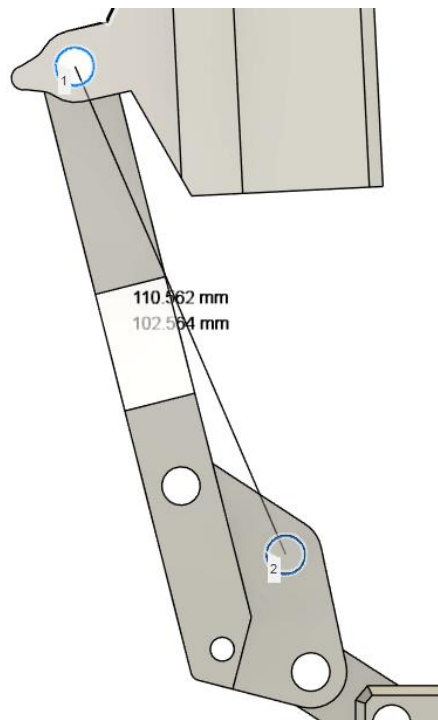


Figura N°19. Distancia mínima entre el pivot y la última unión atornillada de la garra, utilizada como brazo de palanca.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Tomando ahora como referencia el eje que conecta las articulaciones del extremo (1) y del pivot (2), se conoce el momento de fuerza generado sobre el pivot. Dado que el par generado sobre el eje se mantiene constante, se conoce entonces el momento presente en el extremo, equivalente a M_{pivot} . Con el momento de pivot y la distancia entre articulaciones de 110,562 mm es posible obtener la fuerza de apriete en el extremo de la garra.

$$M_{pivot} = F \text{ de apriete} \cdot 0,110562 \text{ m} \quad (9)$$

$$F \text{ de apriete} = M_{pivot} / 0,110562 \text{ m} \quad (10)$$

Las ecuaciones obtenidas fueron utilizadas para ejercer el cálculo de la fuerza del cilindro requerida para lograr una fuerza de apriete mayor que el mismo peso de la pieza.

$$F \text{ de apriete} \geq 117,6 \text{ N} \quad (11)$$

$$M_{pivot} \geq 117,6N \cdot 0,110562 m = 13,002 Nm \quad (12)$$

$$F_{y''} \geq 13,002 Nm / 0,025 m = 520,08 N \quad (13)$$

$$F_{x'} \geq 520,08 N / \text{Sen}(45,22^\circ) = 732,696 N \quad (14)$$

$$F_c \geq 732,696 N / \text{Cos}(57,22^\circ) = 1353,298 N \quad (15)$$

Finalmente, se concluye que la fuerza ejercida por el cilindro debe ser mayor a 1353,29N. Con este dato se procede a obtener las especificaciones necesarias en el cilindro neumático para suministrar dicha fuerza en el extremo de los dedos de la garra.

Diámetro del cilindro neumático

La primera de las especificaciones más importantes para definir el cilindro neumático requerido es el diámetro del pistón. Para determinarlo, basta con recurrir a las expresiones del área transversal del pistón y la relación entre presión de trabajo, fuerza y área:

$$\text{Área de cilindro} = \frac{\pi (\text{Diámetro de cilindro})^2}{4} \quad (16)$$

$$\text{Fuerza de cilindro} = \text{Área de cilindro} \cdot \text{Presión de trabajo} \quad (17)$$

La presión de trabajo normalizada en CRAFMSA es de 6 bar.

$$6 \text{ bar} = 600.000 Pa \quad (18)$$

Al ser la fuerza del cilindro y la presión de trabajo constantes conocidas, el área del pistón puede obtenerse fácilmente, mediante desarrollo matemático, al igual que el diámetro correspondiente.

$$\text{Área de cilindro} = 1353,298 \text{ N} / 600.000 \text{ Pa} = 0,002255 \text{ m}^2 \quad (19)$$

$$\text{Diámetro de cilindro} = \sqrt{(0,002255 \text{ m}^2 \cdot 4) / \pi} = 0,05358 \text{ m} \quad (20)$$

El diámetro mínimo necesario para lograr una fuerza de 1353,298 N es 53,58 mm. Pero dicha dimensión es apenas suficiente para generar una fuerza de apriete equivalente al peso de la pieza. Es decir, que un pistón de 53,58 mm de diámetro es apenas capaz de suministrar la fuerza necesaria para sostener la pieza, sin considerar las fuerzas adicionales que actúan sobre la pieza como resultado de la aceleración. Durante el traslado de la probeta desde su posición original hasta la roladora, fuerzas inerciales se aplican sobre la pieza como resultado de las variaciones de velocidad en desplazamientos lineales. Similarmente, durante desplazamientos angulares, siguiendo una trayectoria de arco o curva, fuerzas centrípetas amenazan con expulsar a la pieza en una dirección tangente a la trayectoria.

Es necesario adoptar un cilindro comercial de diámetro mayor, de tal forma que la fuerza suministrada por el cilindro proporcione suficiente margen ante la aparición de estas fuerzas inerciales. El estándar permite seleccionar un cilindro cuyo diámetro de pistón es 63 mm. Sustituyendo valores en ec. (16), el área de este pistón resulta en:

$$\text{Área de cilindro} = \frac{\pi (63 \text{ mm})^2}{4} = 3117 \text{ mm}^2 = 0,003117 \text{ m}^2 \quad (21)$$

La fuerza entregada por el cilindro es obtenida al introducir el área calculada en ec. (17):

$$\text{Fuerza de cilindro} = 0,003117 \text{ m}^2 \cdot 600.000 \text{ Pa} = 1870,3472 \text{ N} \quad (22)$$

La fuerza F_y'' aplicada sobre el pivot es aquella que define el par de fuerza generado, y de acuerdo con ec. (7) esta puede expresarse en función de la fuerza del cilindro según:

$$F_y'' = [1870,3472 \text{ N} \cdot \text{Cos}(57,22^\circ)] \cdot (\text{Sen } 45,22^\circ) = 718,7841 \text{ N} \quad (23)$$

El momento generado, según ec. (8) es:

$$M_{pivot} = 718,7841 \text{ N} \cdot 0,025 \text{ m} = 17,9696 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (24)$$

El momento de fuerza generado sobre el pivot es transmitido como fuerza de apriete al final del brazo de palanca, en el extremo. Al sustituir el momento calculado en ec. (9):

$$Fuerza \text{ de apriete} = 17,9696 \text{ N} \cdot \text{m} / 0,110562 \text{ m} = 162,5296 \text{ N} \quad (25)$$

Este resultado demuestra un incremento significativo en la fuerza de agarre ejercida por la garra sobre la pieza a manipular. Respecto de la magnitud original de 117,6 N, este valor supone un aumento de 38% en la capacidad de agarre del conjunto, más que suficiente para compensar por las fuerzas inerciales producidas durante el transporte de la pieza desde su posición inicial hasta la roladora.

Esfuerzos de compresión en la pieza

Una vez definida la fuerza de sujeción ejercida por la garra mecánica sobre la probeta, se debe asegurar que la pieza sea capaz de soportar los esfuerzos ejercidos por las fuerzas de compresión que cada mordaza efectúa sobre los vértices de la sección transversal cuadrada.

La fuerza de apriete de 162,5296 N es aplicada de forma simétrica, sobre vértices opuestos. Esto significa que cada mordaza en forma de “v” aplica una fuerza R de forma radial, con dirección al núcleo de la probeta.

$$R = \frac{Fuerza \text{ de apriete}}{2} = \frac{162,5296 \text{ N}}{2} = 81,2648 \text{ N} \quad (26)$$

Esta fuerza, a su vez, se descompone en dos componentes normales (N_{cara}) a las áreas de contacto entre las mordazas en “v” y las caras de la probeta. Esto es debido a la geometría de las mordazas, con dos áreas de contacto con la pieza. El grado de apertura de las mordazas es 90° , por lo que N_{cara} , normal a la cara de la pieza, forma un ángulo de 45° respecto a R , que está aplicada en la dirección del eje de simetría de las “v”.

$$R = 2 \cdot N_{cara} \cdot \cos(45^\circ) \quad (27)$$

$$N_{cara} = \frac{R}{2 \cos(45^\circ)} = \frac{81,2648 \text{ N}}{2 \cos(45^\circ)} = 57,463 \text{ N} \quad (28)$$

Cada cara de las mordazas en “v” apoya sobre una cara de la pieza según un área rectangular, A_{cara} , de 80 mm de longitud y un ancho de banda de apoyo de 26 mm.

$$A_{cara} = L b = 80 \text{ mm} \cdot (26 \text{ mm}) = 2080 \text{ mm}^2 = 2,08 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (29)$$

Es decir, cada mordaza ejerce dos fuerzas N_{cara} normales a la superficie de la pieza, cada una en un área A_{cara} . El esfuerzo de compresión medio al que se somete la probeta está dado por:

$$\sigma_{compresión} = \frac{N_{cara}}{A_{cara}} = \frac{57,463 \text{ N}}{2,08 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 27.626,4423 \text{ Pa} \approx 0,0276 \text{ MPa} \quad (30)$$

Este valor es comparado con el límite elástico del acero AISI 1045, también llamada tensión de fluencia 0,2. Este valor suele establecerse en 450 MPa a temperatura ambiente. Sin embargo, una vez que el material supera temperaturas de 700°C este valor tiende a desplomarse, mermando significativamente con cada incremento de temperatura. En consecuencia, el límite elástico es mucho menor a 1200°C. A estas temperaturas, el acero está completamente austenizado, presentando una respuesta viscoplástica, en la que la fluencia ocurre para valores de tensión mucho menores.

La tensión de fluencia del material en austenización no es un valor definido, sino que debe extraerse de curvas de temperatura y tensión. Estas establecen una resistencia a la fluencia de entre 1 MPa y 3 MPa, dado que existen diversas variaciones y subproductos basados en el acero AISI 1045. Asumiendo un límite elástico de 1 MPa, equivalente al peor escenario posible, el esfuerzo de compresión promedio 0,0276 MPa se encuentra comprendido perfectamente dentro de la zona elástica del material, asegurando que el agarre de la garra mecánica no producirá daño o deformaciones al producto.

Carrera del cilindro neumático

Una vez definido el diámetro del cilindro neumático necesario para ofrecer la fuerza de apriete requerida en los extremos de la garra, se debe establecer la carrera o recorrido total que el pistón debe cubrir para garantizar la apertura y cierre de la garra alrededor de la pieza. Para ello, es necesario el análisis del desplazamiento del conjunto por medio de

simulación, teniendo en cuenta la apertura máxima de la garra, durante la instancia de aproximación a la pieza, y su apertura mínima, cuando la garra se encuentra en reposo.

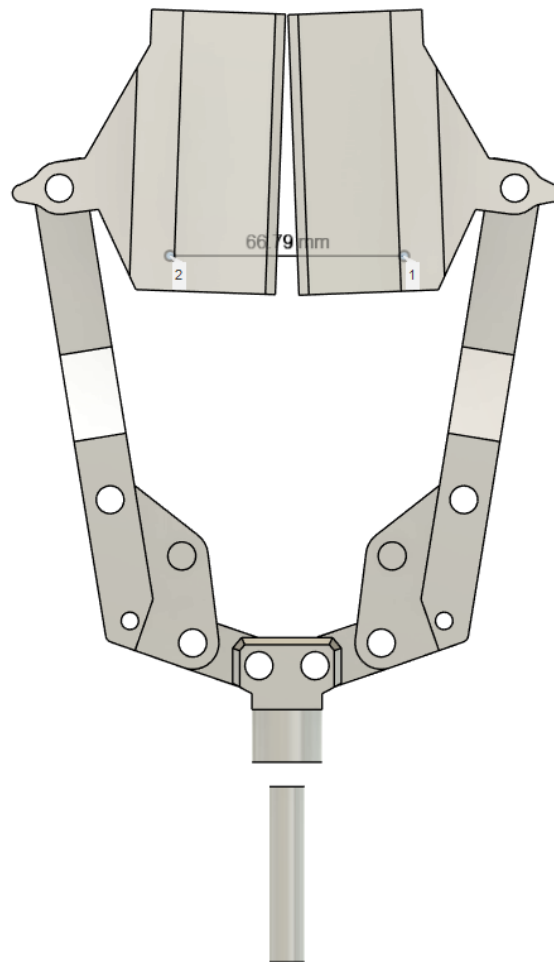


Figura N°20. Distancia entre vértices de mordazas cuando el cilindro neumático se encuentra inactivo.

Fuente: Autodesk Fusion 360

En reposo, la mínima apertura de la garra, equivalente a la separación entre los vértices de las “v” en los extremos de los dedos, es de 66,79 mm. Dado que el agarre de los dedos es sobre vértices o esquinas opuestas de la pieza de sección cuadrada, la separación necesaria entre las “v” de los extremos debe ser de al menos 112 mm. La apertura máxima de la garra permite una separación de 128,542 mm entre los vértices de los extremos, permitiendo suficiente holgura para aproximar la garra a la pieza de forma segura.

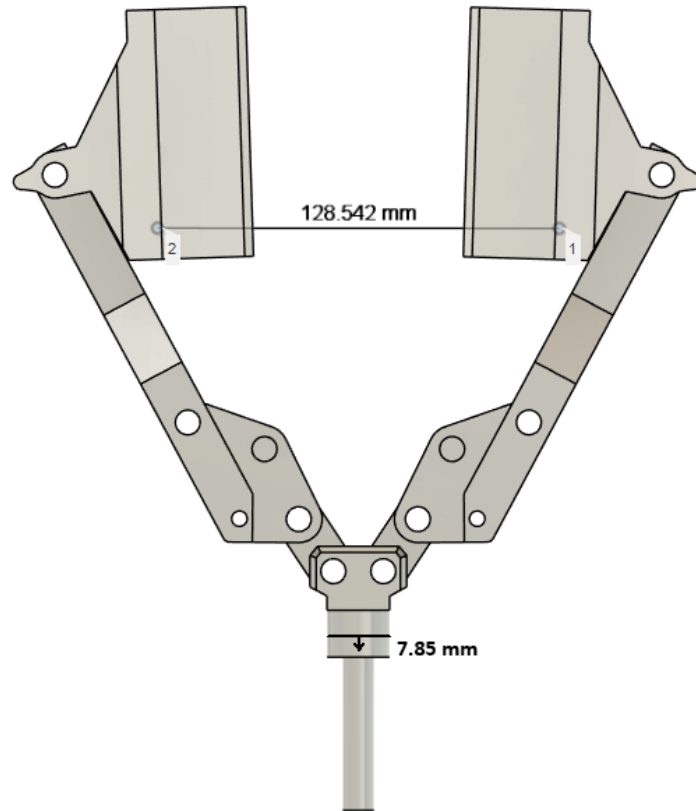


Figura N°21. Separación de los vértices de mordaza cuando el cilindro neumático se encuentra activo.

Fuente: Autodesk Fusion 360

A través de fig. N°21, es posible observar que es necesario un desplazamiento de 7,85 mm para lograr la apertura máxima de 128,542 mm al momento de aproximar la garra a la pieza y posicionarla para su posterior “ataque” sobre la probeta. Al recurrir al catálogo comercial para seleccionar un cilindro neumático estandarizado, la alternativa más aproximada a estos requerimientos consiste de una carrera de pistón de 10 mm y un diámetro de 63 mm.



Figura N°22. Cilindro neumático MICRO serie C16.

Fuente: tomado de [4]

Simulaciones de esfuerzos y deformación

Una vez determinadas las cargas puntuales aplicadas sobre la garra, fue simulada la respuesta del conjunto ante las condiciones de trabajo esperadas. Por medio de software de simulación FEA, Fusion 360, fueron recreados esfuerzos y reacciones del conjunto ante la aplicación de la carga de 117,6 N, equivalente al peso de la pieza a manipular, en su extremo.

Deformación

Tras aplicar la carga puntual en ambos extremos de la garra y fijar la base, fue posible observar la deformación distribuida a lo largo del conjunto y determinar su valor pico. Dicho máximo se encuentra en el extremo de ambos dedos de la garra, justo antes del agujero y perno que funcionan como vínculo estructural entre los dedos y las “V” de contacto. Este hecho es comprensible, ya que se trata de la porción de menor sección del brazo.

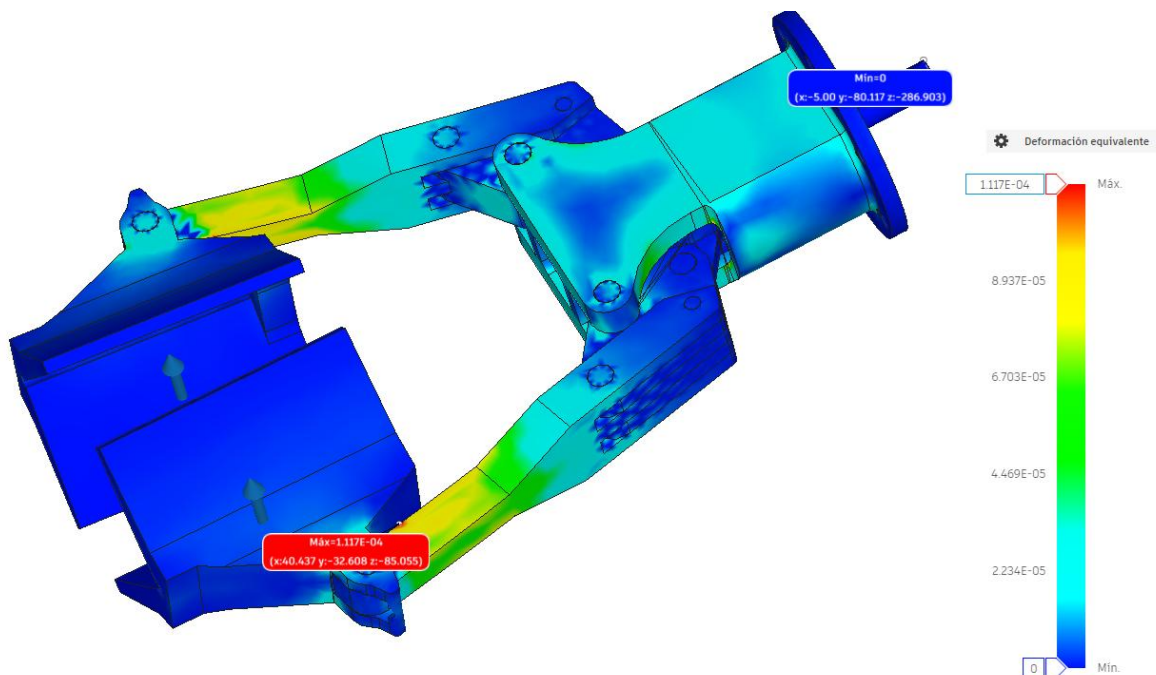


Figura N°23. Deformaciones relativas en la garra mecánica del efector final al aplicarle las cargas de trabajo proyectadas.

Fuente: Autodesk Fusion 360

La carga aplicada somete a dicha porción del material a esfuerzos de flexión que resultan en una deformación máxima de $1,117 \times 10^{-4}$. Este valor, así como también el resto de los valores representados en el rango de la tabla de colores, consisten en valores de deformación equivalente, lograda por medio de un análisis por elementos finitos. Dicha deformación es un cociente adimensional obtenido a través de:

$$\varepsilon = \Delta L/L_0 \quad (31)$$

Donde L_0 es la dimensión original del elemento finito analizado, antes de ser aplicadas las cargas puntuales, y ΔL es la variación absoluta de la dimensión original sufrida debido a la deformación. Un valor máximo de deformación relativa de $1,117 \times 10^{-4}$ en la región más solicitada de la garra equivale a un porcentaje de deformación de 0,01117 %. Este valor es muy pequeño, y es entonces razonable concluir que la garra trabaja dentro de su rango elástico.

De la misma simulación es apreciable la distribución de esfuerzos internos, expresados en términos de tensión de Von Mises. El valor máximo de tensión registrado para tal carga es de 16,054 MPa.

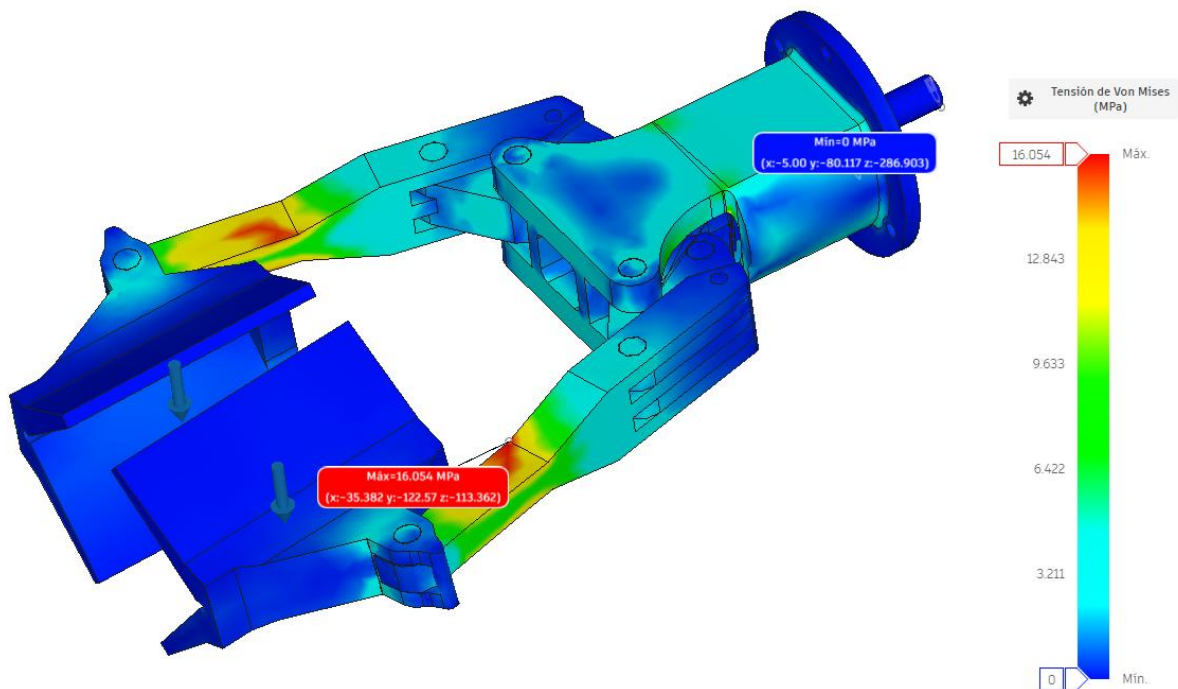


Figura N°24. Tensiones internas de Von Mises distribuidas por el material de la garra mecánica para las condiciones de trabajo proyectadas.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Dado que el material que constituye a esta pieza es acero AISI 1045, su límite elástico es conocido, y fue adoptado en 340 MPa para este proyecto. Como resultado, el factor de seguridad del conjunto ante los esfuerzos de trabajo anticipados mediante simulación puede calcularse a través de:

$$FS = \frac{340MPa}{16,054MPa} = 21,17 \quad (32)$$

Este hecho es indicativo de una situación estructural segura, con los componentes de la garra operando dentro de su rango de esfuerzos admisibles, sin alcanzar deformaciones permanentes apreciables o significativas.

Fuerza de contacto

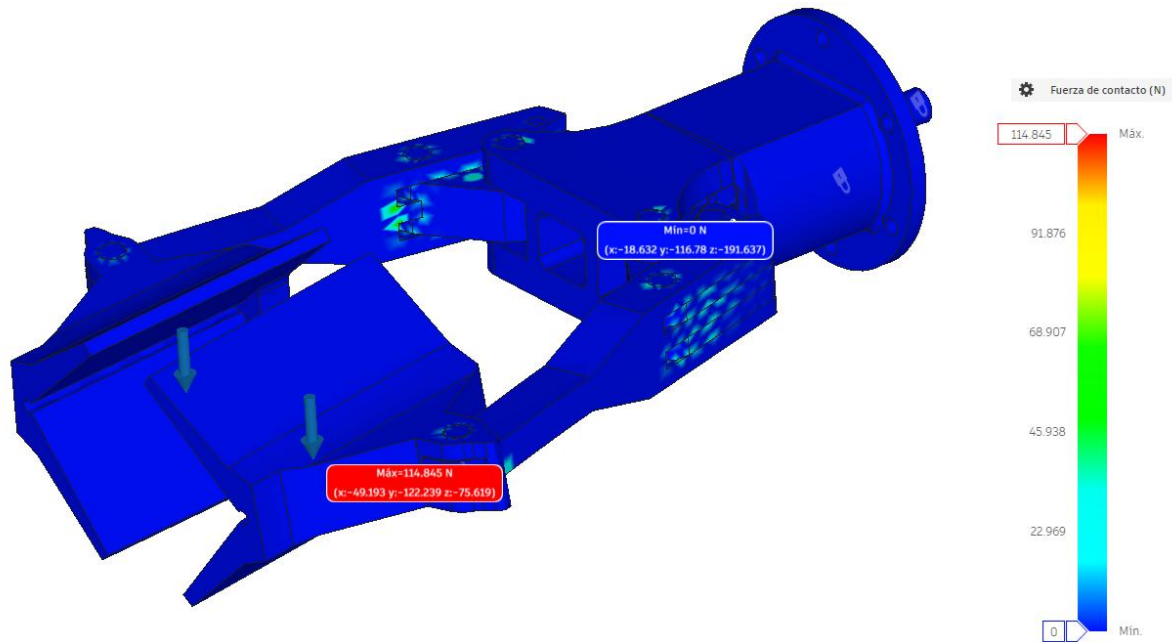


Figura N°25. Fuerzas de contacto en el material tras aplicar las cargas proyectadas al sujetar la pieza.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Al inspeccionar el conjunto de fuerzas y suprimir del rango visual toda fuerza de contacto cuyo módulo se encuentre comprendido entre 0 N y 1 N, se obtiene una representación más detallada de la distribución e intensidad de las fuerzas de contacto en los pernos de la garra.

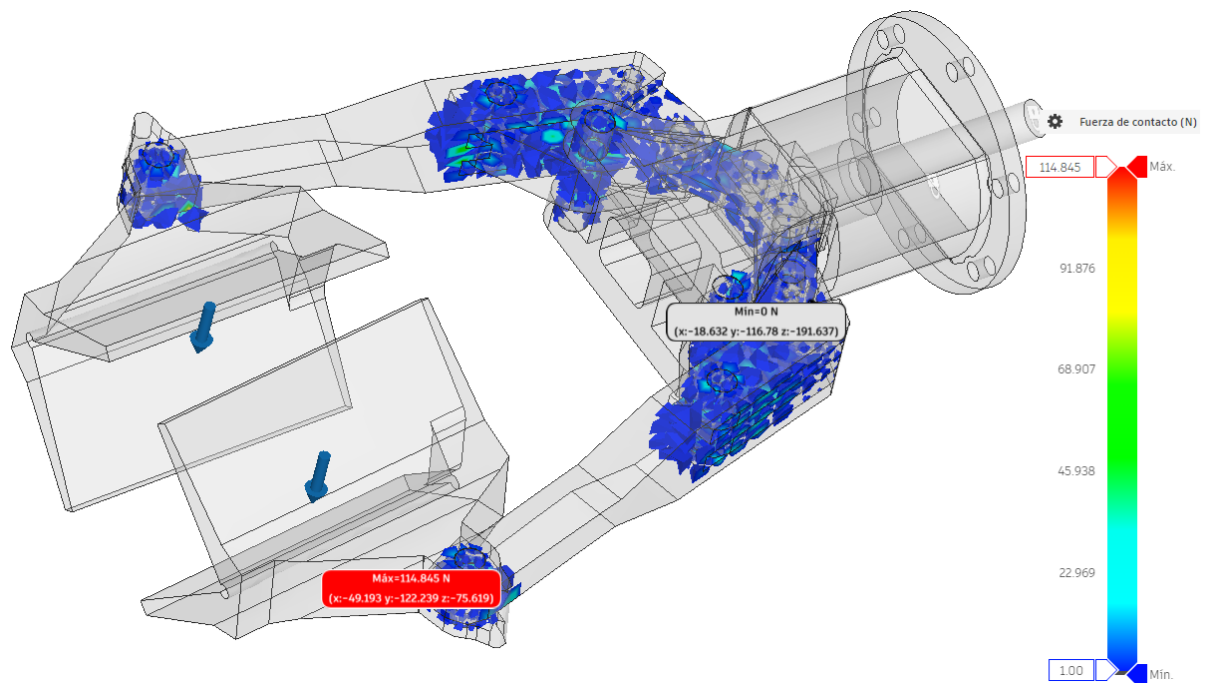


Figura N°26. Distribución de fuerzas de contacto superiores a 1 N.
Fuente: Autodesk Fusion 360

Según se aprecia en fig. N°26, las fuerzas de contacto permanecen dentro de un rango de colores entre azul y verde, correspondiente a módulos de hasta 68,907 N.

Esfuerzo Cortante en Pernos

Tal como se observa en fig. N°26, las fuerzas internas en el perno no superan los 68,907 N. En consecuencia, se utiliza como referencia para el cálculo de esfuerzo de corte un valor aproximado de 70 N.

$$\tau_{prom} = \frac{F}{A} \quad (33)$$

El área de un perno de 8 mm de diámetro queda especificada según:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (8mm)^2 = 50,265mm^2 \quad (34)$$

Siendo el caso de esfuerzos cortantes donde tres láminas o más actúan sobre el mismo perno, la fuerza de corte aplicada se ve dividida en dos. Por lo tanto, la ecuación resultante es:

$$\tau_{prom} = \frac{F}{2A} = \frac{70N}{2 \cdot 50,265mm^2} = 0,6963 MPa \quad (35)$$

El perno seleccionado, de forma preliminar, es de acero inoxidable 1.4301, conocido comercialmente como AISI 304. Su límite elástico se aproxima a 190 MPa. Donde el esfuerzo admisible es:

$$\tau_{lim} = 0.577 \cdot 190 MPa = 109,63 MPa \quad (36)$$

El esfuerzo admisible se determina en función del límite elástico y el factor de seguridad adoptado. En este proyecto, el factor de seguridad adoptado es 3.

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{lim}}{F.S} = \frac{109,63 MPa}{3} = 36,543 MPa \quad (37)$$

La magnitud del esfuerzo cortante en el perno debe ser inferior al esfuerzo cortante admisible en todo momento.

$$\tau_{prom} < \tau_{adm} \quad (38)$$

Para los dimensiones y materiales proyectados:

$$0,6963 MPa \ll 36,543 MPa \quad (39)$$

Los valores calculados matemáticamente, partiendo de la simulación, se encuentran considerablemente por debajo del esfuerzo admisible. En consecuencia, es posible concluir que los pernos se encuentran cómodamente dentro de su rango de trabajo, asegurando condiciones de trabajo seguras para las cargas esperadas.

Calculo de expansión térmica

Teniendo en cuenta las condiciones de trabajo del conjunto efector final, con amplios cambios de temperatura del material entre 20°C y 1.200°C al entrar en contacto con la pieza a manipular, resulta pertinente la verificación de expansión o dilatación térmica de sus componentes. De particular interés es la dilatación de pernos y agujeros, que mantienen la integridad del conjunto como componentes estructurales. De ellos depende el conjunto para operar de forma segura y precisa.

La expansión térmica de agujeros se calcula de forma análoga a la dilatación lineal de una barra, debido a la expansión lineal del material, circundante al agujero, en todas direcciones. La expresión adoptada para este cálculo está dada por:

$$\Delta L = D \alpha \Delta T \quad (40)$$

Siendo:

- ❖ D : diámetro de los agujeros
- ❖ α : coeficiente de dilatación lineal del material
- ❖ ΔT : variación de temperatura

El coeficiente de dilatación lineal del acero AISI 1045 es una constante conocida, y su valor establecido para este cálculo es $\alpha = 13,7 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

La variación de temperatura es conocida, dadas las condiciones de trabajo del proceso de rolado. La temperatura del efector final en reposo es de 20°C , similar a la temperatura ambiente. Una vez en contacto repetido y prolongado con la pieza, la temperatura del conjunto se aproxima a 1.200°C . Por lo tanto, la variación de temperatura es establecida como:

$$\Delta T = (1200^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) = 1180^\circ\text{C} \quad (41)$$

Para el conjunto de pernos de 8 mm de diámetro seleccionados, la máxima deformación por temperatura ocurrirá al alcanzar el conjunto los 1.200°C . Reemplazando en ec. (39):

$$\Delta L = 8 \text{ mm} \cdot 13,7 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot 1180^\circ\text{C} = 0.1293 \text{ mm} \quad (42)$$

Dado que la dilatación térmica de agujeros ocurre de forma uniforme en todas direcciones, la dilatación de contacto es de 0,2586 mm entre piezas. Esto es debido a que la deformación calculada, 0,1293 mm, sucede de forma simultánea en direcciones diametralmente opuestas.

Juego y Ajuste de pernos

Se determina un sistema de eje único ya que la referencia será el perno, lo que queda en un sistema libre, con holgura para el juego de **C11/h9**

Agujero

Tolerancias: 8,170mm – 8,080mm

Eje

Tolerancias: 8mm – 7,964mm

Tabla N°10. Resumen de efector final.

Sistema de manipulación	Garra mecánica de contacto por presión
Tipo de agarre	Angular, mordazas en "v" de 90°
Accionamiento	Cilindro Neumático [4]
Diámetro del cilindro	63 mm
Carrera del cilindro	10 mm
Material de fabricación	Acero AISI 1045
Bulones	8 mm de diámetro, acero AISI 304
Cantidad de bulones	12

CAPITULO 3: Posicionador de trozos

La rutina del robot antropomorfo es creada por medio del software del fabricante, ABB. La misma consiste en una serie de puntos de trabajo vectoriales, unidos por una serie de trayectorias rectilíneas y curvas. Cada uno de estos puntos de trabajo contiene información correspondiente a las coordenadas del centro geométrico de la muñeca del robot respecto al sistema de coordenadas localizado en el centroide de su base, y la orientación del extremo del brazo para dicha terna de coordenadas. De este modo, el robot ejecuta su rutina transicionando desde un punto de trabajo al siguiente, a velocidades controladas y dentro de su volumen de trabajo, uniendo las coordenadas u orientaciones del extremo con trayectorias preestablecidas por el usuario.

En función de la naturaleza de este sistema de coordenadas y orientaciones, resulta evidente que establecer la posición estática de la roladora y demás elementos influyentes en el proceso, así como las sucesivas posiciones de la muñeca del robot durante el proceso, es fundamental para garantizar la eficiencia y seguridad requeridas. Entre los puntos de trabajo más críticos del proceso se encuentra el del “ataque” del efector final a la pieza, consistente en su aproximación para la sujeción de la probeta. Debido a que el “ataque” ocurre en una coordenada exacta y con una orientación de muñeca fija, es imprescindible que el trozo se encuentre *siempre* correctamente posicionado y orientado para ser atrapado por la garra mecánica. Las variaciones en la orientación de la pieza y su posición al salir de la cinta transportadora resultarán invariablemente en la incapacidad del efector final de “atacar” exitosamente el trozo. Las consecuencias pueden variar ampliamente, incluyendo daños permanentes al efector final y la pieza por colisión, agarre ineficaz resultante en un rolado defectuoso, tiempos muertos y pérdidas de productividad.

El propósito del posicionador de trozos es servir como punto de partida o “home” de la pieza al momento de iniciar la rutina del robot. El sistema ha de consistir de un mecanismo simple, capaz de recibir la pieza en cualquier posición y, mediante su accionamiento, posicionar al trozo en las coordenadas y orientación adecuadas para su sujeción por parte del efector. En otras palabras, el objetivo es que la pieza se encuentre siempre en las mismas coordenadas y con la misma orientación relativas a los ejes de posicionamiento de la muñeca del robot.

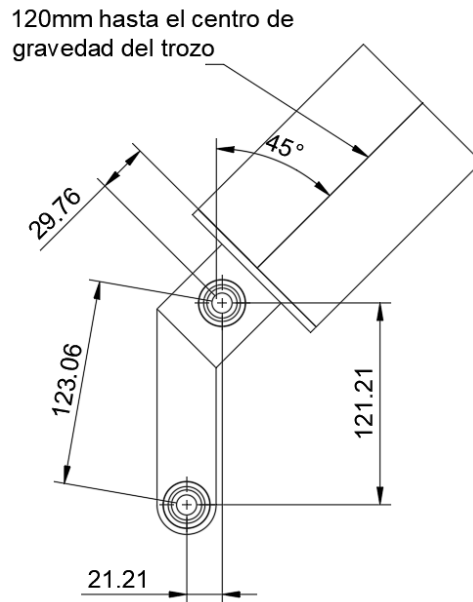


Figura N°27. Boceto de la base basculante del posicionador de trozos.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Calculo de fuerza que debe ejercer el cilindro

La fuerza suministrada por el cilindro está definida según la disposición geométrica de los componentes del conjunto y los puntos de aplicación de las fuerzas presentes en el sistema.

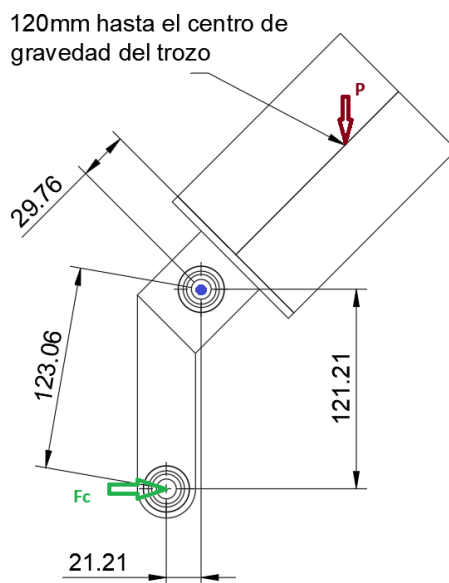


Figura N°28. Puntos de aplicación de vectores de fuerza correspondientes a la acción del cilindro neumático y el peso de la pieza.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El **peso de la pieza** posee su punto de aplicación en el centro de gravedad del objeto. Este punto se encuentra a 120 mm de la base del soporte que contiene al trozo. La distancia desde la base del soporte al **pivot** o eje de rotación del soporte es de 29,76 mm. En estado de reposo, la dirección de **P** (siempre alineado al eje vertical) produce un ángulo de 45° entre esta fuerza y el eje longitudinal del soporte de la pieza. La **fuerza del cilindro** se ejerce exclusivamente en el eje horizontal, y es aplicada sobre el eje longitudinal del bulón inferior, 121,21 mm debajo del pivot.

La fuerza del cilindro debe ser suficiente para generar un par de fuerzas alrededor del pivot, permitiendo la rotación del soporte en torno a este último, hasta quedar perfectamente alineado con el eje vertical. El momento producido por el cilindro debe superar aquel del peso de la pieza; de ocurrir lo contrario, el conjunto sería incapaz de moverse y la pieza permanece a 45°. Por lo tanto, se decidió estudiar el escenario más crítico, cuando **P** produce su par pico respecto del pivot al estar el brazo de palanca a 45° del eje vertical. Tomando el sentido de giro horario como el sentido positivo:

$$M_{pivot} = P \times \text{Sen}(45^\circ) \cdot (120\text{mm} + 29,76\text{mm}) - F_c \cdot 121,21\text{mm} < 0 \quad (43)$$

$$117,6\text{N} \times \text{Sen}(45^\circ) \cdot 149,76\text{mm} - F_c \cdot 121,21\text{mm} < 0$$

$$12.453,402 \text{ N} \cdot \text{mm} < F_c \cdot 121,21 \text{ mm}$$

$$\frac{12.453,402 \text{ N} \cdot \text{mm}}{121,21 \text{ mm}} < F_c$$

$$102,74\text{N} < F_c \quad (44)$$

El cálculo demuestra que es requerida una fuerza mayor a 102,74 N para ejecutar la rotación del mecanismo. Despejando ec. (17) es posible determinar el área del cilindro necesaria para extraer una fuerza de semejante magnitud:

$$\text{Área de cilindro} = \frac{\text{Fuerza de cilindro}}{\text{Presión de trabajo}} = \frac{102,74 \text{ N}}{600.000 \text{ Pa}} = 0,00017123 \text{ m}^2 \quad (45)$$

El diámetro que produce un área de dicho tamaño se obtiene del despeje de ec. (16).

$$Diámetro\ de\ cilindro = \sqrt{\frac{4 \cdot Área\ de\ cilindro}{\pi}} \quad (46)$$

$$Diámetro\ de\ cilindro = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00017123\ m^2}{\pi}} = 0,01476\ m = 14,76\ mm \quad (47)$$

Para un diámetro de 14,76 mm el cilindro neumático es capaz de generar el momento de fuerza suficiente para neutralizar el par producido por el peso de la pieza. No obstante, la ausencia de torque alrededor del pivot anula el desplazamiento angular del soporte. Para garantizar la rotación del soporte, se necesita un cilindro mayor, capaz de suplir suficiente fuerza para vencer la resistencia del peso. Luego de analizar alternativas comerciales estandarizadas, se optó por un cilindro neumático de **32 mm de diámetro**. El área del cilindro resultante, según ec. (16) es:

$$Área\ de\ cilindro = \frac{\pi \cdot (32\ mm)^2}{4} = 804,247\ mm^2 = 0,00080424\ m^2 \quad (48)$$

La fuerza suministrada por el cilindro se obtiene sustituyendo la superficie calculada en ec. (17).

$$Fuerza\ de\ cilindro = 0,00080424\ m^2 \cdot 600.000\ Pa = 482,544\ N \quad (49)$$

Esfuerzo cortante del eje de pivot

El componente estructural más importante en este conjunto es el bulón del pivot. Durante el desplazamiento angular del soporte, las fuerzas aplicadas sobre el sistema base-soporte son transmitidas al bulón mencionado a través de las planchuelas que lo contienen.

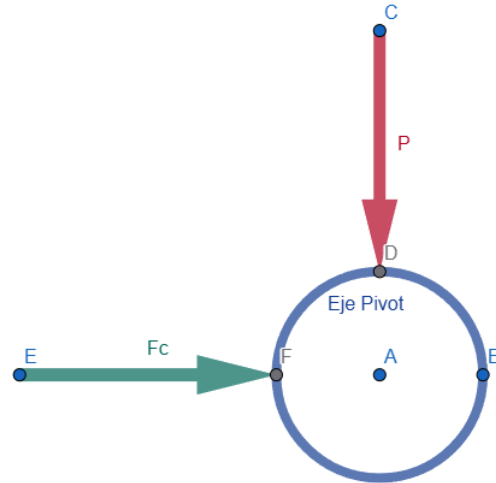


Figura N°29. Diagrama de cuerpo libre de la sección transversal del eje pivot de la base basculante.

Fuente: GeoGebra Calculadora Gráfica

Las fuerzas transmitidas corresponden al peso de la pieza y a la fuerza producida por el cilindro neumático. Estas, alineadas respectivamente con el eje vertical y horizontal, forman un ángulo de 90° entre sus rectas de acción. La fuerza resultante de esta suma vectorial es causante de la totalidad de los esfuerzos de corte presentes en el bulón.

$$R = \hat{P} + \hat{F}_C = \sqrt{(482,544 \text{ N})^2 + (117,6 \text{ N})^2} = 496,6673 \text{ N} \quad (50)$$

El esfuerzo cortante está definido según la expresión:

$$\tau_{prom} = \frac{R}{A} \quad (51)$$

El área del eje del pasador de 12 mm de diámetro queda especificada según:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (12 \text{ mm})^2 = 113,09 \text{ mm}^2 = 1,1309 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (52)$$

Dada la disposición del pivot, con una oreja central abrazada por dos orejas externas, los esfuerzos cortantes son aplicados por medio de dos planos de corte. Debido a que la carga es transmitida por la oreja central y las orejas externas reaccionan de forma simétrica, la ecuación del esfuerzo cortante promedio se modifica según:

$$\tau_{prom} = \frac{R}{2A} \quad (53)$$

Sustituyendo por las magnitudes correspondientes:

$$\tau_{prom} = \frac{496,6673 \text{ N}}{2 \cdot (1,1309 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} = 2.195.893 \text{ Pa} \approx 2,1959 \text{ MPa} \quad (54)$$

Este valor es aquel del esfuerzo cortante promedio presente dentro del pasador. Esta magnitud debe contrastarse con el esfuerzo cortante admisible del pasador. Al adoptar como material base al acero AISI 1045, el esfuerzo de corte admisible está determinado según ec. (36) y ec. (37), para nuestro factor de seguridad 3:

$$\tau_{adm} = \frac{196,18 \text{ MPa}}{3} = 65,39 \text{ MPa} \quad (55)$$

Al comparar los esfuerzos de corte promedio y admisible calculados en ec. (54) y ec. (55) es claro que el pasador se encuentra dentro de sus límites de trabajo.

Longitud de carrera del cilindro

Ya definido el diámetro del cilindro necesario para lograr el momento de fuerza solicitado, solo resta determinar la carrera del pistón. Esta debe garantizar el avance de la base móvil desde su posición inicial, a 45° del eje horizontal, hasta el final de carrera, a 90° del eje horizontal.

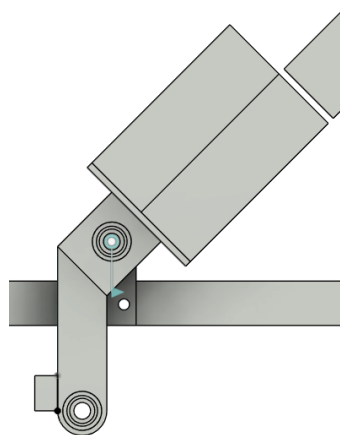


Figura N°30. Vista de la base basculante en reposo, con el cilindro neumático inactivo.

Fuente: Autodesk Fusion 360

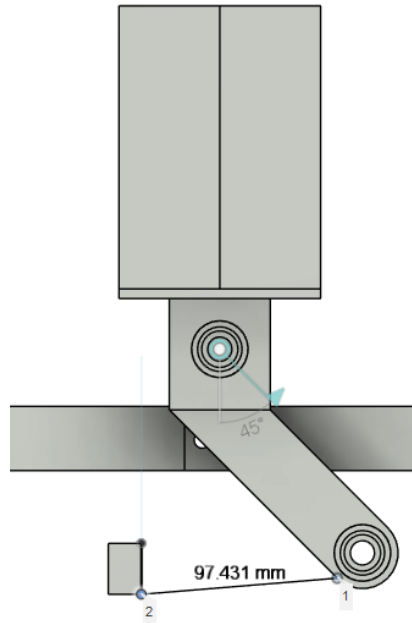


Figura N°31. Desplazamiento lineal del vástago del cilindro neumático para posicionar la base en vertical, a 90° del plano horizontal.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Al observar fig. N°30 y fig. N°31, se aprecia que la distancia lineal recorrida por el pasador al que se acopla el extremo móvil del cilindro neumático es de 97,431 mm. El cilindro comercial más próximo a esta especificación [9] cuenta con una carrera de 100 mm.

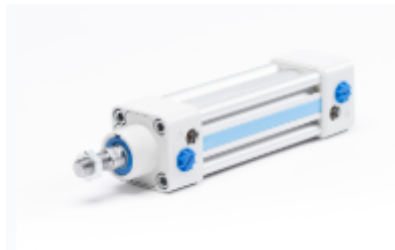


Figura N°32. Cilindro neumático MICRO serie CN10.

Fuente: tomado de [9]

Diseño de componentes del sistema y materiales

El componente más voluminoso del conjunto es el plano inclinado en forma de “U” empleado para depositar la pieza, proveniente del horno, en la base móvil rotante descrita en secciones anteriores. Este plano consiste en un perfil UPN 100 de acero estandarizado, seleccionado de catálogo comercial. La longitud del perfil, 1500 mm, y su inclinación de 45° permiten a la pieza proveniente del horno, a 2000 mm del suelo, una caída guiada y controlada de 1060 mm en el eje vertical.

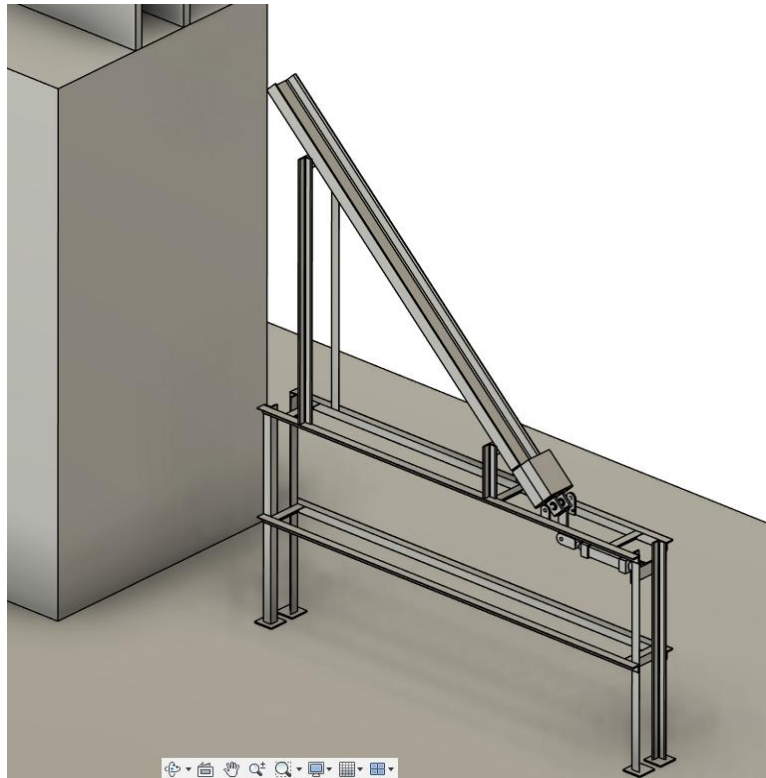


Figura N°33. Vista final en perspectiva del conjunto posicionador de trozos

Fuente: Autodesk Fusion 360

La base rotante consiste en dos perfiles UPN 100 dispuestos de forma encajonada, o enfrentados y soldados en los extremos de sus alas. Estos perfiles tienen 120 mm de longitud, equivalente a la mitad de la longitud de la pieza. La estructura sobre la cual descansan el plano inclinado y la mencionada base está conformada por ángulos o "Vs" de hierro de $1 \frac{1}{4} \times 3/16$ de espesor. Los pasadores, que trabajan como ejes de rotación de la base rotante, están montados sobre rodamiento SKF 7001 ACD/P4A situados en las orejas del carro guiado, empujado por el pistón neumático, y las orejas de la base rotante. Este rodamiento comercial es capaz de soportar una carga dinámica de 4,36 kN, superando ampliamente las cargas de trabajo anticipadas de 496 N.

Tabla N°11. Resumen de la etapa de posicionador de trozos.

Accionamiento	Cilindro neumático [9]
Diámetro del cilindro	32 mm
Carrera del cilindro	100 mm
Perfil de base rotante	2x UPN 100 [8]
Longitud de base	120 mm
Perfil de rampa	UPN 100 [8]
Longitud de rampa	1500 mm
Inclinación	45°
Largueros de la estructura	Ángulos de hierro en "v" [10]

Longitud de largueros	1400 mm
Cantidad de largueros	4
Patas de la estructura	Ángulos de hierro en "v" [10]
Longitud de pata	854 mm
Cantidad de patas	6
Rodamientos	SKF 7001 ACD/P4A [11]
Diámetro de pasador	12 mm
Material de pasador	Acero AISI 1045

CAPITULO 4: Mecanismo de amortiguación

Durante el proceso de rolado, los rodillos motrices que ejercen los esfuerzos responsables de la deformación plástica de la pieza son también causantes de una fuerza en dirección tangencial a su circunferencia exterior. Esta fuerza se opone al avance inicial de la probeta, que debe ser introducida y empujada constantemente durante todo el proceso de deformación, y acelera a la pieza y al efector final en el sentido contrario al momento de cesar el empuje y remover la pieza. Es durante esta última etapa que tienen lugar algunos violentos movimientos de retroceso lineal.

Durante la acción de la fuerza tangencial en la instancia de retroceso, los rodillos son capaces de ejercer suficiente trabajo para incurrir a la pieza y al efector final una rapidez lineal de 1,5 metros por segundo. Para este módulo de velocidad, la pieza carga suficiente energía cinética para acelerar el desgaste de los rodamientos y otros componentes esenciales del robot antropomorfo. Si bien el daño producido puede ser fácilmente predicho y solucionado por medio de mantenimiento predictivo, el desgaste acelerado supone una problemática suficientemente seria para la eficiencia del proceso. No solo requiere de paradas de mantenimiento más frecuentes, sino que el costo de reemplazar componentes internos especializados del robot antropomorfo reduce la productividad del proceso completo.

Como respuesta a este desafío, se ha optado por introducir un mecanismo de amortiguación al conjunto de muñeca del robot. Este subsistema, conformado por un amortiguador y sus componentes auxiliares, se acopla de manera directa al efector final, absorbiendo gran parte de la energía cinética transmitida durante el retroceso y liberando al robot del grueso de las cargas tangenciales ejercidas por los rodillos.

El objetivo del mecanismo de amortiguación es alcanzar el mayor grado de eficiencia posible en la disipación de energía mecánica e integración con el sistema. El mayor poder de disipación de energía reduce el estrés en los materiales debido a los picos de carga y velocidad, extendiendo la vida útil de los componentes del conjunto. A su vez, ante la eventualidad de un fallo severo en la roladora, como un exceso rapidez angular de los rodillos, el eventual desgaste o ruptura recaerá sobre el amortiguador y sus auxiliares, cuyo reemplazo y mantenimiento es significativamente menos costoso, demandante y requiere de menos horas hombre que el necesario para los componentes del robot.

Variantes de amortiguación

Como etapa inicial en el diseño de un mecanismo de amortiguación, se ha decidido definir la clase de amortiguador a utilizar en el conjunto. Determinar qué tipo de amortiguador es el más idóneo para las exigencias del proyecto introducirá las directrices necesarias para profundizar en el diseño del conjunto y como este se integra con el efector final y el robot antropomorfo.

Existe una amplia variedad de soluciones para absorber la energía mecánica del retroceso, gobernada por amortiguadores neumáticos e hidráulicos lineales. Entre estas dos grandes clasificaciones, se ha optado por la tecnología neumática, gracias a los beneficios que esta ofrece en ahorro de masa. Los amortiguadores hidráulicos, aunque cuentan con una respuesta constante e inmediata, gracias a la incompresibilidad del fluido, y son capaces de disipar mayores picos de energía mecánica, añaden un peso considerable en el extremo del robot y resultan más difíciles de empaquetar e integrar en un espacio compacto como la muñeca del robot. Para los requisitos del proceso de rolado, la masa de la pieza, y la rapidez del retroceso, nada despreciables, pero aun así conservadoras, se ha decidido que un amortiguador lineal neumático es suficiente.

Dentro de un número de soluciones viables, dos fueron seleccionadas como potenciales sistemas de amortiguación de la garra.

Cilindro de doble efecto con vástago

Conformado por un actuador lineal con camisa, pistón y vástago. La amortiguación del retroceso del conjunto garra-cabezal es lograda a través de la fuerza de reacción ejercida por el pistón en su carrera de extensión.

El movimiento de la garra es transmitido de forma directa al vástago, que utiliza la compresibilidad del aire dentro del cilindro y un número de válvulas de escape para disipar una fracción de la energía cinética del conjunto. La energía absorbida y la desaceleración producida pueden ser reguladas a través del ajuste de la presión del aire en el interior del cilindro y el caudal de salida en las válvulas de escape.

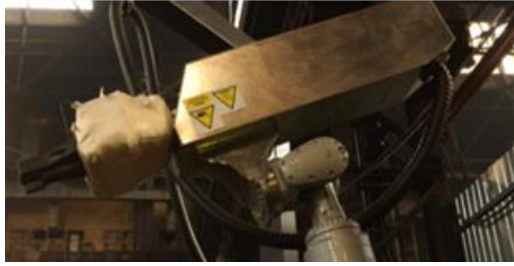


Figura N°34. Cilindro neumático con vástago.

Las ventajas de este sistema se relacionan directamente con la simplicidad del mecanismo y limitado número de partes o componentes móviles y estructurales presentes. Como consecuencia de esta filosofía de diseño, el mantenimiento requerido es prácticamente mínimo y la tarea de reemplazar piezas es un ejercicio rápido y fácil de repetir. Otra consecuencia de la escasa cantidad de componentes es su masa conservadora y dimensiones compactas, que lo vuelven un amortiguador fácil de integrar a nuestro diseño.

Cilindro rodless de doble efecto guiado

Consiste en un cilindro neumático de doble efecto sin vástago, cuyo pistón interno transmite el movimiento a un carro exterior por medio de un acoplamiento mecánico a través de una ranura longitudinal sellada en la camisa. El carro se desplaza solidario con el pistón y se encuentra montado sobre guías lineales integradas.



Figura N°35. Cilindro neumático guiado sin vástago, parte de un sistema de amortiguación en un proceso de rolado.

El principio de disipación de la energía cinética es similar al del cilindro con vástago, con el aire en el interior de la camisa absorbiendo la energía del retroceso durante la carrera del pistón. Sin embargo, el conjunto garra-cabezal se encuentra fijado al carro en el exterior, en lugar de directamente vinculado al pistón. La gran ventaja de esta solución reside en el guiado del carro, que asegura su alineación y rigidez ante cargas laterales y momentos flectores durante todo el recorrido.

Selección

El sistema de cilindro rodless presenta un número de desventajas respecto del cilindro con vástago. Estas se relacionan con la mayor cantidad de componentes presentes en el primero. Estos agregan peso, debido a la masa móvil añadida por el carro exterior guiado, y expanden el mantenimiento del conjunto, ya que es necesario lubricar las guías y reemplazar el sello de la ranura en la camisa, a través de la cual son acoplados carro y pistón.

Sin embargo, el cilindro neumático con vástago posee una debilidad fundamental y catastrófica, que lo vuelve particularmente vulnerable ante las cargas de trabajo presentes en el proceso de rolado. Al carecer de elementos de guiado, el vástago sólo resiste cargas axiales. Durante la deformación de la pieza en la roladora, ocurren pequeñas excentricidades en las que las cargas actuantes sobre la pieza son transversales. Estas cargas laterales producen momentos de flexión que exponen al vástago a mayor desgaste estructural, eventualmente resultando en deformaciones permanentes o roturas. Las guías en el cilindro rodless se encargan de contrarrestar los momentos y fuerzas transversales en retrocesos excéntricos, asegurando una mayor vida útil del conjunto neumático.

Una ventaja adicional del cilindro rodless guiado radica en la fricción mecánica encontrada durante el desplazamiento del carro. Esta reacción ayuda a controlar el retroceso, contrarrestando las fuerzas de la roladora durante todo el recorrido del carro. Como consecuencia, el movimiento de amortiguación es comparativamente suave y repetible, especialmente ante eventuales picos de carga ocasionados por eventuales descalibraciones de la roladora, garra mecánica o imperfecciones en la pieza. El cilindro con vástago recurre únicamente a la presión del aire dentro de la camisa para disipar la energía del retroceso. Debido a la compresibilidad del aire, la capacidad de amortiguar picos de carga en el retroceso es limitada, volviendo a estos amortiguadores algo susceptibles a movimientos violentos o incluso elásticos, con escasa disipación de energía cinética.

En función de previas observaciones, el **cilindro sin vástago rodless de doble efecto con guías lineales** fue seleccionado como elemento de amortiguación del conjunto garra-cabezal durante su retroceso. Los criterios fundamentales fueron su capacidad de soportar carga con menor flexión en la extensión, y menor desgaste en el pistón gracias al soporte proporcionado por las guías.

Diseño de cabezal móvil

El efector final se encuentra unido al pistón del cilindro rodless por medio de un carro guiado. Dada su exposición a múltiples tareas, incluyendo la sujeción del efector final, la transmisión de energía al pistón, y la contención ante cargas laterales, este carro es el elemento más crítico del mecanismo de amortiguación.

El diseño del cabezal móvil se corresponde con un encapsulado prismático, realizado de tal forma para facilitar su ensamblaje y ofrecer protección al cilindro neumático accionador de la garra mecánica del efector. En su cara superior, tres orejas, dos de ellas verticales, cerca de los vértices, la restante horizontal, sobre el eje de simetría del conjunto, ofrecen puntos de anclaje atornillados para su acoplamiento al carro exterior del amortiguador neumático rodless.

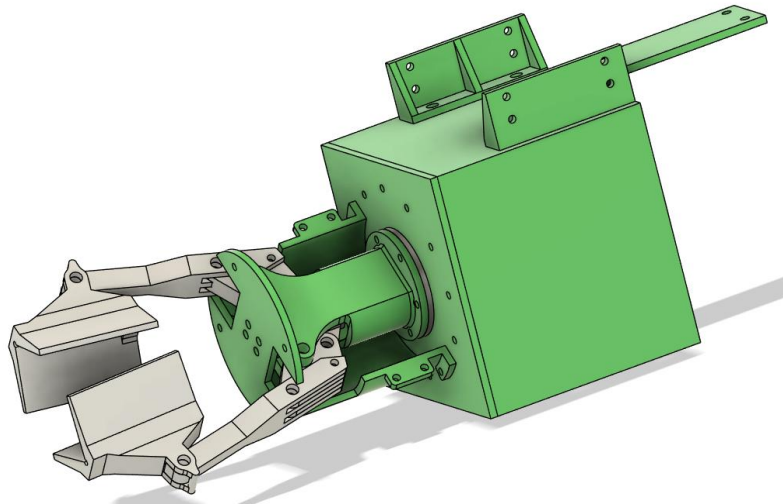


Figura N°36. Vista en perspectiva del efector final y su encapsulado, con orejas para su anclaje al cilindro neumático y carros guiados.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El principal criterio de diseño contemplado durante el desarrollo del cabezal móvil es la prevención de la interferencia entre la garra mecánica y las guías del carro. Es obligatorio asegurar que, al momento de la apertura máxima de la garra mecánica, esta no colisione o se atasque en las guías a ambos lados del carro. Además de los posibles daños, las guías no deben impedir la apertura completa de la garra, ya que tal incapacidad significa que el efector no podrá “atacar” la pieza con efectividad.

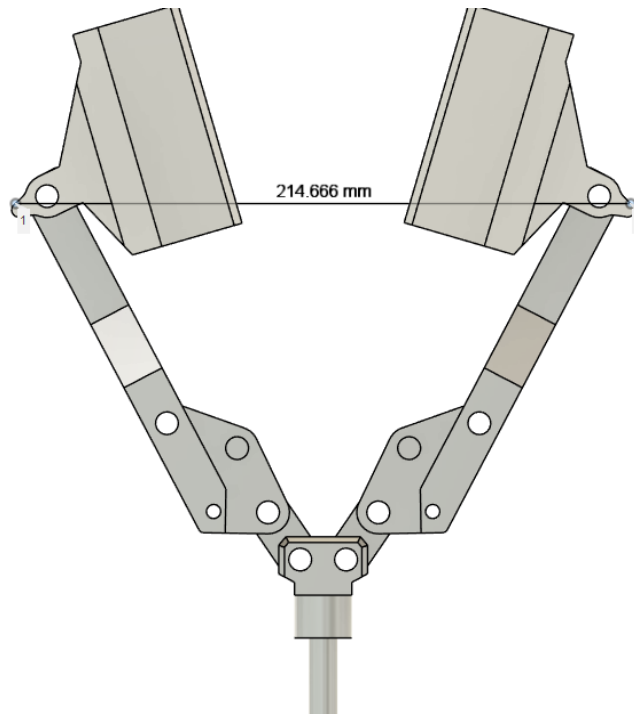


Figura N°37. Máxima apertura de los dedos de la garra mecánica angular.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Para cubrir este criterio, el cabezal móvil tiene las dimensiones necesarias para que la garra no afecte a las guías lineales o al cilindro rodless al abrirse. La sección frontal de este es cuadrada, de lados de 160 mm.

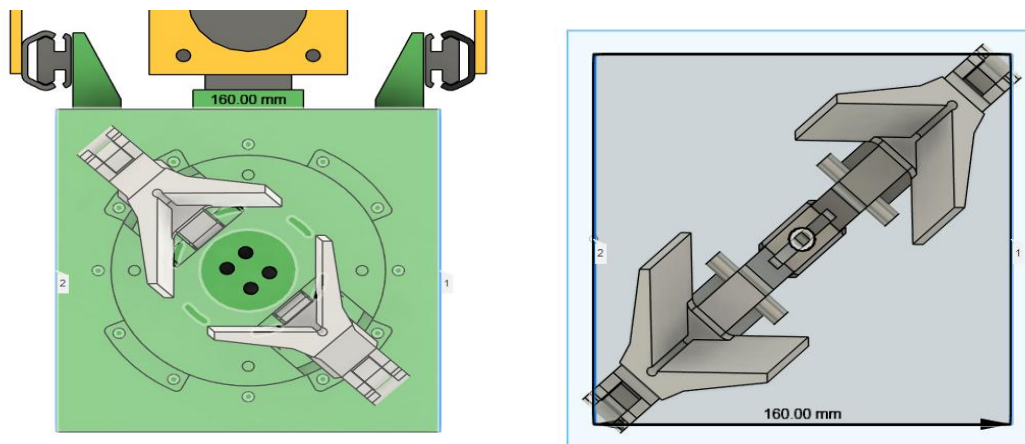


Figura N°38. Vista lateral izquierda del efector final, su encapsulado, y las eventuales guías lineales y carros anclados a las orejas del encapsulado (izquierda); Máxima apertura de los dedos de la garra mecánica frente a la cara frontal del encapsulado.

Fuente: Autodesk Fusion 360

A partir de fig. N°38 es posible observar la garra en su máxima apertura, comprendida dentro del recuadro mayor azul, que representa la zona segura antes de interferir con las

guías lineales del carro. Las medidas actuales del carro ofrecen un margen de 10 mm por lado.

Otro criterio igualmente importante a analizar es el de la interacción entre el conjunto y la roladora. Naturalmente, se desea evitar que la roladora aplaste o dañe las guías, cilindro o cabezal móvil en cada repetición del proceso de rolado, por lo cual se contemplaron las dimensiones de los rodillos y el avance de la pieza requerido para su deformación.

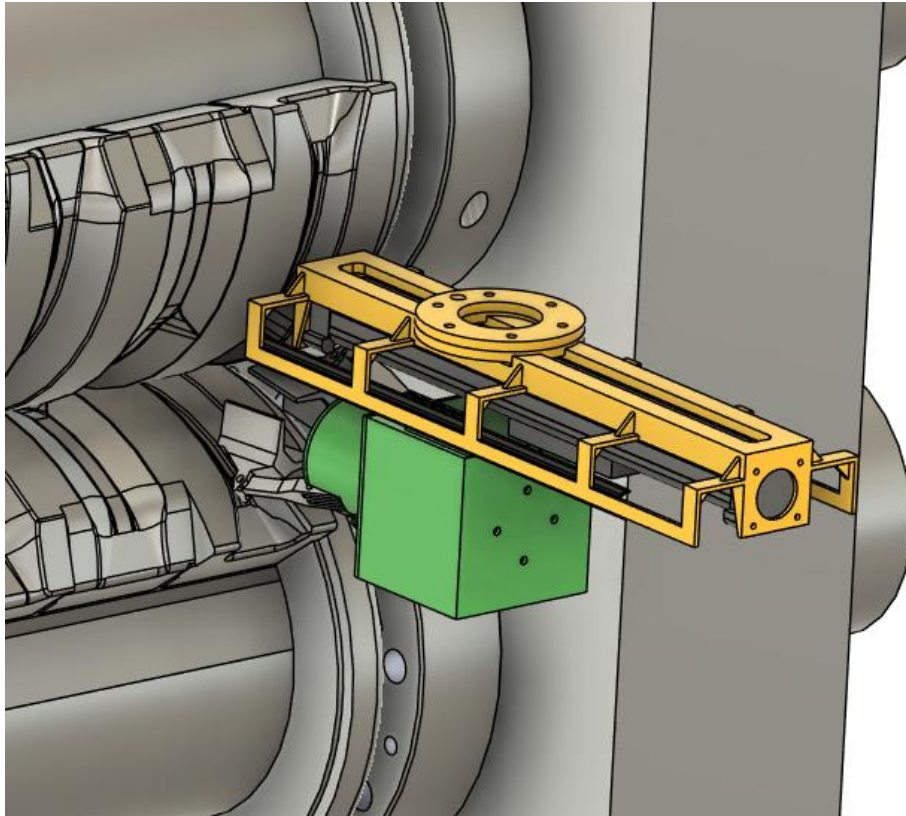


Figura N°39. Vista de la posición del conjunto efector final y amortiguador durante la aproximación a los moldes en la roladora.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Al ingresar la pieza a la roladora ninguna parte del mecanismo tocara la máquina roladora, lo que provocaría la rotura del mecanismo de ser así.

Carrera del cilindro y recorrido guiado

La carrera del cilindro está completamente determinada por el retroceso que tendrá el trozo en la roladora. Según la información suministrada por el Área de Ingeniería de CRAFTSA, el retroceso máximo ejercido por la pieza, producto del exceso de fuerza en el rolado por descalibración, es de 319 mm. Como solución, fue seleccionado un cilindro sin vástago comercial estandarizado de **350 mm de carrera**.



Figura N°40. Cilindro neumático MICRO serie OSP-P.

Fuente: tomado de [12]

Las guías laterales fueron similarmente seleccionadas del catálogo NORELEM de **guías lineales de acero cincado**. Este material, aunque de mayor peso específico que el aluminio, proporciona la tenacidad y robustez necesarias para asegurar que las guías soporten los eventuales esfuerzos por cargas laterales. Su mayor rigidez estructural le confiere mejor comportamiento ante la fatiga y el choque, así como una menor tendencia a la deformación bajo cargas. Además, el mayor punto de fusión del acero, y la durabilidad lograda gracias al cincado lo vuelven más apto para el ambiente agresivo en la proximidad inmediata de la pieza, protegiendo al material de la oxidación y las elevadas temperaturas.

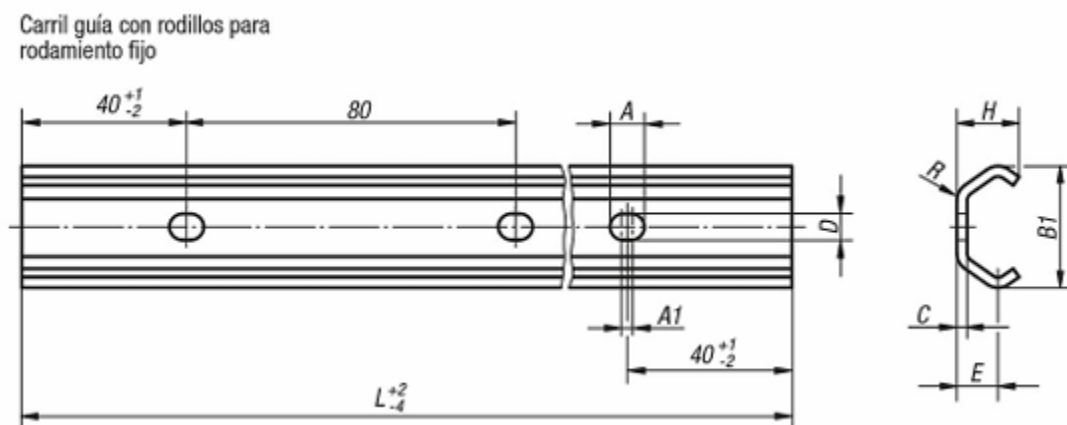


Figura N°41. Vista frontal y lateral izquierda de un carril guía Norelem.

Fuente: tomado de [13]



Figura N°42. Carriles guía y carros de rodamiento fijo Norelem.

Fuente: tomado de [13]

Carros guías

La selección de los carros guiados fue dictada por el peso a soportar por los rodamientos fijos que lo conforman. La masa del cabezal móvil, incluyendo al efector final y su encapsulado es de 9,77 kg. En adición a la masa de la probeta, la masa total del conjunto es de 21,77 kg, equivalente a un peso de 213,346 N.

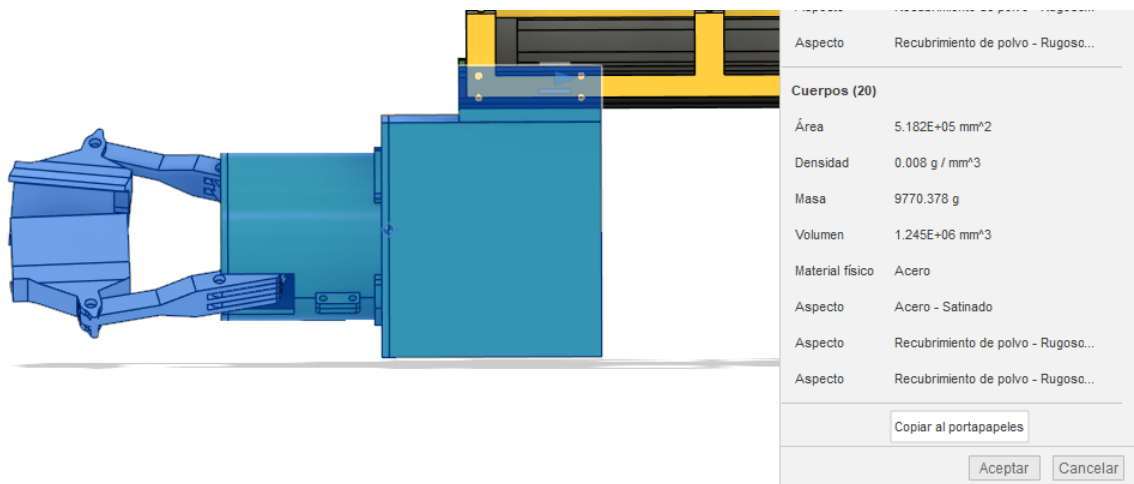


Figura N°43. Masa del efector final y su encapsulado, obtenida mediante software de diseño y simulación.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Como resultado, se recurrió al catálogo comercial Norelem de carros guías con rodamiento fijo, a partir del cual se optó por recurrir a la **versión compacta tamaño 30**. Este carro es suficientemente robusto como para soportar cargas laterales de hasta 400 N y pesos de 800 N.

Tabla N°12. Especificaciones de rodamientos fijos por tamaño.

Rodamiento fijo, versión compacta

Referencia	Tamaño	A	A1	B	B1	D	E	E1	F	H	H1	H2	L	L1	L2	COY N	COZ N
21320-120080	20	-	60	18	19,2	M5	10	9	3	11,5	5,5	16	90	80	71	300	170
21320-130088	30	15	70	27	29,5	M5	5	6	4	14,1	4,5	20,5	97	88	80	800	400
21320-145150	45	23	120	40	46,4	M6	7,5	8,5	5	22	4	31	160	150	135	1600	860

Fuente: extraída de [14]

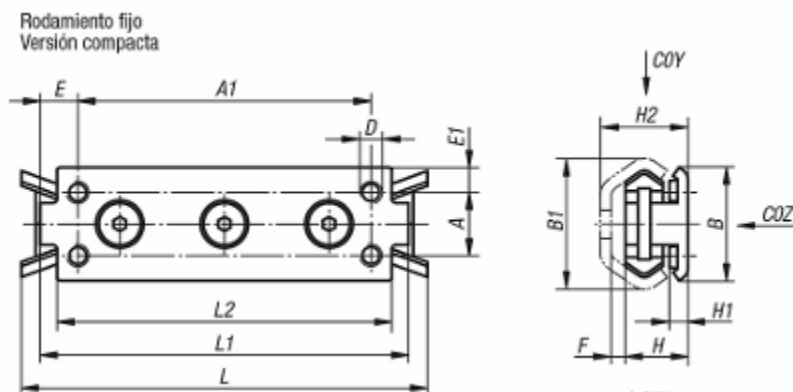


Figura N°44. Carro guía de rodamiento fijo Norelem, versión compacta.

Fuente: tomado de [14]

Diámetro del cilindro sin vástago

El diámetro del cilindro rodless está estrechamente vinculado al momento de fuerza resultante del peso de la carga sujeta y el brazo de palanca inherente del diseño del cabezal móvil.

El momento de fuerza ejercido por el sistema cabezal móvil-trozo se corresponde con la posición del centro de masa de dicho sistema, con respecto a la unión atornillada entre el pistón y el cabezal móvil.

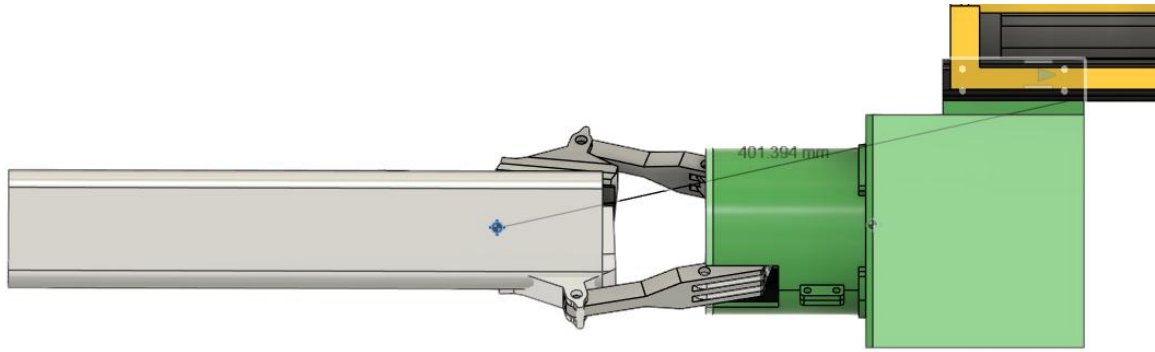


Figura N°45. Distancia entre el centro de masa del conjunto pieza-efector final y el centro geométrico del pistón en el interior del cilindro neumático.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El centro de masa del sistema cabezal móvil-trozo se encuentra localizado a 401,394 mm del soporte del cilindro sin vástago, con un ángulo de 18° respecto al plano horizontal. Esto quiere decir que el peso de 213,346 N del sistema cabezal móvil-trozo cuenta con un brazo de palanca de 401,394 mm a 18° .

El objetivo es hallar un cilindro que sea lo suficientemente robusto para soportar la carga en el extremo sin verse afectado por el momento flector, que puede ocasionar deformaciones y excentricidades en la carrera del cilindro, además de fisuras y agrietamiento de la camisa.

El momento aplicado para la disposición de fuerza y brazo de palanca es el resultado de una proyección, debida al ángulo de 18° .

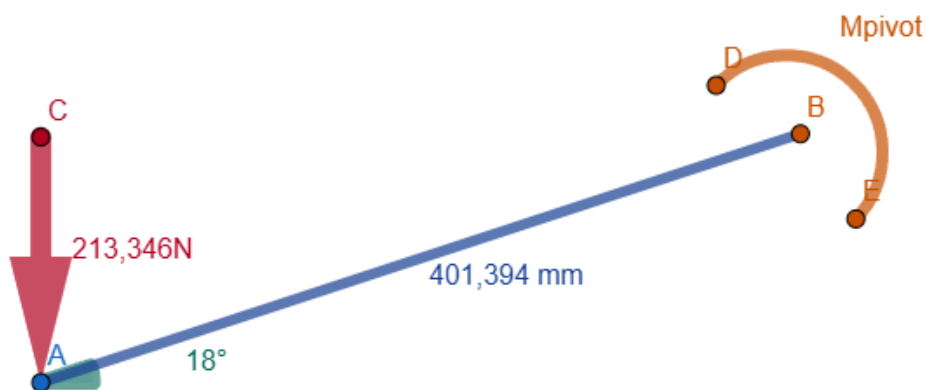


Figura N°46. Diagrama de momentos de fuerza en torno a B, correspondiente al centro geométrico del pistón en el interior del cilindro neumático.

Fuente: GeoGebra Calculadora Gráfica

$$Distancia\ horizontal = 401,394\ mm \cdot \cos(18^\circ) = 381,748\ mm \quad (56)$$

$$M_{pivot} = 213,346\ N \cdot 381,748\ mm = 81444,408\ N \cdot mm \cong 81,444\ N \cdot m \quad (57)$$

Una vez determinado el momento ejercido sobre el cilindro, es posible analizar las hojas de datos suministradas por el fabricante para encontrar el diámetro más idóneo para el cilindro inicialmente seleccionado con carrera de 350 mm.

Tabla de fuerzas y momentos

\varnothing	F_A (6 bar) (N)	M (Nm)	Ms (Nm)	Mv (Nm)	L (N)
16	120	4	0,45	0,5	120
25	295	15	1,5	3	300
32	483	30	3	5	450
40	754	60	6	8	750
50	1178	115	10	15	1200
63	1870	200	12	24	1650
80	3016	360	24	48	2400

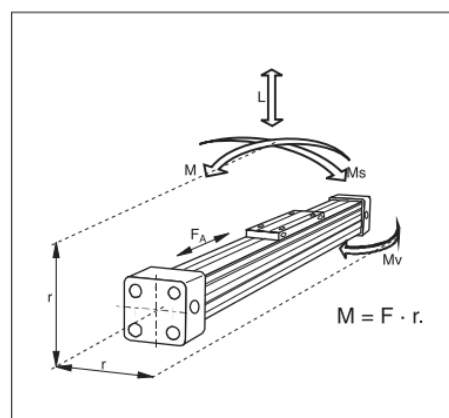


Figura N°47. Extracto de la ficha técnica del cilindro neumático MICRO serie OSP-P, de las fuerzas y momentos soportados por el pistón según su dirección.

Fuente: tomado de [12]

Al observar la tabla de valores presente en fig. N°47, se decidió adoptar como solución un diámetro de 50 mm, capaz de soportar un momento de fuerza de 115 N.m. Adicionalmente, este cilindro es capaz de soportar hasta 1200 N de fuerza vertical, posicionándolo cómodamente dentro de su zona segura de operación para las condiciones del proceso de rolado.

Pernos como elemento de unión en el cabezal móvil

Los cuatro pernos en cada oreja del cabezal móvil, donde este se fija a los carros guías, constituyen los elementos estructurales más importantes del sistema de amortiguación, ya que estos deben soportar los esfuerzos cortantes debidos al peso del cabezal móvil y la probeta, y al momento que estos ejercen.

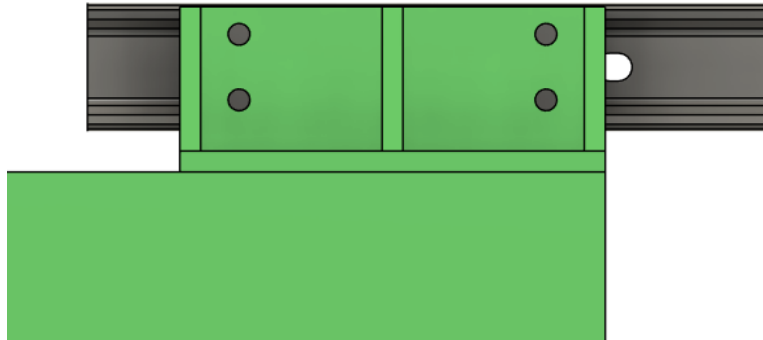


Figura N°48. Detalle de la oreja derecha del encapsulado del efector final. Note sus cuatro orificios correspondientes a las uniones atornilladas entre esta y el carro guía (no presente en la imagen).

Fuente: Autodesk Fusion 360

El cálculo de esfuerzo cortante de los pernos puede ser dividido en dos etapas. La primera corresponde a la sumatoria de fuerzas en el eje vertical, donde el peso del cabezal móvil y su carga son equilibrados por la suma de las reacciones verticales de cada perno hacia arriba. Dicha reacción es fácilmente calculable, ya que las reacciones de todos los pernos son iguales. Sea la sumatoria de fuerzas en el eje vertical:

$$\sum F_y: 8R_v - Peso = 0 \quad (58)$$

$$R_v = \frac{Peso}{8} = \frac{213,346 \text{ N}}{8} = 26,668 \text{ N} \quad (59)$$

En consecuencia, cada perno ejerce y soporta una fuerza cortante vertical de 26,668 N.

La segunda etapa en el cálculo de las fuerzas cortantes totales soportadas por los pernos se centra en la sumatoria de momentos alrededor del centroide de área de cada oreja. De la sección anterior, correspondiente al diámetro del cilindro rodless, es conocido el momento de fuerza ejercido por el cabezal móvil y su carga. Este par es equilibrado gracias a la acción simétrica y simultánea de cada oreja. Por lo tanto:

$$\sum \text{Momentos}: M_{pivot} - 2M_{oreja} = 0 \quad (60)$$

$$M_{oreja} = \frac{M_{pivot}}{2} = \frac{81,444 \text{ N.m}}{2} = 40,722 \text{ N.m} \quad (61)$$

De este modo, el momento en cada oreja es de 40,722 N.m, y es suministrado por las reacciones de cada uno de sus cuatro pernos, multiplicadas por sus respectivos brazos de palanca.

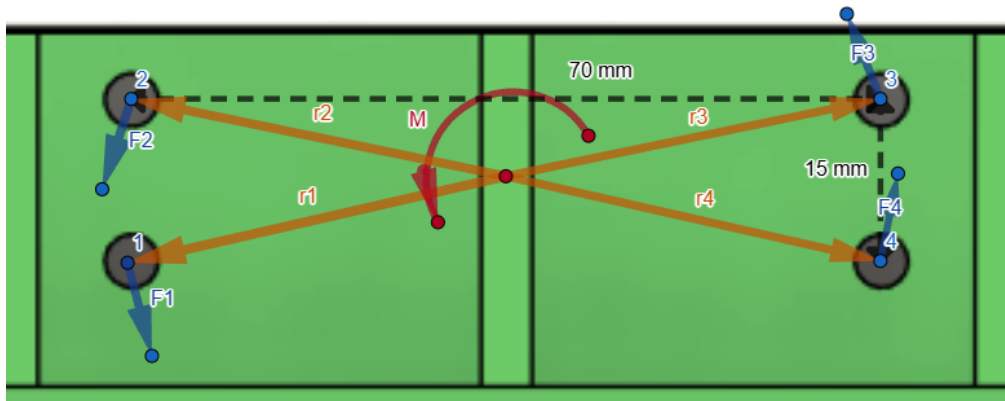


Figura N°49. Diagrama de momentos de fuerza en torno al centro geométrico de las cuatro uniones atornilladas simétricas presentes en cada oreja del encapsulado.

Fuente: Autodesk Fusion 360

$$M_{oreja} = F1 \times r1 + F2 \times r2 + F3 \times r3 + F4 \times r4 \quad (62)$$

Gracias a la disposición simétrica de los pernos alrededor del centroide de área de cada oreja, los brazos de palanca y la magnitud de sus reacciones son iguales.

$$r1 = r2 = r3 = r4 \quad (63)$$

$$F1 = F2 = F3 = F4 \quad (64)$$

El módulo del brazo de palanca se calcula según el teorema de Pitágoras:

$$r1 = \sqrt{(35 \text{ mm})^2 + (7,5 \text{ mm})^2} = 35,794 \text{ mm} \quad (65)$$

La sumatoria de momentos en cada oreja se ve reducida entonces a:

$$M_{oreja} = 4 \times (F1 \cdot r1) \quad (66)$$

El momento de fuerza logrado para equilibrar el sistema es de 40,722 N.m. En consecuencia:

$$F1 = \frac{M}{4 \cdot r1} = \frac{81,44Nm}{4 \cdot 0,035794 m} = 284,414 N \quad (67)$$

Cada perno soporta una fuerza de 284,414 N debida al momento de fuerza necesario para equilibrar el sistema. De acuerdo con [15] esta fuerza puede descomponerse en sus componentes vertical y horizontal:

$$F_{1x} = \frac{M_{oreja} \cdot y_i}{\sum(x^2 + y^2)} \quad (68)$$

$$F_{1y} = \frac{M_{oreja} \cdot x_i}{\sum(x^2 + y^2)} \quad (69)$$

Sustituyendo en dichas expresiones:

$$F_{1x} = \frac{40,722 N \cdot m \cdot 7,5 \times 10^{-3} m}{4(35 \times 10^{-3} m) + 4(7,5 \times 10^{-3} m)} = \frac{305,415 \times 10^{-3} N \cdot m^2}{5,125 \times 10^{-3} m^2} = 59,593 N \quad (70)$$

$$F_{1y} = \frac{40,722 N \cdot m \cdot 35 \times 10^{-3} m}{4(35 \times 10^{-3} m) + 4(7,5 \times 10^{-3} m)} = \frac{1425,27 \times 10^{-3} N \cdot m^2}{5,125 \times 10^{-3} m^2} = 278,101 N \quad (71)$$

Luego de haber obtenido matemáticamente los valores de las reacciones al peso y al par ejercidos por el cabezal móvil y el trozo, es posible realizar la suma vectorial de estas reacciones, de manera que se logre alcanzar la fuerza total actuante en cada perno.

Para lograr un momento horario en según fig. N°49, los pernos 1 y 2 poseen su componente vertical en sentido hacia arriba, mientras que 3 y 4 ejercen esta componente hacia abajo. La componente horizontal de los pernos 1 y 4 está aplicada hacia la izquierda, mientras que 2 y 3 presentan esta componente hacia la derecha.

La suma vectorial de las reacciones proporciona la magnitud de fuerza cortante a la que es sometido cada perno. El módulo de estas fuerzas cortantes, recordando que la reacción vertical R_v está orientada hacia arriba en todos los pernos, está dada por:

$$R_i = \sqrt{F_{1x}^2 + (F_{1y} + R_v)^2} \quad (72)$$

Reemplazando los componentes horizontales y verticales para cada perno en ec. (72):

$$R_1 = \sqrt{(-59,593 N)^2 + (278,101 N + 26,668 N)^2} = 310,54 N \quad (73)$$

$$R_2 = \sqrt{(59,593 N)^2 + (278,101 N + 26,668 N)^2} = 310,54 N \quad (74)$$

$$R_3 = \sqrt{(59,593 N)^2 + (-278,101 N + 26,668 N)^2} = 258,398 N \quad (75)$$

$$R_4 = \sqrt{(-59,593 N)^2 + (-278,101 N + 26,668 N)^2} = 258,398 N \quad (76)$$

Resulta evidente que el par de pernos más cercano al punto de aplicación del peso (1 y 2) es el que soporta el mayor esfuerzo de corte, producto de la fuerza transversal de 310,54 N. Este valor posibilita el cálculo del esfuerzo cortante promedio en el par de pernos más solicitado:

$$\tau_{prom} = \frac{R_1}{A} \quad (77)$$

Considerando como punto de partida un bulón grado métrico 8.8 de 5 mm de diámetro, al sustituir las magnitudes correspondientes:

$$\tau_{prom} = \frac{310,54 N}{\pi \cdot 2,5 \times 10^{-3} m^2} = 15.815.672,33 Pa \approx 15,815 MPa \quad (78)$$

El esfuerzo cortante admisible para este perno es obtenido matemáticamente a través de ec. (36) y ec. (37), considerando tres como factor de seguridad del proyecto.

$$\sigma_{adm} \left(80\% \text{ de } 8000 \frac{kg}{cm^2} \right) = 0.8 \left(8000 \frac{kg}{cm^2} \right) = 6400 \frac{kg}{cm^2} = 627,625 MPa \quad (79)$$

$$\tau_{lim} = 0.577 \cdot 627,625 \text{ MPa} = 362,139 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$\tau_{adm} = \frac{362,139 \text{ MPa}}{3} = 120,71 \text{ MPa} \quad (81)$$

Este valor de esfuerzo cortante es mucho mayor que aquel calculado para el esfuerzo promedio en los pernos más solicitados. En consecuencia, se decidió adoptar pernos de **grado métrico 6.6 de 5 mm de diámetro**.

$$\sigma_{adm} \left(60\% \text{ de } 6000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 0.6 \cdot \left(6000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 3600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 353,039 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\tau_{lim} = 0.577 \cdot \sigma_{adm} = 0.577 \cdot 353,039 \text{ MPa} = 203,703 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{lim}}{F.S} = \frac{203,703 \text{ MPa}}{3} = 67,901 \text{ MPa} \quad (84)$$

El nuevo esfuerzo cortante admisible verifica también para nuestro valor promedio calculado, según ec. (38).

Soporte de guías y cilindro con brida para conexión a robot

El sistema de amortiguación y el efector final se vinculan al extremo de muñeca del robot por medio de un soporte giratorio, acoplado al robot por medio de una brida. El soporte consiste en dos grandes largueros, encargados de dar rigidez estructural al soporte. A la cara inferior de estos está adosado el cilindro neumático rodless, mientras que sobre ellos se encuentra la brida. A cada lado del par de largueros se extienden cinco costillas en ángulo recto, unidas por medio de una delgada planchuela en forma de filete. Estos filetes se disponen en paralelo a los largueros, a ambos lados, y ofrecen soporte a las guías del carro. Este diseño está orientado a conservar la masa suspendida del extremo del robot y mantener un factor de seguridad alto, a fin de lograr un grado confiable de fiabilidad.

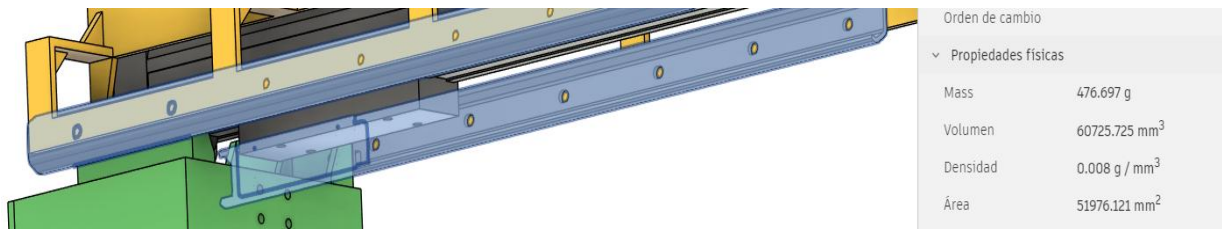


Figura N°50. Obtención de la masa de los carriles guías de rodamientos fijos por medio de software de diseño y simulación.

Fuente: Autodesk Fusion 360

La masa suspendida del soporte es la del cabezal móvil y efector final, la pieza a manipular, y los pares de carros guías y guías lineales. La masa de las guías fue determinada por medio de las herramientas disponibles en el software de diseño y simulación de mecanismos Autodesk Fusion 360 (ver fig. N°50). La masa de los carros no está especificada por el fabricante en [14]. Sin embargo, es lo suficientemente seguro suponer que, tal como ocurre con las guías lineales, su masa es conservadora y su influencia sobre la masa total suspendida del soporte es limitada.

Tabla N°13. Masa total [kg] suspendida del soporte con brida.

Pieza	12
Efector final	9,77
Gúías lineales	0,476
Total	22,246

El peso correspondiente a esta masa suspendida es 218,233 N. Para determinar la aptitud del soporte frente a estas cargas, fue realizada una simulación de esfuerzos por medio de Autodesk Fusion 360, con la carga de trabajo proyectada de 218,233 N y proponiendo al acero AISI 1045 como material de fabricación del soporte.

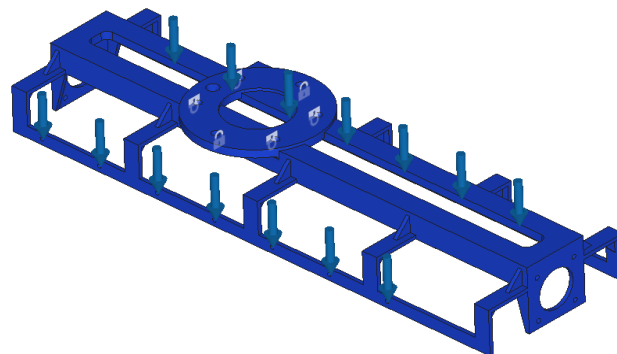
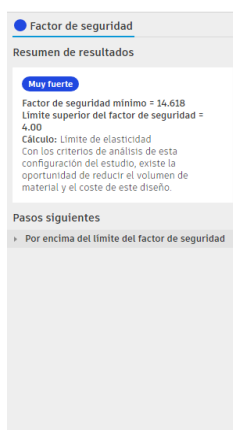


Figura N°51. Distribución de esfuerzos internos en el soporte del amortiguador.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El soporte se encuentra dentro de su zona de trabajo segura, ya que no se aprecian esfuerzos internos significativos que puedan amenazar la integridad del conjunto por deformación o rotura.

La brida representa el elemento estructural más importante del soporte. Proyectando un total de seis bulones dispuestos en un hexágono simétrico, se analizó el esfuerzo de tracción al que estos se someten cuando el soporte se encuentra en su posición predilecta, con la brida hacia arriba.

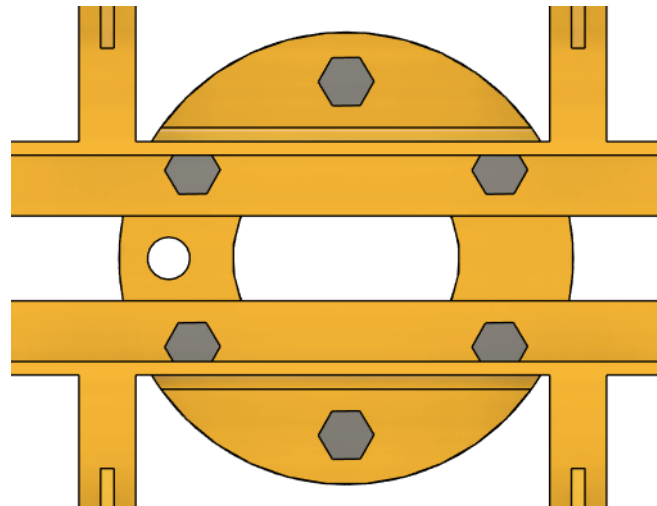


Figura N°52. Vista en detalle de la brida de sujeción del soporte del amortiguador.

Fuente: Autodesk Fusion 360

La distancia desde el centro de masa del conjunto completo (incluyendo efector final, pieza a manipular, cabezal móvil, cilindro neumático, carros, guías y soporte) hasta el centro geométrico de la brida es de 316,94 mm a un ángulo de $23^{\circ} 54'$.

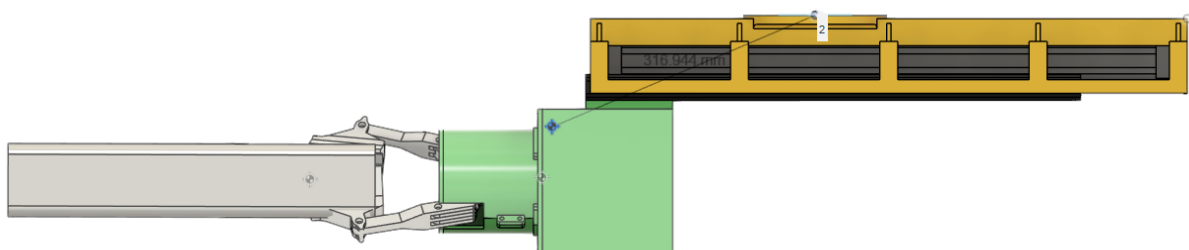


Figura N°53. Distancia mínima entre el centro geométrico de la brida del soporte y el centro de masa de masa del conjunto de amortiguación.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Esta distancia fue utilizada como brazo de palanca en el cálculo de momento de fuerza tolerado por la brida. El conjunto tiene una masa de 55,04 Kg, correspondiente a un peso de 539,392 N aplicado en el centro de masa.

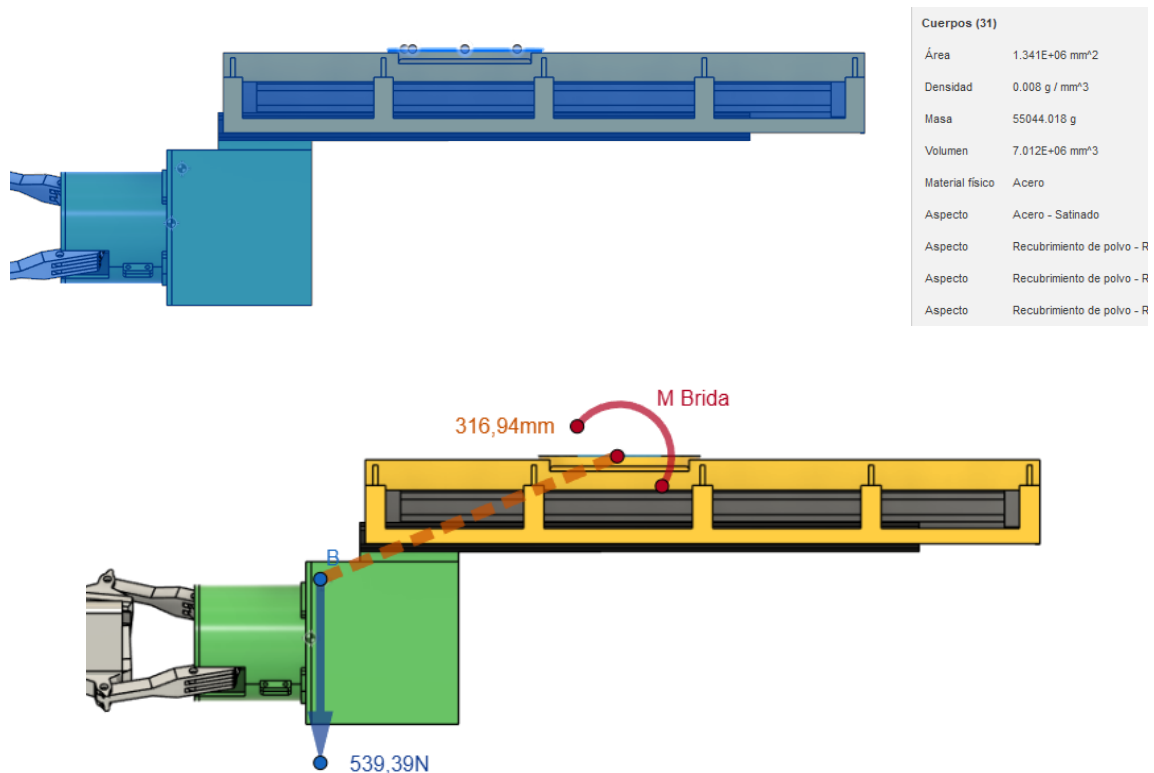


Figura N°54. Masa del conjunto de amortiguación, obtenida mediante software de simulación (arriba). Diagrama de cuerpo libre para la sumatoria de momentos de fuerza respecto a la brida del soporte.

Fuente: Autodesk Fusion 360

El momento alrededor del centroide de la brida está definido según:

$$M = \hat{F} \cdot \hat{r} = 539,39 \text{ N} \cdot 316,94 \text{ mm} \cdot \text{Cos}(23^\circ 54') = 156.295,61 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (85)$$

$$M \approx 156,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De este modo, se realizó una simulación de las condiciones soportadas por las uniones atornilladas en la brida a fin de analizar la presión de contacto a la que se someten. La simulación fue ejecutada en Autodesk Fusion 360 para las condiciones correspondientes al momento de fuerza generador por el peso de los componentes suspendidos de la brida.

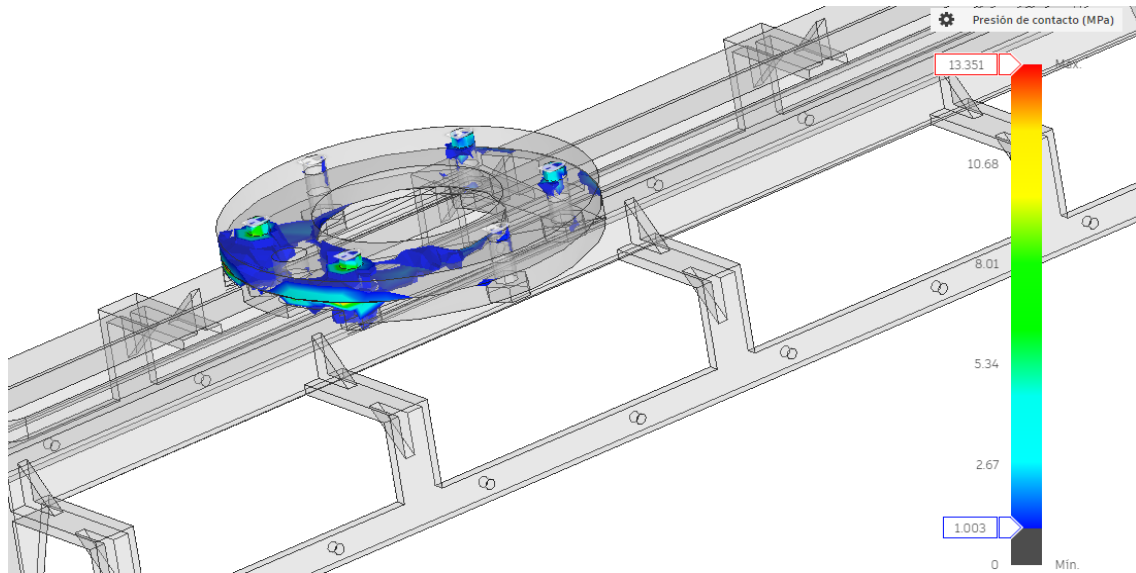


Figura N°55. Distribución de esfuerzos de contacto en la pieza

Fuente: Autodesk Fusion 360

Los resultados, visibles en fig. N°55 sugieren que los esfuerzos se encuentran dentro de la franja de valores admisibles para los bulones en la brida. Como se observa, el valor pico de presión de contacto simulada no excede 13,351 MPa. Trabajando con bulones grado 8.8 adoptados de [17], la tensión interna admisible para estos es 640 MPa. En consecuencia, el factor de seguridad del conjunto se encuentra en:

$$FS = \frac{640MPa}{13,351MPa} = 47,9 \approx 48 \quad (86)$$

Este factor garantiza que los pernos soportarán los esfuerzos con gran facilidad.

Tabla N°14. Resumen de componentes del conjunto de amortiguación.

Mecanismo de amortiguación	
Tipo	Cilindro neumático sin vástago [12]
Carrera del cilindro	350 mm
Diámetro del cilindro	50 mm
Carril guía y carros de rodamientos fijos	
Referencia según catálogo [13]	Tamaño 30
Longitud de carril guía	1040 mm
Cantidad de carriles	1
Cantidad de carros	2
Encapsulado del efector final	
Material	Acero AISI 1045
Bulones	Grado Métrico 6.6

Diámetro de bulón	5 mm
Cantidad de bulones	8
Bulones Grado Métrico 8.8	
Material	Acero AISI 1045
Bulones	Grado Métrico 8.8
Diámetro de bulón	10 mm
Cantidad de bulones	6

CAPÍTULO 5: Sistema de control del mecanismo de amortiguación

El momento más crítico del proceso de rolado ocurre durante el retroceso del cabezal móvil en cada etapa de rolado. La naturaleza violenta e impulsiva de estos picos de energía cinética, repetidos de forma cíclica cuatro veces por cada pieza rolada, resulta en el desgaste prematuro de los componentes del robot.

Para conservar la vida útil de los componentes del conjunto, fue diseñado y adoptado el sistema de amortiguación por cilindro neumático sin vástago guiado. Si bien el sistema es teóricamente capaz de disipar la energía cinética del cabezal móvil, se debe asegurar que dicho objetivo sea alcanzado de forma controlada, eficiente, y segura.

Un uso incorrecto del sistema de amortiguación puede tener consecuencias severas para los elementos que lo componen y para los equipos y personas en las proximidades del amortiguador. Un exceso de presión en el interior de la camisa del cilindro puede ocasionar sobrepresión y ruptura de la camisa durante el retroceso del cabezal móvil. Otros componentes sensibles, como sellos, pueden resultar dañados o ser lanzados como metralla por la brusca liberación de presión tras la ruptura. Una presión demasiado baja, en cambio, es causante de una reducción de la capacidad del amortiguador de detener al carro guiado. Los retrocesos efectuados a presiones demasiado bajas resultan en amortiguamientos “elásticos”, donde la disipación energética por la acción del aire es mínima y la mayor parte de la energía es absorbida por los componentes físicos cuando el pistón choca contra el tope del cilindro. Este hecho es particularmente perjudicial frente a la presencia de picos de carga, producidos por la descalibración de la roladora, y puede causar daños a los carros guías, tapas de cilindro, pistón y uniones atornilladas entre cabezal móvil y carros.

Para lograr un amortiguamiento eficaz y eficiente del retroceso, debe implementarse un sistema de control, capaz de ejercer una acción de control activa sobre el sistema de amortiguación y asegurar que la respuesta de este sea adecuada. Un sistema de control ofrece al diseñador la posibilidad de modificar la respuesta original del amortiguador, empleando su acción de control para modificar las condiciones dentro del sistema de amortiguación y obtener los resultados proyectados.

En esta sección, se detalla el desarrollo de un sistema de control para el mecanismo de amortiguación del proyecto. Partiendo desde la definición de la planta a controlar y su modelado matemático en ecuaciones, el sistema y su respuesta ante el estímulo fueron

simulados por medio de software. Luego, el compensador fue introducido y refinado hasta lograr el desempeño deseado del sistema de amortiguación.

Modelado matemático del cilindro neumático

Nuestra planta o sistema a controlar consiste en un cilindro neumático, aquel del amortiguador, sometido a una fuerza externa, aquella que la roladora ejerce sobre la carga y el cabezal, y es transmitida al pistón del cilindro, aplicada hacia el interior del cilindro y generando el movimiento del pistón en la misma dirección. El pistón parte de su posición máxima de extensión.

Para describir matemáticamente su comportamiento dinámico, se modela el sistema como un sistema **masa-resorte-amortiguador**, donde la masa representa la combinación del pistón y la pieza manipulada, la constante del resorte equivale a la rigidez estructural interna del cilindro, y el amortiguamiento incluye las pérdidas por fricción interna y resistencia del fluido neumático.

La ecuación diferencial que describe la dinámica del desplazamiento del pistón bajo la acción de la fuerza externa $F_{ext}(t)$ es:

$$m \frac{d^2x(t)}{dt^2} + c \frac{dx(t)}{dt} + k \cdot x(t) = F_{ext}(t) \quad (87)$$

Donde:

- ❖ $x(t)$ es la posición del pistón medida desde la posición de máxima extensión
- ❖ m representa la masa efectiva del conjunto pistón-pieza
- ❖ c es el coeficiente de amortiguamiento, que modela la resistencia al movimiento por fricción y pérdidas neumáticas
- ❖ k corresponde a la rigidez del sistema en este caso el aire interior del cilindro
- ❖ $F_{ext}(t)$ es la fuerza aplicada hacia el interior del cilindro

El método elegido para el modelado matemático del sistema es el de **función de transferencia**. Esta consiste en el cociente entre la transformada de Laplace de la salida del sistema (función de respuesta, el desplazamiento del pistón en este proyecto) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación, la fuerza externa sobre el

pistón). Para poder modelar la planta de esta forma, se debió hacer una suposición: las condiciones iniciales del sistema son cero.

$$\text{Función de transferencia} = G(S) = \left. \frac{\mathcal{L}[\text{salida}]}{\mathcal{L}[\text{entrada}]} \right|_{\text{condiciones iniciales cero}} \quad (88)$$

Aplicando la transformada de Laplace a ambos miembros de ec. (86):

$$m S^2 X(S) + c S X(S) + k X(S) = F_{ext}(S) \quad (89)$$

$$(m S^2 + c S + k) X(S) = F_{ext}(S) \quad (90)$$

Donde $X(S)$ y $F_{ext}(S)$ son las transformadas de Laplace del desplazamiento lineal del pistón y la fuerza externa ejercida por la roladora respectivamente. Despejando $X(S)$ y $F_{ext}(S)$ a fin de lograr la expresión representada por ec. (87):

$$G(s) = \frac{X(s)}{F_{ext}(s)} = \frac{1}{mS^2 + cS + k} \quad (91)$$

La masa empujada por la roladora es conocida y constante, fijada en 21,77 Kg provenientes del efector final, el cabezal móvil y la pieza rolada. Las demás constantes del sistema pueden ser calculadas matemáticamente a través de la sustitución de valores. Sin embargo, primero es necesario asumir ciertos factores como invariantes en el tiempo:

Rigidez neumática

La rigidez neumática k es calculada considerando que el medio en el interior del cilindro sufre una compresión adiabática, en la cual el aire se comprime sin intercambio de calor con el entorno. Este fenómeno solo ocurre cuando la compresión ocurre con gran rapidez. En función del módulo de la fuerza aplicada por la roladora sobre la pieza, el pistón se acelera hasta alcanzar una velocidad constante con la cual inicia su amortiguamiento. La magnitud de mencionada velocidad se relaciona con la masa a amortiguar y el diámetro del pistón. De acuerdo con las especificaciones suministradas por el fabricante del cilindro neumático, la máxima velocidad permisible del pistón para el cilindro seleccionado (50 mm de diámetro) y la masa a amortiguar (21,77 kg) es aproximadamente 1,5 m/s.

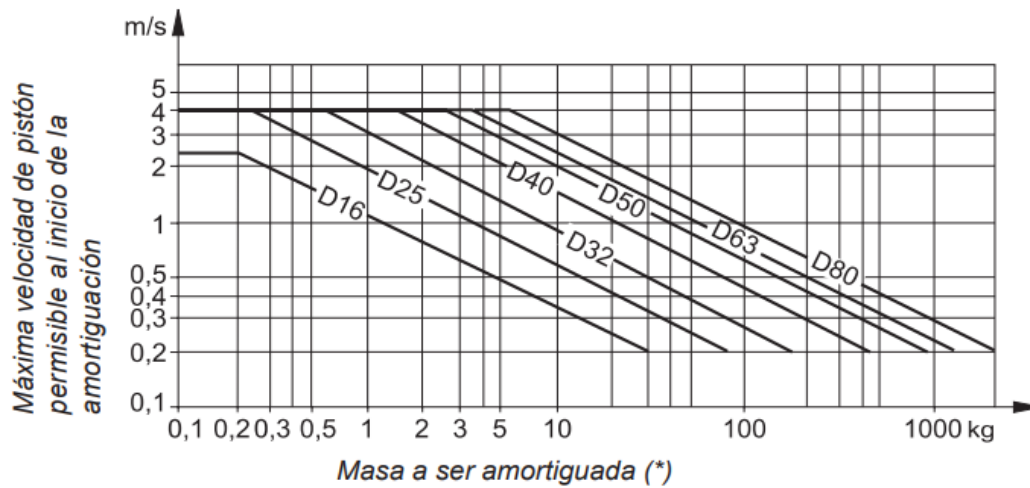


Figura N°56. Relación entre la masa a amortiguar y la máxima velocidad inicial del pistón según su diámetro.

Fuente: extraído de [12]

El tiempo requerido para cubrir la carrera total del pistón a la máxima rapidez permisible en movimiento rectilíneo uniforme es:

$$T = \frac{\text{Carrera}}{\text{Rapidez}} = \frac{0,35m}{1,5 \text{ m/s}} = 0,23 \text{ s} \quad (92)$$

Este tiempo de compresión es lo suficientemente breve como para considerar a la compresión del aire dentro del cilindro como adiabática. La ecuación que define a la rigidez neumática está dada por:

$$k = \frac{A^2 n p}{V} \quad (93)$$

Donde:

- ❖ A es el área efectiva del cilindro

$$A = \frac{\pi \cdot 0,05m^2}{4} = 0,00196m^2 \quad (94)$$

- ❖ n es el coeficiente politrópico que para un sistema adiabático es 1,4.
- ❖ p es la presión de trabajo del sistema que es de 600.000 Pa.
- ❖ V volumen de aire atrapado.

$$V = A \cdot L \quad (95)$$

La longitud L adoptada es aquella del total del cilindro, equivalente a 480 mm.

$$V = 0,00196m^2 \cdot 0,48m = 0,00094m^3 \quad (96)$$

Sustituyendo estos valores en ec. (92):

$$k = \frac{(0,00196m^2)^2 \cdot 1,4 \cdot 600000Pa}{0,00094m^3} = 3432,91 N/m \quad (97)$$

Amortiguamiento equivalente

Este coeficiente es calculado a partir de la linealización del comportamiento alrededor de las condiciones de trabajo. En particular, la velocidad de retroceso es el parámetro fundamental en la linealización del sistema. El amortiguamiento del sistema proviene de tres fuerzas de fricción, dos de ellas no lineales, que ofrecen resistencia al avance del pistón:

1. *Fricción viscosa* del medio: representada por la fuerza que el fluido del medio, aire en un cilindro neumático, ejerce sobre un cuerpo que se desplaza en su seno. La magnitud de esta fuerza se relaciona de manera lineal con la rapidez del cuerpo, mientras que la dirección es compartida con la del vector velocidad. Su expresión matemática es $f(t) = B \frac{dy(t)}{dt}$, donde B es el coeficiente de fricción viscosa [N/m/s].

2. *Fricción estática* del pistón en reposo: presente sólo cuando el cuerpo está estático, pero tiene una tendencia a moverse, como resultado de la acción de una fuerza. Su expresión matemática es $f(t) = \pm(F_s)|_{\frac{dy(t)}{dt}=0}$. El signo es dependiente de la dirección de la tendencia al movimiento. Una vez que el movimiento comienza, la fuerza de fricción estática desaparece y es sustituida por alguna otra forma de fricción, como la fricción viscosa o la fricción de Coulomb.

3. *Fricción de Coulomb* en guías lineales: fuerza de amplitud constante respecto al cambio de velocidad. Su signo cambia al invertir la dirección de la velocidad. Su expresión es $f(t) = F_c \frac{dy(t)/dt}{|dy(t)/dt|}$, siendo F_c el coeficiente de fricción de Coulomb.

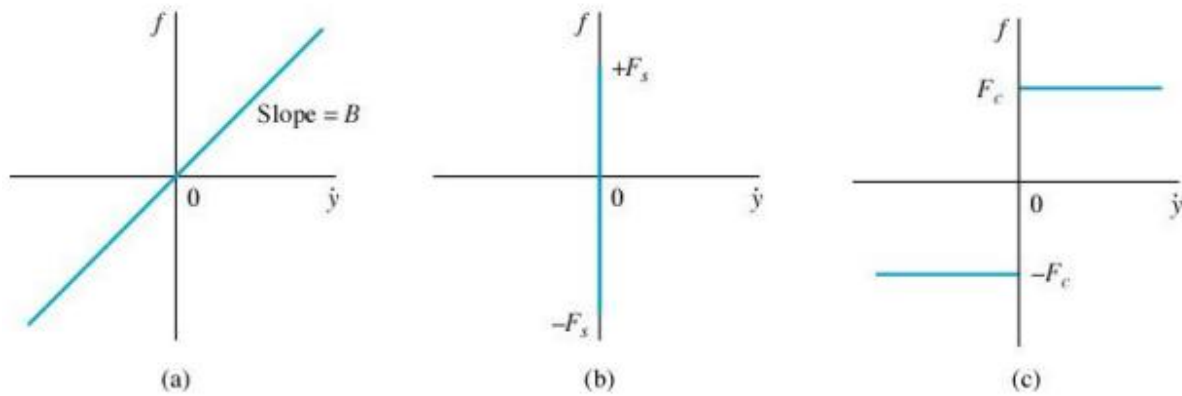


Figura N°57. Representación gráfica de la fuerza de fricción viscosa (a), estática (b) y de Coulomb (c) frente a la rapidez lineal (\dot{y}).

Fuente: tomado de [18]

Mediante la linealización del sistema alrededor de un punto de trabajo bien definido, es posible considerar a estas no linealidades como constantes efectivas de un modelo lineal, que simplifican significativamente las ecuaciones que rigen el comportamiento del sistema. Este punto de trabajo es proporcionado por la velocidad de retroceso del cabezal móvil, a su vez proveniente de la velocidad tangencial en la periferia de los rodillos de la roladora. Según el Área de Ingeniería de CRAFMSA, la rapidez lineal en condiciones de trabajo normales para el proceso de rolado es de 1,36 m/s. La dirección de la velocidad es siempre la misma, por lo que es factible linealizar el comportamiento para estas condiciones.

Como consecuencia de la linealización, resulta posible la definición de un **coeficiente de amortiguamiento equivalente** que representa al conjunto de pérdidas neumáticas y mecánicas del sistema. Este parámetro, coeficiente constante de la función de transferencia en la trayectoria directa del sistema, se obtiene por medio de:

$$c_{eq} = \frac{m \cdot v}{2d} \quad (98)$$

Donde:

- ❖ v corresponde a la rapidez del cabezal móvil durante el retroceso
- ❖ m es la masa de la pieza a rolar, el efector final y el encapsulado del cabezal móvil
- ❖ d equivale a la distancia total de desplazamiento del pistón dentro del cilindro neumático

Sustituyendo cada constante en ec. (97):

$$c_{eq} = \frac{21,77Kg \cdot 1,36m/s}{2 \cdot 0,35m} = 42,296 N \cdot s/m \quad (99)$$

Función de transferencia en lazo cerrado y respuesta del sistema

La FT en la trayectoria directa del sistema, ec. (90), aquella que rige el comportamiento de la planta, fue reescrita según los valores numéricos calculados de amortiguamiento equivalente y rigidez neumática.

$$G(s) = \frac{X(s)}{F_{ext}(s)} = \frac{1}{21,77 S^2 + 42,29 S + 3432,91} \quad (100)$$

Para analizar el comportamiento del sistema frente a una fuerza externa aplicada en la entrada de la planta, se decidió simular la respuesta del sistema frente a una entrada escalón unitario, correspondiente a una referencia constante cuya magnitud es la unidad. Para tal análisis, se debió obtener la función de transferencia del sistema en lazo cerrado (FTLC).

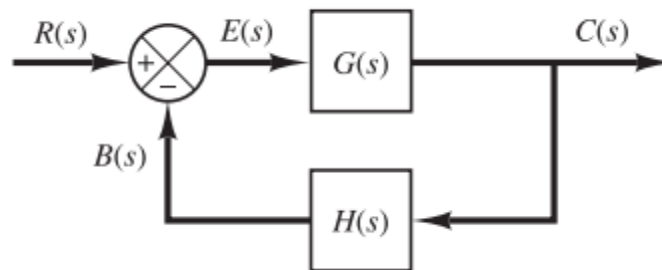


Figura N°58. Diagrama de bloques de un sistema en lazo cerrado, con realimentación $H(S)$.

Fuente: tomado de [18]

Acorde con fig. N°58, la FTLC, que relaciona a la salida $C(S)$ y la entrada $R(S)$, adopta la forma:

$$G_{LC}(S) = \frac{G(S)}{1 + G(S)H(S)} \quad (101)$$

Donde $G(S)$ es la FTTD y $H(S)$ es la función de transferencia del elemento de realimentación. Considerando a $H(S) = 1$:

$$G_{LC}(S) = \frac{G(S)}{1 + G(S)} \quad (102)$$

Finalmente, sustituyendo $G(S)$ por su expresión matemática de coeficientes constantes:

$$G_{LC}(S) = \frac{1}{21,77 S^2 + 42,29 S + 3433,91} \quad (103)$$

El objetivo del sistema es producir una respuesta que replique la señal de referencia aplicada en la entrada. La respuesta del sistema en el tiempo del sistema puede expresarse como la suma de dos respuestas secuenciales: la respuesta transitoria, que comprende la transición del sistema desde el estado inicial hasta el valor final, y la respuesta en estado estacionario, que comprende el comportamiento del sistema conforme el tiempo tiende a infinito.

$$c(t) = c_{tr}(t) + c_{ss}(t) \quad (104)$$

La respuesta transitoria $c_{tr}(t)$ tiende a cero cuando el tiempo tiende a infinito.

Análisis de respuesta transitoria

Para nuestro sistema, con condiciones iniciales cero, el periodo transitorio está comprendido desde el instante en que se aplica la referencia en la entrada ($t = 0$) hasta que el valor de la respuesta se asienta en una banda de $\pm 2\%$ respecto del valor final ($t = Ts$). Ts representa el tiempo de asentamiento de la respuesta del sistema, y constituye un indicador de desempeño importante para medir el rendimiento del sistema. Para caracterizar la respuesta transitoria del sistema resulta útil determinar al conjunto de indicadores conformado por el amortiguamiento relativo del sistema, y las frecuencias natural y amortiguada del sistema.

Nuestro sistema es de segundo orden, correspondiente a la presencia de un par de polos o raíces del denominador de la FTLC en el plano complejo de Laplace. En consecuencia, su FTLC, expresada por ec. (102), puede reescribirse de la siguiente manera:

$$G_{LC}(S) = \frac{1}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} \quad (105)$$

Donde ζ es el amortiguamiento relativo del sistema y ω_n es la frecuencia natural no amortiguada del sistema. Comparando ambas expresiones de la FTLC:

$$G_{LC}(S) = \frac{1}{21,77 S^2 + 42,29 S + 3433,91} = \frac{0,046}{S^2 + 1,942 S + 157,736} \quad (106)$$

Pueden establecerse las siguientes igualdades:

$$\omega_n^2 = 157,736 \quad (107)$$

$$2\zeta\omega_n = 1,942 \quad (108)$$

El factor de amortiguamiento relativo del sistema ζ es un indicador de la tendencia, o falta de tendencia, de la respuesta del sistema a oscilar en torno al valor final, a medida que el tiempo crece. Un valor de ζ cercano a la unidad es indicativo de un *amortiguamiento crítico*, en el cual el tiempo de asentamiento del sistema es mínimo y la respuesta carece de oscilaciones. Cuando $\zeta \gg 1$ la respuesta transitoria del sistema es *sobreamortiguada*, caracterizada por un prolongado tiempo de subida, en el que la respuesta del sistema se incrementa del valor inicial cero hasta el 90% del valor final. Es la más lenta de las respuestas. Finalmente, si $\zeta < 1$ la respuesta transitoria es *subamortiguada*, siendo su principal característica un extendido régimen oscilatorio alrededor del valor final en estado estacionario. Aunque el tiempo de subida suele ser muy rápido, estas respuestas pueden incluir marcadas sobreelongaciones de magnitud pico, que pueden ser muy riesgosas en la implementación con componentes físicos, y dilatados tiempos de asentamiento hasta que las oscilaciones son lo suficientemente disipadas para ser contenidas en la banda de $\pm 2\%$ del valor en estado estacionario.

De acuerdo con ec. (105) ω_n puede obtenerse fácilmente y ser reemplazada en ec. (106) para calcular matemáticamente ζ :

$$\omega_n = \sqrt{157,736} = 12,559 \text{ rad/s} \quad (109)$$

$$\zeta = \frac{1,942}{2\omega_n} = \frac{1,942}{2(12,559)} = 0,077 \quad (110)$$

Este factor de amortiguamiento delata una respuesta transitoria marcadamente oscilatoria. La frecuencia de estas oscilaciones es también conocida como frecuencia natural amortiguada, definida como:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (111)$$

Introduciendo en ec. (110) las constantes previamente calculadas:

$$\omega_d = 12,559 \text{ rad/s} \cdot \sqrt{1 - (0,077)^2} = 12,484 \text{ rad/s} \quad (112)$$

Este valor de frecuencia puede ser expresado en hercios a través de una simple conversión de unidades:

$$\omega_d = 12,484 \text{ rad/s} \cdot \frac{1 \text{ ciclo}}{2\pi \text{ rad}} = 1,986 \text{ Hz} \quad (113)$$

Con este breve análisis, fue posible describir la respuesta transitoria del sistema como oscilatoria, con una frecuencia de aproximadamente dos ciclos de onda por segundo.

Análisis de respuesta en estado estacionario

El factor de amortiguamiento relativo mayor a cero confirma que las oscilaciones de la respuesta eventualmente son disipadas, disminuyendo progresivamente en amplitud hasta estabilizarse en un valor final constante. Es posible afirmar, entonces, que el sistema es estable cuando el tiempo tiende a infinito.

Una vez determinada la naturaleza finita de la respuesta, sólo resta verificar la capacidad del sistema de replicar la referencia aplicada en su entrada. Para ello, se obtuvo matemáticamente el **error en estado estable (ESS)**, indicador de la discrepancia entre la salida del sistema y el valor de la referencia que esta ha de seguir en el estado estacionario de la respuesta. Por definición, el ESS consiste en:

$$e_{ss} = \lim_{S \rightarrow 0} S \frac{R(S)}{1 + G(S)} \quad (114)$$

Donde $R(S)$ es la entrada de referencia. En función de las fuerzas de retroceso presentes durante el proceso de rolado, de magnitudes constantes, presentes sobre la pieza durante un intervalo continuo de tiempo, la referencia fue modelada como una entrada escalón unitario. Por lo tanto, si $R(S) = 1/S$, entonces ec. (113) se reduce a:

$$e_{ss} = \lim_{S \rightarrow 0} S \frac{1}{S} \frac{1}{1 + G(S)} = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{1}{1 + G(S)} = \frac{1}{1 + \lim_{S \rightarrow 0} G(S)} \quad (115)$$

Al reemplazar $G(S)$ por su expresión matemática, ec. (99), y resolver el límite:

$$e_{ss} = \frac{1}{1 + \lim_{S \rightarrow 0} \frac{1}{21,77 S^2 + 42,29 S + 3432,91}} \quad (116)$$

$$e_{ss} = \frac{1}{1 + \frac{1}{3432,91}} = \frac{1}{1 + 2,913 \times 10^{-4}} = 0,9997 = 99,97\% \quad (117)$$

Este resultado pone en evidencia un ESS extremadamente elevado, inaceptable para este o cualquier sistema. Al conocer el error en estado estable y la referencia aplicada a la entrada al sistema, la salida del sistema puede determinarse matemáticamente por medio de:

$$y_{ss} = r(t) - e_{ss} = 1 - 0,9997 = 3 \times 10^{-4} \quad (118)$$

Un valor muy lejano del de la referencia a replicar. Tras realizar estas aproximaciones matemáticas a la respuesta transitoria y en estado estable del sistema, se ejecutó una simulación del sistema por medio de la herramienta *sisotool* del software MATLAB, de MathWorks Polyspace. Esta simulación está basada en el esquema plasmado en fig. N°58, considerando a la fuerza de retroceso ejercida por la roladora como una entrada escalón $R(S) = 1/S$ y una FT del lazo de realimentación $H(S) = 1$. Introduciendo la FTTD de nuestra planta en $G(S)$, la simulación permitió apreciar en detalle la respuesta del sistema sin compensar, es decir el desplazamiento del pistón dentro del cilindro neumático, denotada en el diagrama de bloques como $C(S)$.

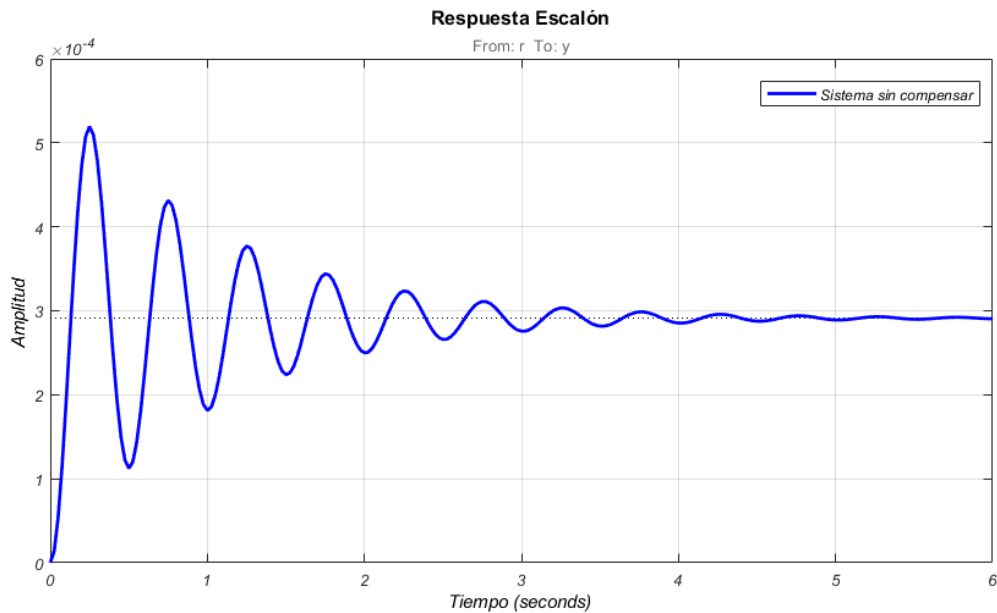


Figura N°59. Respuesta del sistema sin compensar ante una función escalón unitario aplicada en la entrada.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

En concordancia con nuestra hipótesis, fundada por desarrollos matemáticos simples, la respuesta del sistema ante una entrada escalón unitario presenta oscilaciones de amplitud menguante, a una frecuencia aproximada de 2 Hz. El valor final sobre el que la respuesta se estabiliza se encuentra apenas debajo de 3×10^{-4} .

Requisitos de control y especificaciones de desempeño

El objetivo de esta etapa del proyecto es aplicar un compensador en la trayectoria directa del sistema, con la finalidad de modificar su desempeño hasta lograr de él una respuesta con las características deseadas para nuestro proyecto.

Estado actual de la respuesta

El sistema original, conformado solo por la FT de la planta y un lazo de realimentación unitario, produce una respuesta que se caracteriza por ser altamente oscilatoria e incapaz de seguir la referencia aplicada en la entrada al sistema. Sus principales características son:

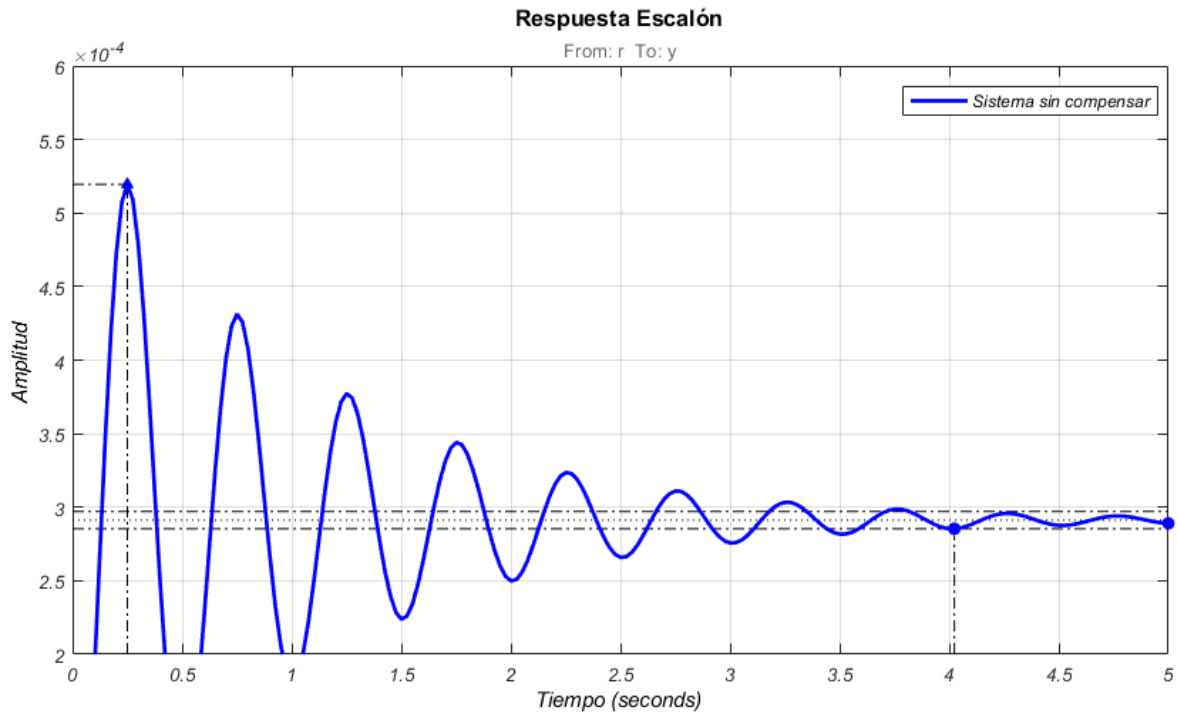


Figura N°60. Detalle de la sobreelongación y tiempo de asentamiento de la respuesta del sistema sin compensar.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

De acuerdo con las demandas del proceso de rolado y los límites de operación de los componentes del sistema de amortiguación es posible establecer ciertas especificaciones de diseño de la nueva respuesta esperada del sistema compensado. Como punto de partida obligatorio, el compensador debe asegurar la estabilidad absoluta del sistema, manteniendo la respuesta dentro del rango de operación de nuestros componentes físicos. No puede ejercerse ninguna clase de control sobre la respuesta de un sistema inestable. En términos de la amortiguación diseñada, los límites de la salida, el desplazamiento del pistón, son impuestos en función de la carrera del cilindro neumático. El límite superior de este desplazamiento, el máximo valor representable por la salida, es 0,35 metros. El sistema es incapaz de generar una respuesta mayor que la carrera del cilindro, por lo que la fuerza aplicada sobre la pieza y el cabezal móvil, sin importar su magnitud, puede producir un valor máximo de desplazamiento de 0,35 metros a la salida del sistema.

Otro objetivo de diseño obvio a alcanzar en la respuesta del nuevo sistema compensado es la **eliminación del error en estado estable**. Se espera que el sistema de amortiguación sea capaz de suministrar una respuesta exacta, capaz de seguir la referencia y alcanzarla cuando ésta se estacione en su valor final.

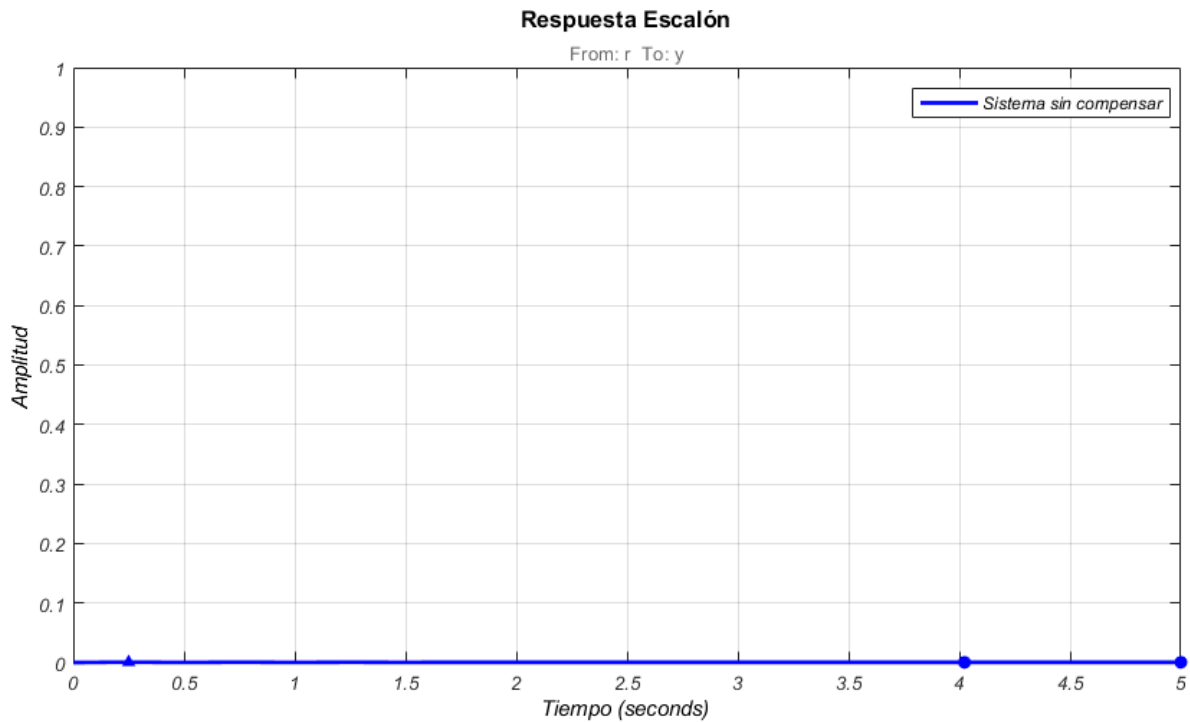


Figura N°61. Vista del valor en estado estacionario de la respuesta del sistema frente a la referencia unitaria en su entrada.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

Adicionalmente, se desea alterar la respuesta transitoria del sistema para mejorar la eficiencia del conjunto y proteger a sus componentes físicos. Las oscilaciones de la respuesta constituyen un problema práctico de aplicación, ya que una oscilación del desplazamiento del pistón significa que este avanza y retrocede constantemente dentro del cilindro neumático hasta estabilizarse en torno a la referencia. Por lo tanto, es coherente establecer que el amortiguamiento esperado de la respuesta debe ser cercano al **amortiguamiento crítico**, a fin de lograr una rápida respuesta ante cambios en la referencia y evitar las oscilaciones. Como parte de esta respuesta del sistema, también se desea lograr una reducción de la significativa sobreelongación producida durante el valor pico de la respuesta. Un valor de 78% de sobrepaso en el desplazamiento es sinónimo de un amortiguamiento deficiente, muy débil durante la etapa inicial del retroceso, resultando en un desplazamiento mayor del requerido. Ante la eventualidad de un pico en la fuerza de los rodillos de la roladora, por descalibración, esta sobreelongación puede resultar en la saturación de la respuesta y el asociado daño a los componentes del amortiguador. En consecuencia, dado que el máximo desplazamiento esperado durante el retroceso es de 319 mm, y la carrera total del pistón es de 350 mm, se consideró satisfactoria una reducción del **sobrepaso máximo al 5%**.

Finalmente, la especificación de rendimiento restante es aquella del tiempo de asentamiento de la respuesta. De acuerdo con ec. (91) el sistema dispone de un tiempo de

0,23 segundos para asentarse en la referencia antes de saturar la respuesta al llegar al final de carrera. En la práctica, la rapidez inicial del pistón en condiciones normales es 1,36 m/s, y este valor comienza a menguar rápidamente debido a la fricción viscosa del medio y la fricción de Coulomb en las guías lineales del cilindro. Como resultado, el tiempo necesario para cubrir la carrera total del pistón será considerablemente mayor que el calculado. Teniendo en cuenta estas consideraciones, se ha decidido establecer el **tiempo de asentamiento** de la respuesta en **0,23 segundos**.

Diseño de control

Para lograr la respuesta esperada del sistema, es necesario introducir un compensador en la trayectoria directa, de tal forma que este altere el lugar geométrico de las raíces. El LGR representa el conjunto de todas las posibles posiciones que pueden ocupar los polos del sistema en lazo cerrado, es decir, las raíces del denominador de la FTLC, cuando la ganancia del sistema varía. La ubicación de estos polos en el plano complejo es crítica, ya que define el comportamiento dinámico y las especificaciones de la respuesta del sistema. Para modificar el LGR, el compensador añade polos y/o ceros al sistema en lazo abierto, alterando de esta forma las trayectorias del lugar geométrico y, en consecuencia, las posiciones alcanzables de los polos en lazo cerrado. De esta manera, con un diseño cuidadoso del compensador y el ajuste de la ganancia, es posible posicionar los polos del sistema en lazo cerrado de modo que sean alcanzadas las especificaciones de desempeño dinámico establecidas.

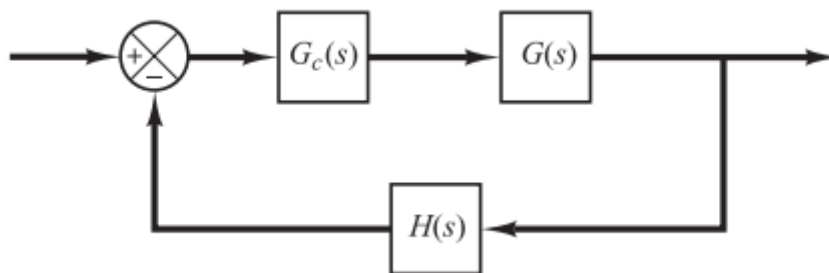


Figura N°62. Diagrama de bloques del esquema de control utilizado, con función de transferencia del compensador expresada como $G_c(S)$.

Fuente: tomado de [18]

Utilizando el diagrama de bloques de fig. N°62, con $H(S) = 1$, como esquema de control básico, en el que $G_c(S)$ corresponde a la función de transferencia del compensador. Como punto de partida, aplicó un integrador puro al sistema, añadiendo un polo en el origen del plano complejo. Esto ofrece una solución al error en estado estable del sistema, con resultados apreciables tras su simulación en MATLAB por medio de la herramienta sisotool.

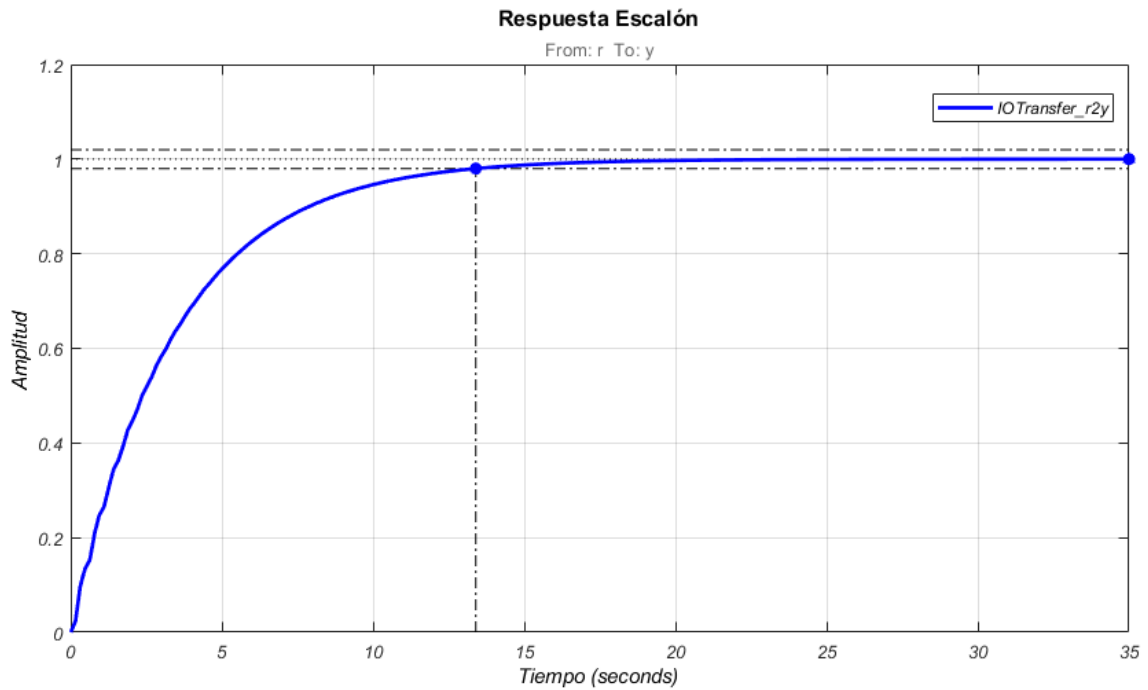


Figura N°63. Respuesta del sistema compensado a través de un compensador proporcional integral.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

A pesar de la supresión del error del sistema, esta forma de $G_c(S)$ presenta una seria prolongación del tiempo de asentamiento del sistema, superior a los 13 segundos. Este tiempo puede acortarse significativamente al ajustar la ganancia del sistema. Sin embargo, el incremento de la ganancia desplaza los polos del sistema hacia el semiplano derecho del plano complejo, empujando al sistema a la inestabilidad.

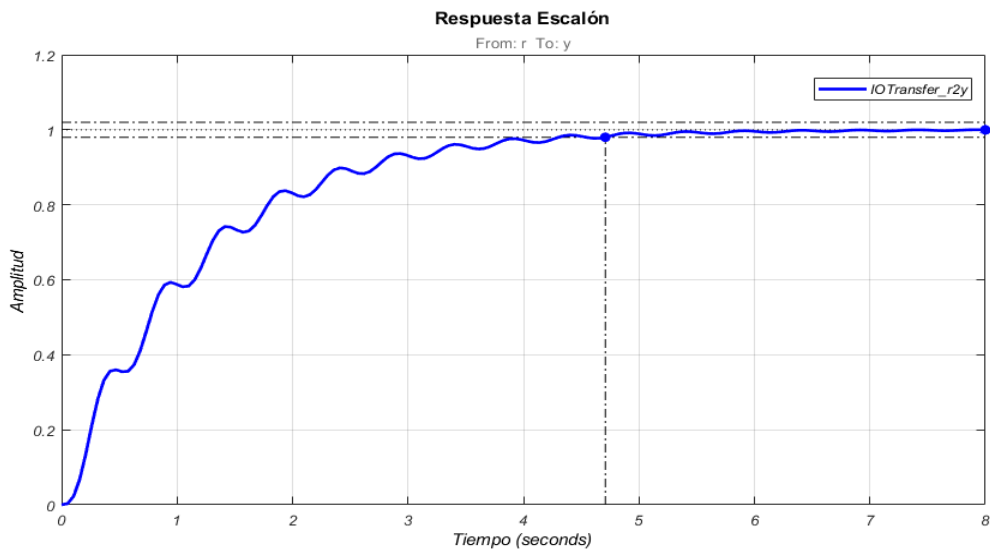


Figura N°64. Respuesta del sistema con un ajuste de la ganancia del compensador proporcional integral.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

Según se observa en fig. N°63 y fig. N°64, luego de un ajuste considerable de la ganancia, el sistema presenta oscilaciones, a la vez que el tiempo de asentamiento, aunque reducido en dos tercios, continúa siendo demasiado elevado para cumplir con las exigencias de rendimiento.

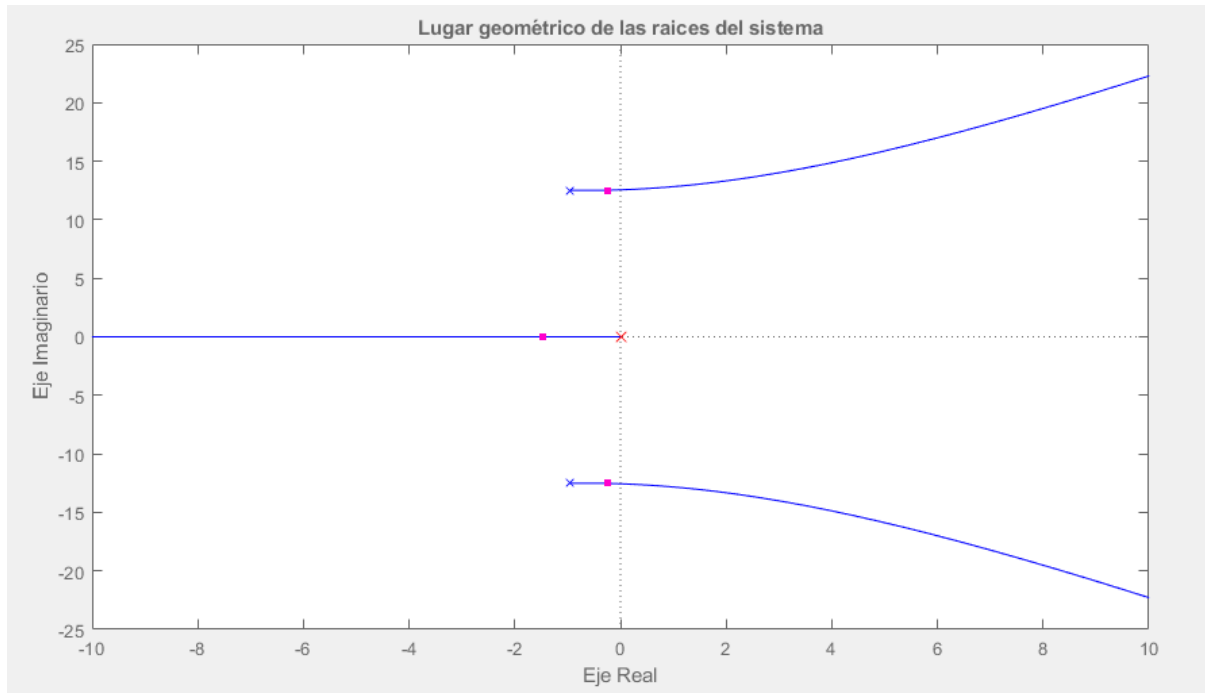


Figura N°65. Representación del lugar geométrico de las raíces del sistema para el ajuste de ganancia visualizado en fig. N°64.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

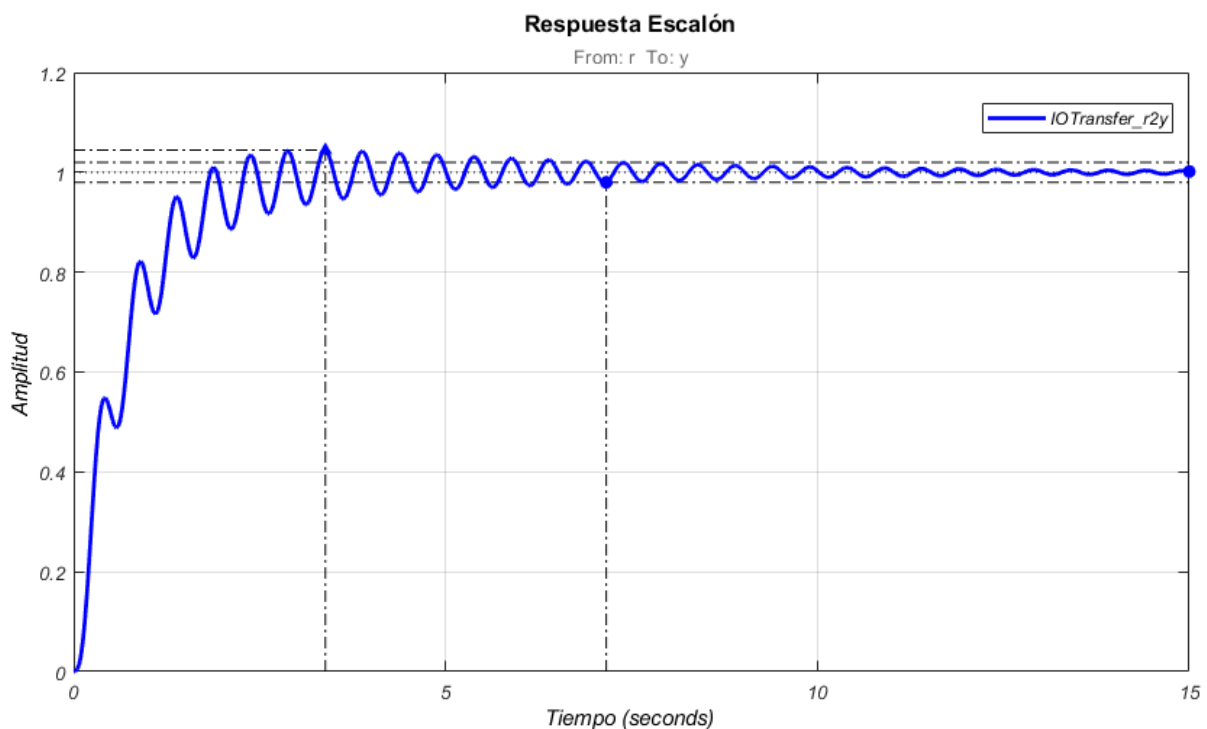


Figura N°66. Respuesta del sistema tras incrementar nuevamente la ganancia del compensador proporcional integral.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

El hecho de que el integrador comprometa de esta manera la estabilidad de la respuesta sin lograr tiempos de asentamiento satisfactorios fue el incentivo necesario para introducir un cero en lazo abierto, con la intención de mejorar la respuesta transitoria del sistema. Para ello, un cero fue añadido en el numerador de $G_c(S)$.

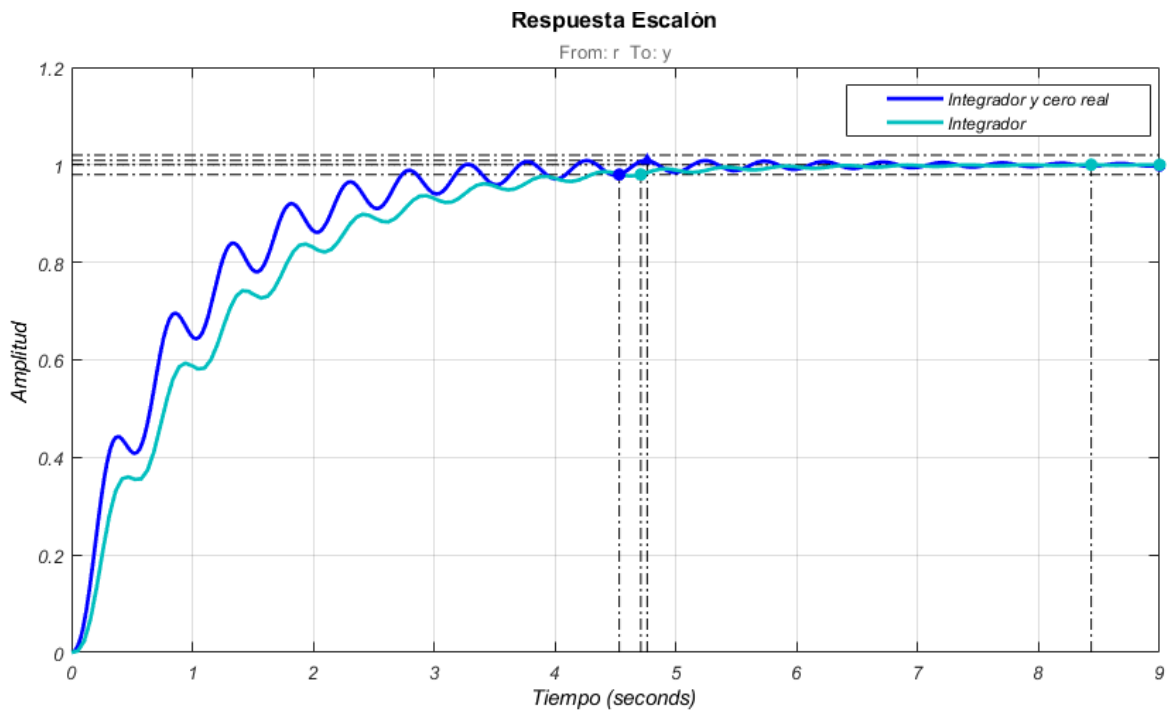


Figura N°67. Comparación de las respuestas del sistema con compensación PI y compensación de atraso de fase.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

La posición del cero en el plano complejo fue corregida en numerosas ocasiones, pero no fue posible lograr una respuesta satisfactoria. Al contrario, la mejor respuesta lograda con un único cero fue muy similar a la obtenida con el control proporcional integral (ver fig. N°67). Sin alternativas, se decidió aplicar un control proporcional-integral-derivativo, PID, en esencia añadiendo otro cero real en el numerador de $G_c(S)$.

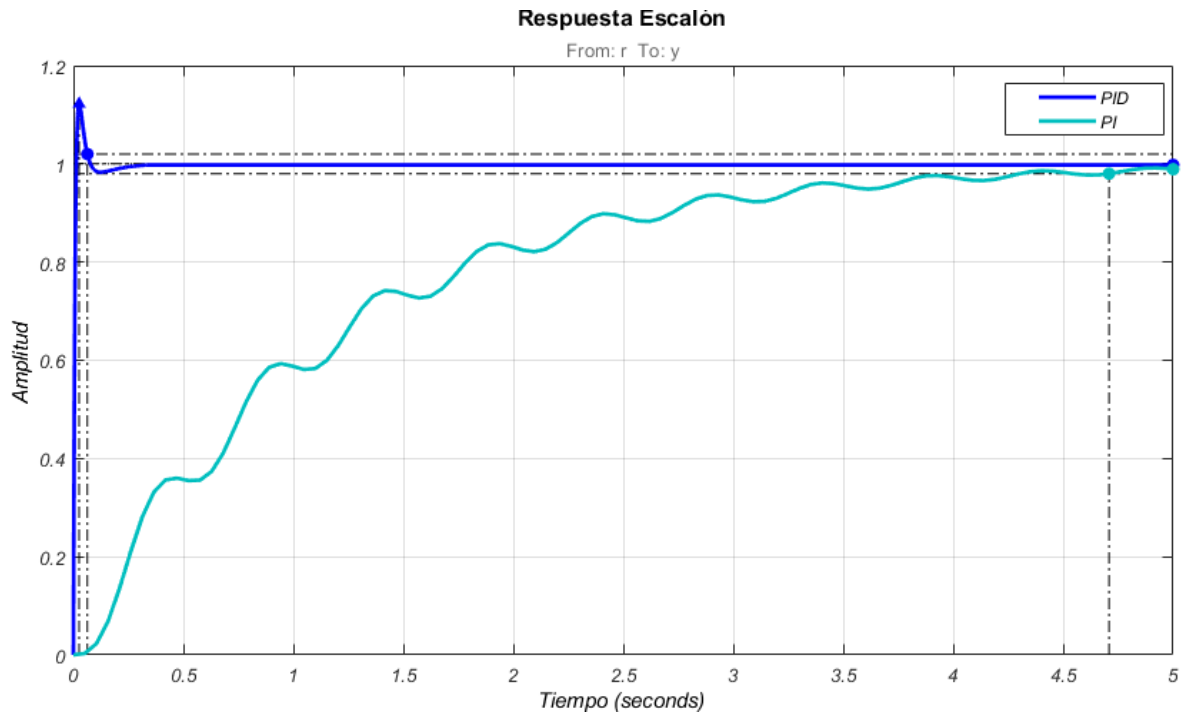


Figura N°68. Comparación de las respuestas del sistema ante una entrada escalón unitario con compensación proporcional integral y proporcional integral derivativo.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

El resultado de esta decisión es más que aparente al observar fig. N°68. La respuesta del sistema con compensación PID es más de diez veces más rápida que en aquellas logradas con otros compensadores. Además, las oscilaciones han sido efectivamente neutralizadas, aunque es notoria la presencia de una sobreelongación, cercana al 15% del valor de referencia (1). Sin dudas, el PID es el camino de desarrollo más idóneo para nuestras especificaciones de desempeño dinámico. Con la finalidad de reducir el sobrepaso de la respuesta y lograr un tiempo de asentamiento alrededor del valor final acorde al especificado, se produjo una cantidad de variantes de $G_c(s)$ con diferentes ubicaciones de ceros de lazo abierto y ajustes de ganancia.

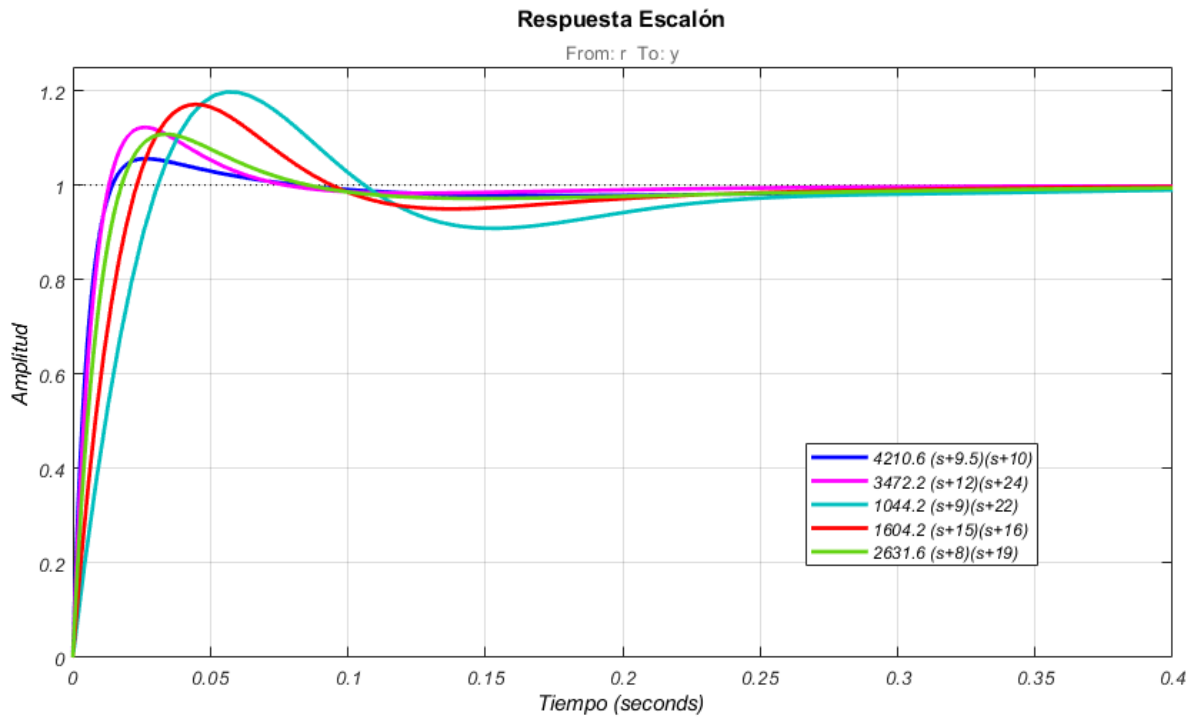


Figura N°69. Comparación de respuestas bajo la acción de control de diferentes variantes de compensación PID.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

Observando la sobreelongación de las respuestas obtenidas para diferentes $G_c(S)$ (fig. N°69), es evidente que sólo una respuesta, trazo azul, se encuentra aceptablemente cerca del valor objetivo de 5%.

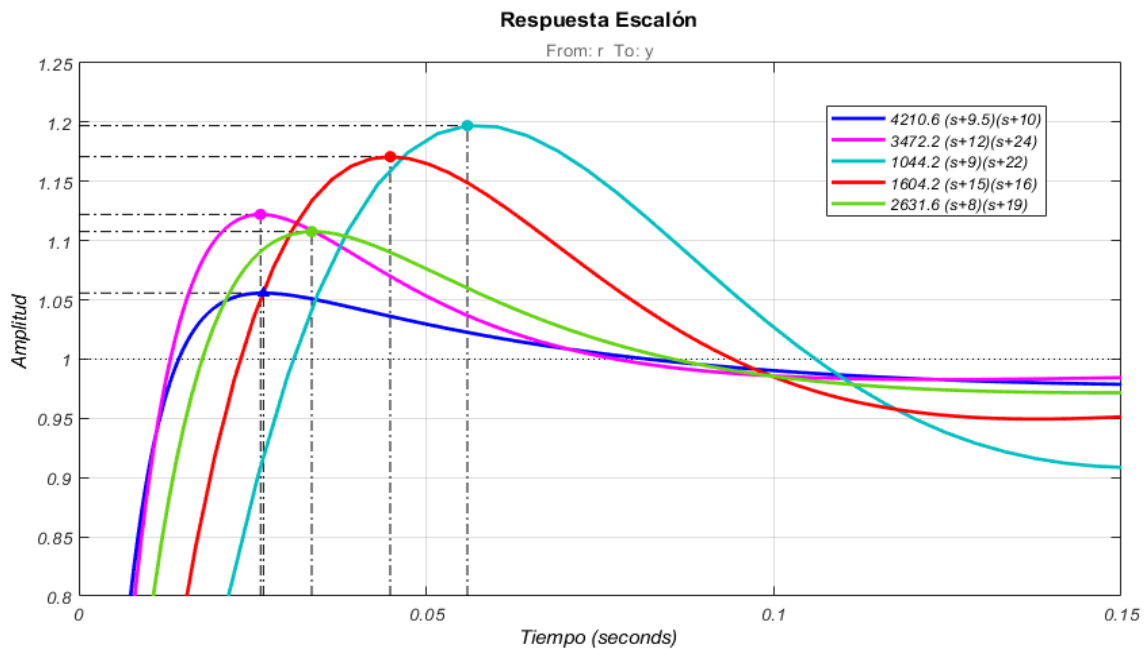


Figura N°70. Detalle de la máxima sobreelongación de la respuesta observada en fig. N°69.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

El tiempo de asentamiento de las respuestas es similar para la mayoría de las variantes de $G_c(s)$. Sólo la curva de respuesta rosada es ampliamente más rápida que las demás para asentarse, mientras que las demás, a fines prácticos, no son discernibles en su tiempo de asentamiento.

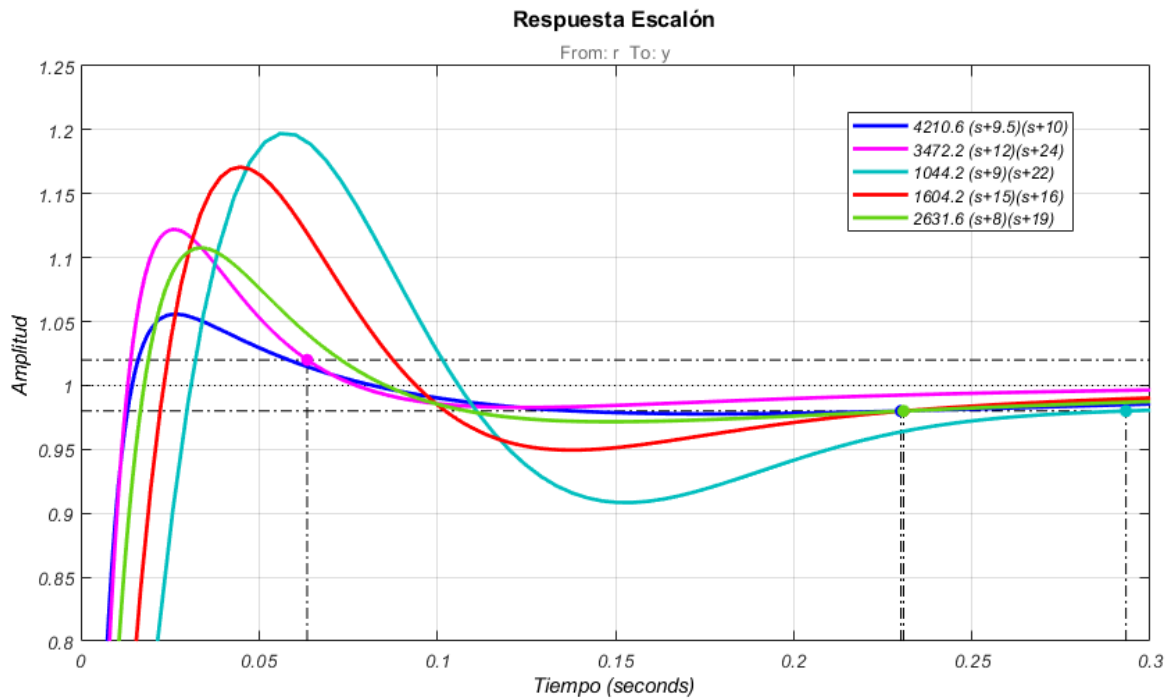


Figura N°71. Detalle del tiempo de asentamiento de las respuestas del sistema contempladas en fig. N°69.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

La respuesta ofrecida por

$$G_c(s) = \frac{4210,6 \cdot (s + 9,5) \cdot (s + 10)}{s}$$

identificable por la curva azul, es la más próxima a la respuesta deseada. Un análisis en mayor detalle de sus características (fig N°.73) revela el desempeño logrado con este compensador.

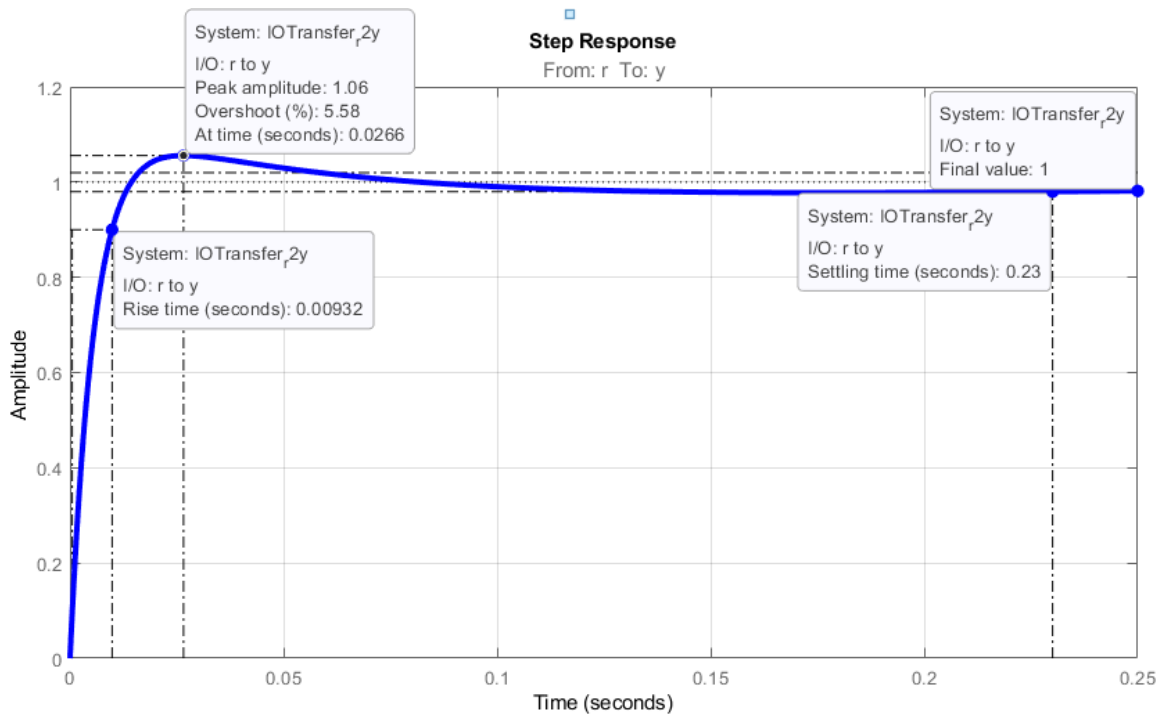


Figura N°72. Especificaciones de la respuesta simulada del sistema.

Fuente: MathWorks Polyspace (MATLAB & Simulink)

La respuesta obtenida cumple a la perfección con las especificaciones de estabilidad, tiempo de asentamiento y error en estado estacionario, alcanzando el valor de referencia con gran rapidez y sin oscilaciones. Solo el sobrepaso máximo se encuentra fuera de especificaciones, y por un margen mínimo de 0,58%. Luego de experimentar con nuevas variantes de compensación PID, se decidió adoptar $G_c(S)$ como compensador final del sistema, ante la ausencia de soluciones más satisfactorias. El sobrepaso máximo de 5,58% se encuentra lo suficientemente próximo a las especificaciones de diseño, presentándose como una solución aceptable.

CAPÍTULO 6: Selector de trozo y cinta transportadora

Una problemática crónica del proceso de rolado actual de la empresa CRAFTMSA consiste en el control de la temperatura de las piezas a rolar. El acero, material constituyente de estas piezas, tiende a fluir y deformarse plásticamente con mucha más facilidad a temperaturas elevadas, requiriendo cargas de compresión significativamente menores.

Este fenómeno se debe a los procesos metalúrgicos que ocurren en el acero a altas temperaturas. Al superar la temperatura crítica de recristalización, hasta 1130°C en aceros hipereutectoides, el material experimenta la formación de nuevos granos libres de los defectos estructurales inherentes de su estructura cristalográfica, tales como dislocaciones lineales, defectos de Schottky y defectos de Frenkel. Estos defectos submicroscópicos se originan durante la solidificación del acero y su posterior deformación, generando irregularidades en la red cristalina del material que tienden a dificultar o impedir futuros desplazamientos atómicos y reestructuraciones de la red. Tal hecho se evidencia en forma de endurecimiento y tensiones internas en el acero, que ofrecen resistencia a distintas clases de deformaciones.

El proceso de recristalización, denominado austenización del material, reduce su resistencia mecánica y aumenta notablemente su ductilidad. En este rango térmico, la energía necesaria para vencer los enlaces atómicos se ve drásticamente disminuida, permitiendo que las piezas fluyan plásticamente bajo cargas de compresión relativamente bajas.

Los trozos sometidos a rolado en este proceso están constituidos de acero de alto carbono, con una proporción de carbono de 1,5%. Consecuentemente, mantener la temperatura de las piezas por encima de la temperatura crítica de recristalización, en el rango 1170 – 1230 °C, resulta fundamental para lograr la deformación plástica designada para el proceso de rolado. Valores inferiores a este rango se ven demasiado próximos a la temperatura crítica de austenización, aumentando el riesgo de un incremento en la resistencia del material con anterioridad al rolado, dificultando el proceso de deformación y generando esfuerzos excesivos en la roladora que pueden resultar en costosos daños al equipo. Temperaturas superiores al rango mencionado favorecen la oxidación superficial y se acercan al material a su fase líquida, inaceptable en el proceso por razones de seguridad industrial y control de tolerancias en las medidas y superficies del producto.

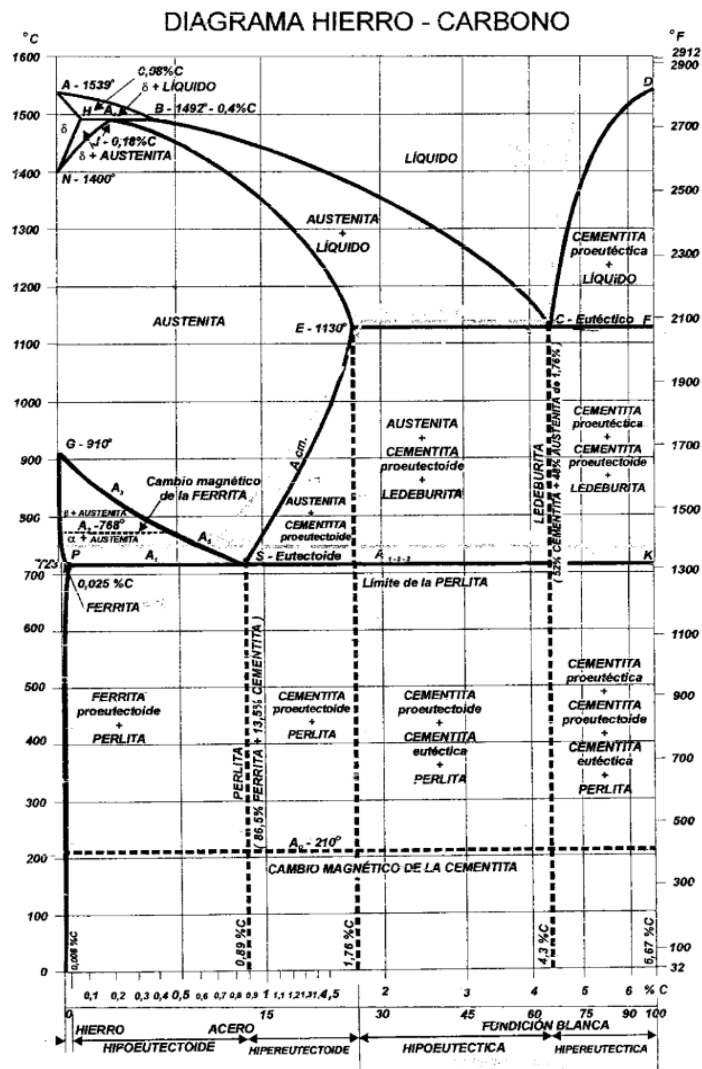


Figura N°73. Diagrama hierro-carbono.

Ante esta situación, la implementación de un sistema de separación de trozos, que asegure que únicamente las piezas dentro del rango adecuado de temperaturas ingresen al posicionador de trozos inmediatamente anterior al inicio del rolado, supone una apreciable mejora en el control de la calidad de los productos y la preservación de la vida útil de los equipos.

Diseño preliminar del sistema de separación de trozos

El conjunto proyectado para desempeñar la tarea de separar trozos en función de su temperatura está conformado por tres elementos: una cinta transportadora, para el traslado de las piezas salientes del horno hacia el posicionador de trozos; un sensor de temperatura, dedicado a medir la temperatura del trozo en tránsito; y un actuador separador, accionado cuando el sensor de temperatura arroje lecturas fuera del rango de temperatura

preestablecido, que remueva al trozo sensado antes de que este alcance el posicionador de trozos al final de la cinta.

Las dimensiones de la cinta son conservadoras, ya que el espacio de trabajo disponible entre el horno y el posicionador de trozos es reducido. La longitud transitable de la cinta es 500 mm, con rodillo motriz de 50 mm de diámetro. El largo de malla o banda transportadora necesario para cubrir la distancia transitable y los rodillos en los extremos es de 1139 mm. El ancho de la banda es equivalente al ancho de la salida del horno, 200 mm. Según el Área de Ingeniería de CRAFMSA S.A., la rapidez de avance de la cinta debe ser 0,1 m/s.

El sensor de temperatura debe ser capaz de realizar lecturas a distancia, mientras el trozo se encuentra en movimiento sobre la cinta. El actuador consiste en un cilindro neumático con vástago desplegable, en el extremo del cual está posicionada una guía de acero plana, oblicua a la dirección de movimiento de la cinta transportadora.

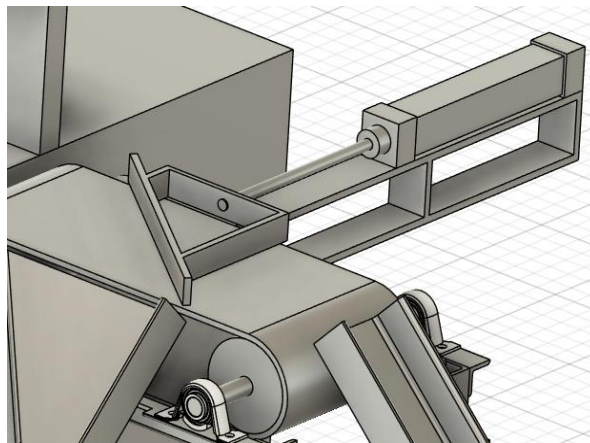


Figura N°74. Vista del conjunto separador de trozos proyectado. Es posible apreciar la cinta transportadora, el accionamiento separador o scrapper, el tobogán de para piezas rechazadas y la rampa del posicionador de trozos.

Fuente: Autodesk Fusion 360

La lógica de trabajo del sistema es sencilla: la pieza proveniente del horno ingresa a la cinta transportadora y su temperatura es medida durante el desplazamiento. Si el trozo transportado se encuentra dentro del régimen de temperatura especificado para el rolado, el actuador separador se mantiene inactivo, con su guía y vástago completamente fuera de la banda, a fin de no interferir con el paso de las piezas hacia el posicionador de trozos. Cuando el trozo transportado por la cinta se encuentra fuera del régimen de temperatura, el cilindro neumático es accionado, extendiendo su vástago hasta que la guía bloquee todo el ancho de la cinta transportadora, de manera que el propio avance del trozo, ahora guiado en dirección oblicua a la dirección de avance de la banda, sea el causante del egreso del trozo.

Cinta de malla

El más crítico de los componentes de la cinta transportadora, según los requerimientos del proceso de rolado, es la banda o malla transportadora. Debido a la elevada temperatura irradiada por las piezas provenientes del horno de inducción, la principal cualidad esperada de la malla es la **resistencia a elevadas temperaturas**. Para ello, existe una amplia variedad de mallas de alambre de acero aleado (cromo, níquel, titanio y/o molibdeno) que pueden soportar temperaturas en el rango de 1200°C. Estas mallas, compuestas por espirales de alambre de acero enrollados en torno a varillas transversales paralelas distribuidas uniformemente en toda la longitud, no solo ofrecen gran resistencia a altas temperaturas, al desgaste y a la oxidación, sino que también ofrecen excelente capacidad de enfriamiento.

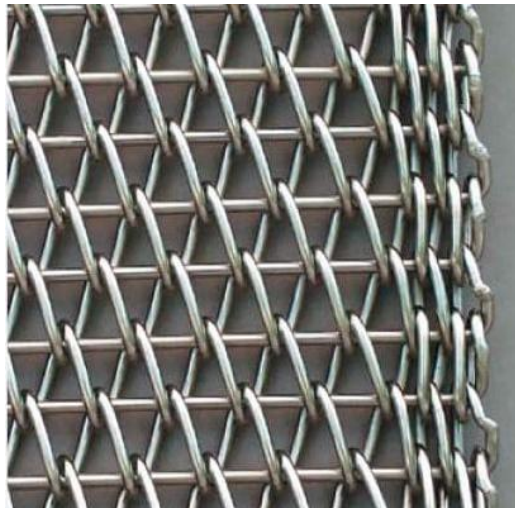


Figura N°75. Malla de cinta transportadora STEINHAUS tipo 1310.

Fuente: extraída de [20]

La presión de contacto entre la malla y la cara inferior de la pieza debe ser distribuida de manera uniforme. Debido a que el material de la probeta se encuentra en austenización, el exceso de presión sobre la superficie de la pieza puede resultar en pequeñas deformaciones a lo largo de la cara inferior, perjudiciales para las tolerancias del producto final del proceso de rolado. La malla adoptada debe ofrecer un compromiso entre **tensión superficial**, lograda con alambres de mayor diámetro y separación entre espiras, y **continuidad superficial**, alcanzada con una mayor densidad de espiras. En otras palabras, la malla debe poseer un alambre lo suficientemente robusto para evitar pandearse ante el peso de las piezas a transportar, al mismo tiempo que las espiras de alambre deben encontrarse lo suficientemente juntas para maximizar el contacto con la pieza y reducir la presión puntual en cada punto de contacto pieza-espira.

En función de estos condicionantes, fue seleccionada como malla la cinta de espiral único **tipo 1310 HLS**, de STEINHAUS GmbH [20]. Esta, por sus características, ofrece excelente tensión superficial, numerosos puntos de apoyo para la pieza transportada y resistencia a altas temperaturas. Las varillas transversales, que atraviesan a la malla y soportan las espiras de alambre, se doblan en sus extremos y se conectan con sus espiras por medio de soldadura. Esto significa que la altura de los extremos de la cinta es similar a la de los espirales de alambre en todo el ancho de malla, sin relieves adicionales que puedan interferir durante el descarte de una pieza fuera de régimen. Este factor es especialmente importante desde el punto de vista de la durabilidad de la cinta, ya que los extremos están protegidos de eventuales daños por atascamiento de la pieza durante su separación.

Tabla N°15. Especificaciones de la malla de cinta.

Diámetro de espiras	2 mm
Diámetro de varillas	2,5 mm
Espacio entre espiras	10 mm
Peso de malla	9,6 kg/m ²
Calidad	HLS 1200

Fuente: adaptada de [20]

Potencia de motor de la cinta

El rodillo motriz de la cinta transportadora es accionado por un motor eléctrico de corriente continua, especificado a través de la potencia que este es capaz de suministrar al conjunto mecánico. Un requerimiento para establecer la potencia del motor es determinar la fuerza necesaria para producir el movimiento de la cinta, incluyendo su carga. Esta fuerza puede obtenerse matemáticamente de la expresión:

$$F = fr \cdot g \cdot (m_{carga} + m_{cinta}) \quad (119)$$

Donde:

- ❖ fr es el coeficiente de fricción comprendido entre 0,02 – 0,05. Para la malla seleccionada, fr adopta un valor de 0,03.
- ❖ g es la aceleración de la fuerza de gravedad, establecida en $9,81 \text{ m/s}^2$
- ❖ m_{carga} corresponde a la masa de las piezas transportadas por la cinta, equivalente a 12 kg.
- ❖ m_{banda} es la masa de la banda, obtenida matemáticamente en función del área total de la banda y la masa por unidad de área del material.

Para obtener esta última, L representa la longitud total de la banda de 1,139 m. El ancho de la banda es 0,2 m, similar al ancho de la salida del horno. A su vez, la masa superficial del material de la malla es $9,6 \text{ kg/m}^2$. Al efectuar el producto de estas cantidades:

$$m_{\text{cinta}} = 9,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot (1,139 \text{ m} \cdot 0,2 \text{ m}) = 2,186 \text{ kg} \quad (120)$$

Al sustituir estas constantes en ec. (118):

$$F = 0,03 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (12 \text{ kg} + 2,186 \text{ kg}) = 4,175 \text{ N} \quad (121)$$

Con esta fuerza se ejecutó el cálculo inicial de la potencia del motor requerida.

$$P_{\text{calculada}} = \frac{F \cdot v}{\eta} \quad (122)$$

v es la velocidad de la cinta, establecida para este proceso en 0,1 m/s. η es el rendimiento del sistema, representante de las pérdidas mecánicas del sistema, adoptado como 0,9 debido al corto recorrido de la cinta transportadora y el coeficiente de fricción conservador. Sustituyendo estos valores:

$$P_{\text{calculada}} = \frac{4,175 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m/s}}{0,9} = 0,464 \text{ W} \quad (123)$$

A pesar de que el valor calculado contempla al rendimiento teórico del conjunto, todavía resta aplicar otra consideración práctica, denominada factor de servicio. El mismo es un factor de seguridad aplicado a la potencia teórica del motor para asegurar cierto margen de prestaciones del motor ante condiciones de trabajo más exigentes que las proyectadas, debido a agentes externos como temperaturas extremas, humedad, vibraciones, y polvo, entre otros.

$$P_{\text{motor}} = P_{\text{calculada}} \cdot SF \quad (124)$$

Al considerar la característica abrasiva y de elevadas temperaturas del entorno de trabajo de la cinta, se ha establecido para este proyecto un factor de servicio en 1,8. Esto significa que el motor debe ser capaz de entregar un 80% de potencia adicional respecto al valor teórico.

$$P_{motor} = 0,464 W \cdot 1,8 = 0,835 W \quad (125)$$

El otro parámetro necesario para definir correctamente el motor encargado de mover la cinta transportadora es el número nominal de revoluciones por minuto que su rotor es capaz de realizar. Esta rapidez de giro se relaciona de forma directa con la velocidad angular del rodillo motriz. Es conocida la rapidez lineal de la banda, 0,1 m/s, en la periferia del rodillo, cuyo radio es 50 mm. Conociendo estas dos constantes, la velocidad angular del rodillo es calculada a través de:

$$\omega = \frac{\text{rapidez lineal}}{\text{radio rodillo}} = \frac{0,1 \text{ m/s}}{0,05 \text{ m}} = 2 \text{ rad/s} \quad (126)$$

Las revoluciones del rodillo motriz necesarias por minuto para lograr una rapidez lineal de 0,1 m/s en la banda se obtienen matemáticamente por medio de una mera conversión de unidades.

$$n = 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ revolución}}{2\pi} \cdot \frac{60 \text{ segundos}}{1 \text{ minuto}} = \frac{2 \cdot 60}{2\pi} \text{ rpm} = 19,098 \text{ rpm} \approx 20 \text{ rpm} \quad (127)$$

Un motor de corriente continua de 0,835 W de potencia y una velocidad de 20 rpm es suficiente para lograr el desplazamiento de la pieza sobre la cinta transportadora. Sin embargo, no fue posible encontrar un motor eléctrico comercial tan pequeño, dado que la potencia necesaria para suministrar la fuerza requerida es cómicamente minúscula. Consecuentemente, fue seleccionado el motor de corriente continua estándar encontrado más próximo en prestaciones, **Doga serie 259** de **60 W y 40 rpm**.



Figura N°76. Motor de corriente continua DOGA serie 259.

Fuente: tomado de [21]

Caja Reductora

La elección de un motor de corriente continua de 40 rpm creó la necesidad de llevar a cabo una reducción de la velocidad aplicada al rodillo. Aplicada de forma directa al rodillo motriz, esta frecuencia de rotación produce una rapidez lineal de 0,2 m/s en la banda, excediendo considerablemente la rapidez especificada para el proceso. Es necesaria, entonces, una caja reductora para efectuar la reducción a 20 rpm requeridas por el conjunto.

La relación de reducción necesaria es:

$$i = \frac{40 \text{ rpm}}{20 \text{ rpm}} = 2 \quad (128)$$

Por lo tanto, una reducción 2:1 es suficiente para convertir la excesiva velocidad de rotación del rotor a la rapidez angular especificada para el rodillo.

Diámetro de eje de transmisión

Tras definir la potencia del motor y la velocidad de giro del rodillo motriz tras la reducción, se debe dimensionar el eje de transmisión, a través del cual la reductora transfiere la potencia del motor al rodillo.

Para determinar el diámetro del eje se recurrirá al dimensionamiento por esfuerzos estructurales, calculando la carga a la que se somete el eje, para luego obtener matemáticamente el diámetro mínimo que proporciona la suficiente resistencia estructural para operar de forma segura. Son requeridos para el cálculo de esfuerzos cortantes por torsión el par aplicado sobre el eje y el momento polar de inercia del elemento de revolución.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (129)$$

Al introducir en esta ecuación los valores correspondientes a una potencia transmitida de 60 W y una velocidad de rotación de 20 rpm, el par ejercido es:

$$T = \frac{60 \text{ W}}{20 \text{ rpm}} \cdot \frac{1 \text{ revolución}}{2\pi} \cdot \frac{60 \text{ segundos}}{1 \text{ minuto}} = 28,648 \text{ N.m} \quad (130)$$

El momento polar de inercia para un eje macizo está definido por:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (131)$$

La máxima tensión cortante por torsión ocurre en la periferia del eje, a la distancia equivalente al radio desde el centroide de la sección transversal. Su expresión matemática es:

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot d}{2J} \quad (132)$$

Al reemplazar el momento polar de inercia definido en ec. (130) en esta última ecuación, el esfuerzo cortante máximo se ve reducido a:

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (133)$$

El material destinado a constituir el eje es acero AISI 1045. El esfuerzo de corte admisible para este material, con el factor de seguridad adoptado para este proyecto, fue previamente calculado en ec. (55) y corresponde a 65,393 Mpa. Este valor puede ser sustituido en ec. (133). Despejando el diámetro del eje:

$$d \geq \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{adm}} \right)^{1/3} \quad (134)$$

$$d \geq \left(\frac{16 \cdot 28,648 \text{ N.m}}{\pi \cdot 65,393 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^{1/3} = 0,01306 \text{ m} = 13,06 \text{ mm} \quad (135)$$

Un eje de 14 mm de diámetro soporta satisfactoriamente los esfuerzos cortantes para el par de 28,648 N ejercido por el motor a través de la reductora. Para maximizar la robustez del diseño, se optó por establecer el **diámetro del eje** en **20 mm**.

Los ejes estarán dispuestos sobre rodamientos SKF P 20 TF, capaces de soportar una carga dinámica de 12,7 kN, mucho mayor que el peso del conjunto completo.



Figura N°77. Rodamiento SKF P 20 TF.

Fuente: tomado de [22]

Cilindro desviador de trozo

El cilindro debe ejercer una fuerza mínima capaz de desplazar la masa de 12 Kg del trozo. El área necesaria para producir la fuerza requerida para empujar a la pieza fuera de la cinta transportadora está dada por ec. (45):

$$\text{Área del cilindro} = \frac{\text{Fuerza del cilindro}}{\text{Presión de trabajo}}$$

Sustituyendo la fuerza del cilindro por el equivalente al peso de la pieza:

$$\text{Área del cilindro} = \frac{117,6 \text{ N}}{600.000 \text{ Pa}} = 0,000196 \text{ m}^2 \quad (136)$$

Dada la ecuación del área de la sección transversal de un cilindro según ec. (16), el diámetro puede despejarse para encontrar la dimensión requerida para lograr el área calculada:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000196 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,01579 \text{ m} = 15,79 \text{ mm} \quad (137)$$

El diámetro mínimo a adoptar para lograr la fuerza empuje de las piezas defectuosas es 15,79 mm. El cilindro estándar comercial [9] seleccionado para asegurar el correcto funcionamiento del desviador posee **32 mm de diámetro**.



Figura N°78. Cilindro neumático MICRO serie CN10

Fuente: tomado de [9]

La guía oblicua, destinada a remover de la cinta transportadora a todo trozo fuera de régimen de temperatura, se encuentra posicionada en el extremo del vástago del cilindro neumático, y su tarea en el proceso de separación de trozos es influyente en la carrera del pistón.

Cuando el trozo transportado se encuentra dentro del régimen de temperatura especificado, la guía debe mantenerse completamente fuera de la banda, a fin de no interferir con el paso de las piezas. Cuando el trozo transportado está fuera del régimen de temperatura, el cilindro neumático es accionado, extendiendo su vástago hasta que la guía bloquee todo el ancho de la cinta transportadora.

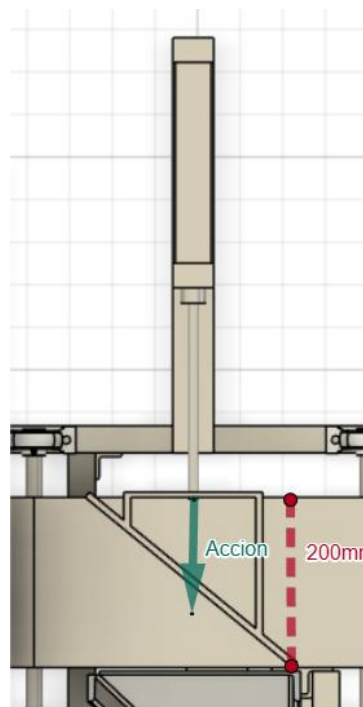


Figura N°79. Dirección y distancia de avance del vástago del cilindro neumático.

Fuente: Autodesk Fusion 360

Para lograr su cometido, el vástago del cilindro neumático debe cubrir 200 mm de extensión, equivalentes al ancho de la cinta. Como resultado, el cilindro adoptado debe poseer una **carrera de 200 mm**.

Tabla N°16. Resumen de componentes del sistema separador de trozos.

Cinta transportadora	
Malla	Alambre en espiral [20]
Motor	60 W, 40 rpm [20, p.14]
Diámetro de rodillo	50 mm
Reducción	2:1
Diámetro de eje de transmisión	20 mm
Rodamientos	SKF P 20 TF
Desviador de trozos	
Accionamiento	Cilindro neumático [9]
Diámetro de cilindro	32 mm
Carrera de cilindro	200 mm

CAPÍTULO 7: Robot IRB 6400

El objetivo final del proyecto es ofrecer una solución más eficiente del proceso de rolado de la empresa CRAFTMSA, centrado en las capacidades de un robot ABB IRB 6400/2.4 120 kg. Este, en comparación con un operario, proporciona enormes ventajas en exactitud de movimientos, precisión o repetibilidad de movimientos, capacidad de carga nominal, rapidez y seguridad industrial. Sin embargo, su integración al proceso presenta un número de dificultades, definidas por el espacio de trabajo y las limitaciones de todo robot antropomorfo.

En primer lugar, la operación del robot se ve limitada por su volumen de trabajo. Este consiste en el espacio circundante que se encuentra dentro del radio de acción o alcance del extremo del robot. En otras palabras, representa al conjunto de todos los puntos de trabajo o posiciones que el robot es capaz de alcanzar con la herramienta acoplada a su muñeca. Estos puntos, denominados *targets*, están definidos por una terna de coordenadas perteneciente al sistema de coordenadas del robot, situado en el centro geométrico de su base, al nivel del suelo.

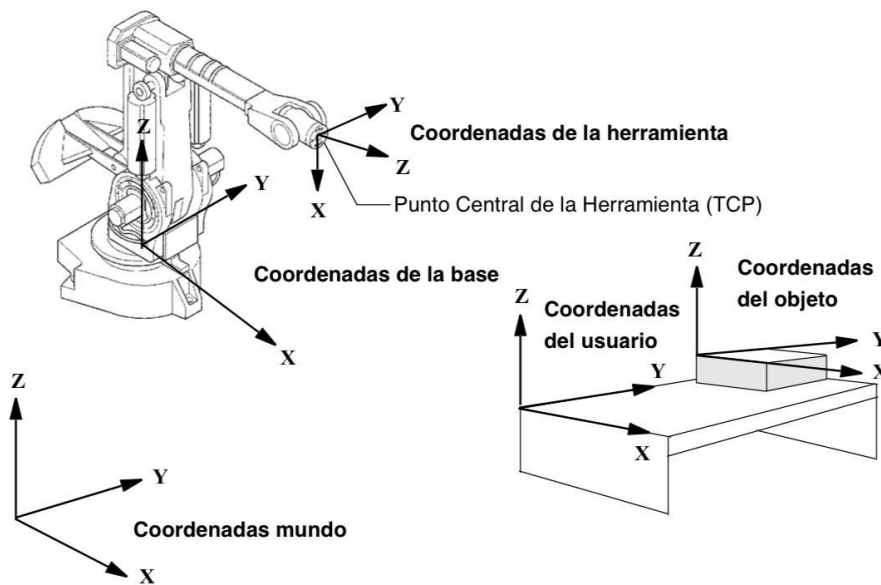


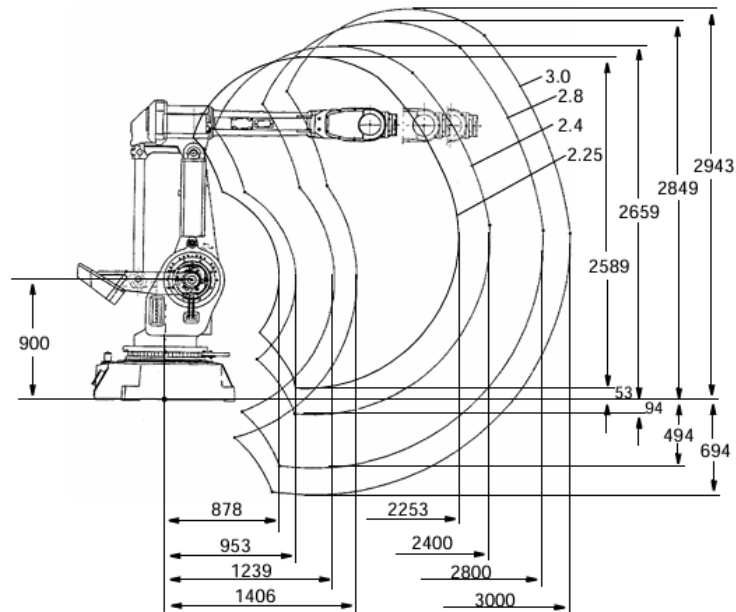
Figura N°80. Ilustración de la posición relativa de los sistemas de coordenadas, incluyendo en su base y en el punto central de la herramienta.

Fuente: tomado de [23]

Dada la naturaleza estática de la operación del robot, a diferencia de un ser humano, que es capaz de caminar y desplazarse a voluntad, es obligatorio distribuir los elementos del layout de proceso de manera que todos los *targets* se encuentren dentro del volumen de trabajo del robot.

2.4.1 Manipulador

IRB 6400 /2.4-120, /2.4-150, /2.4-200, FHD (igual que el 2.4), /2.8-120, /3.0-75, PE/2.25-75



Todas las dimensiones se refieren al centro de la muñeca y están expresadas en mm.

Figura N°81. Volumen de trabajo de las diferentes variantes del robot ABB IRB 6400.

Fuente: tomado de [23]

El segundo desafío encontrado es la definición de los *targets* y la creación de las trayectorias de la rutina de trabajo, que enlazan los *targets* a través de movimientos de la herramienta del robot. Al contar con seis servomotores, el IRB 6400 posee seis grados de libertad, correspondientes a seis ejes o articulaciones sobre las cuales el brazo es capaz de rotar para generar desplazamientos lineales, curvos o circulares de la herramienta en su extremo. Tres de sus articulaciones (numeradas uno, dos y tres respectivamente) trabajan conjuntamente para lograr el desplazamiento de la muñeca dentro del volumen de trabajo, hasta alcanzar el *target* designado. Las tres articulaciones restantes (cuatro, cinco y seis) operan en sintonía para lograr la orientación adecuada de la herramienta sobre el *target*.

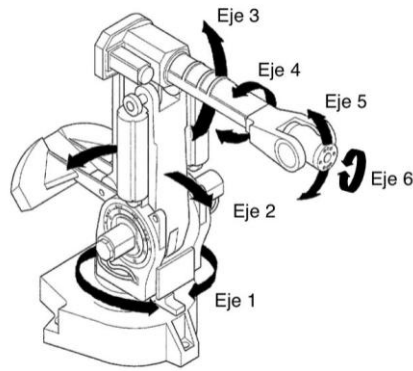


Figura N°82. Representación de la ubicación y sentido positivo de giro de los ejes de rotación o articulaciones del robot ABB IRB 6400.

Fuente: tomado de [23]

En contraste con el ser humano, que planea y ejecuta su rutina de trabajo en simultáneo, improvisando trayectorias en función de su razonamiento de las distancia relativa y orientaciones de los objetos en el entorno, el robot es incapaz de improvisar en tiempo real. Los *targets* y trayectorias deben ser estimados y diseñados por el personal técnico, simulados mediante software especializado, cargados al controlador del robot y finalmente ajustados en el volumen de trabajo real antes de ejecutar la rutina operacionalmente.

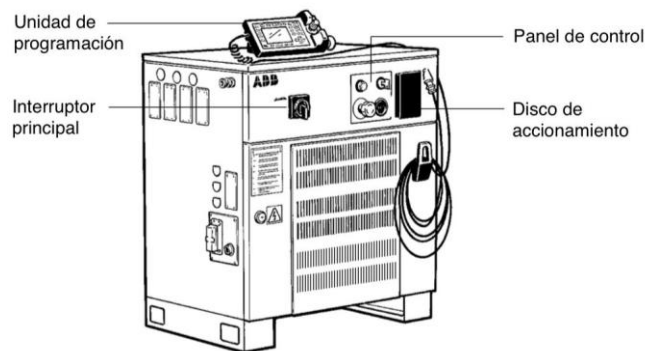


Figura N°83. Detalle del controlador del robot ABB IRB 6400, sus componentes y sus auxiliares.

Fuente: tomado de [23]

La correcta identificación, definición y desarrollo de la rutina de trabajo, con sus respectivos conjuntos de *targets*, trayectorias y velocidades es fundamental para evitar costosos errores y accidentes operacionales.

Layout del proceso

Durante el desarrollo de su rutina de trabajo, el robot interactúa con tres mecanismos y máquinas herramienta que integran el proceso de rolado: el posicionador de trozos, del cual

debe recibir la pieza a rolar, la roladora, en la que introduce la pieza para su deformación, y la prensa mecánica, donde finaliza el proceso depositando el producto rolado para su posterior prensado.

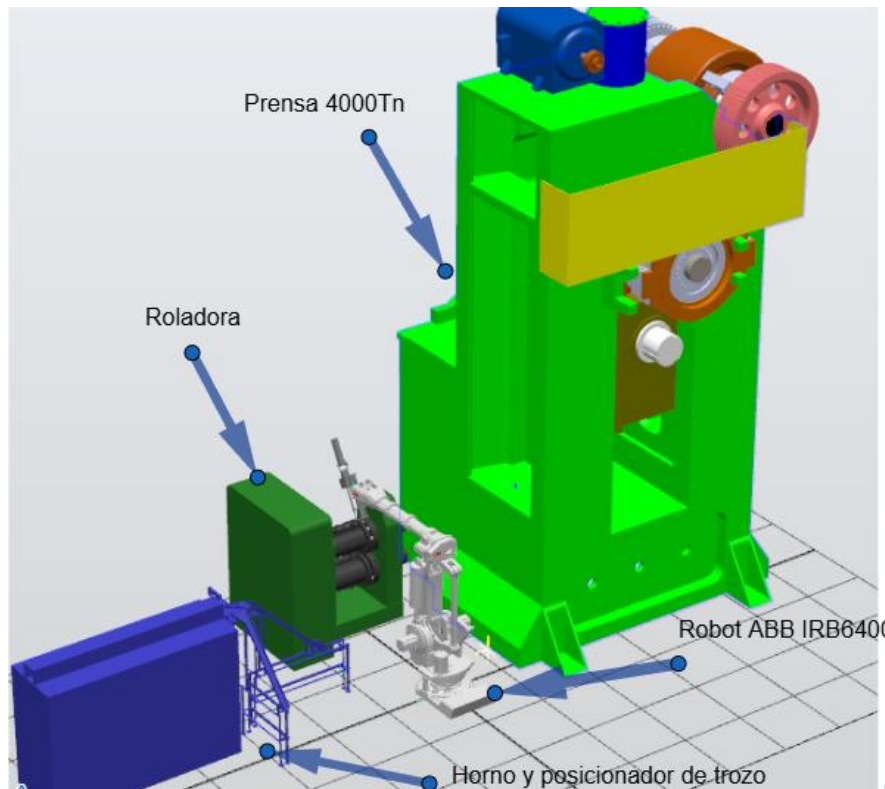


Figura N°84. Vista general del layout del proceso de rolado.

Fuente: ABB Group RobotStudio

La disposición de la roladora y prensa están fijadas según el layout del proceso actual (sin automatizar), con la última situada 1200 mm a la derecha del eje de simetría de la bandeja de entrada de las piezas a la roladora. El posicionador de trozos estará posicionado frente a la prensa, con una separación de 3000 mm, a la izquierda de la roladora.

En concordancia con fig. N°81, el radio de acción del robot antropomorfo adoptado para este proyecto es 2589 mm. La posición de la base del robot, y del origen de su sistema de coordenadas, se encontrará directamente en frente de la roladora, con el eje x del sistema de coordenadas coincidente con el eje de simetría de la bandeja de entrada de las piezas a la roladora. La distancia entre el origen y la roladora es 2050 mm en la dirección del eje x. Con este posicionamiento, todos los elementos con los que interactúa el robot, y todos los *targets*, se encontrarán en el hemisferio anterior del robot, es decir, en los valores positivos del eje x.

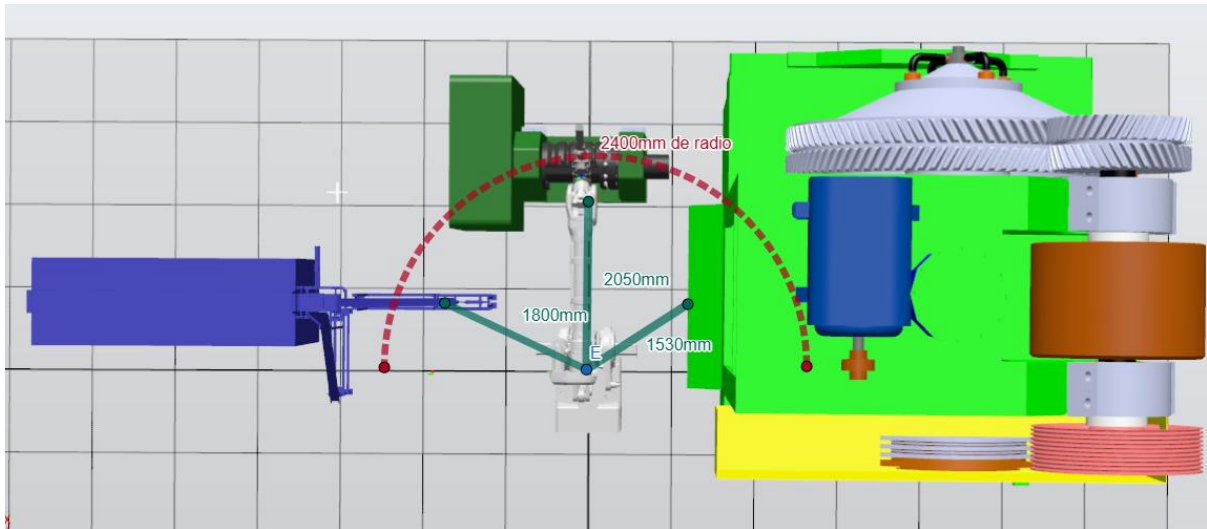


Figura N°85. Vista de planta del layout del proceso de rolado, con el radio de trabajo necesario del robot (ilustrado como el semicírculo punteado, correspondiente a 2400 mm).

Fuente: ABB Group RobotStudio

Con este layout, el robot dispone de un volumen efectivo de trabajo que resulta adecuado para cubrir la totalidad de los *targets* necesarios para llevar a cabo el proceso de rolado. La extensión de su espacio operativo en dicha configuración garantiza que los objetivos de alcance se cumplan sin necesidad de reubicar la base del manipulador ni realizar ajustes adicionales en su trayectoria.

Esta capacidad de cobertura es especialmente relevante, ya que asegura que el robot pueda ejecutar las tareas previstas con eficiencia y sin limitaciones geométricas. Asimismo, disponer de un volumen efectivo suficiente contribuye a optimizar los tiempos de operación y reducir movimientos innecesarios sin sacrificar la confiabilidad del sistema.

Targets del proceso

La rutina de trabajo del robot está compuesta por dos etapas marcadamente diferentes: la **etapa de sujeción**, que ocurre sobre el posicionador de trozos, y durante la cual el robot aproxima, toma y sujeta la pieza por medio de la herramienta en su extremo; y la **etapa de rolado**, llevada a cabo en las inmediaciones de la roladora, en la que el robot posiciona e introduce la pieza entre los rodillos para ejecutar las cuatro pasadas de rolado. Estas etapas ocurren de manera sucesiva, en el orden mencionado, y son seguidas por la liberación de la pieza en el interior de la prensa.

Aunque determinar matemáticamente las coordenadas exactas de cada *target* requerido para la ejecución de cada etapa y acción es una tarea realizable, resulta, a fines prácticos, demasiado laboriosa y, sobre todo, banal. La determinación de las coordenadas y

su guardado en *targets* se debe realizar de manera manual en el lugar de trabajo real, donde la posición relativa del robot respecto a los equipos y máquinas puede diferir ligeramente de aquella proyectada y simulada. Estas pequeñas diferencias entre el entorno real y la simulación, aun si se trata de unos pocos milímetros, pueden resultar en colisiones, agarre defectuoso de la pieza, que puede ocasionar su desprendimiento, y productos rolados fuera de tolerancias, entre otros inconvenientes. Por ello, la definición de las coordenadas de los *targets* en el entorno de simulación puede considerarse irrelevante.

De mayor relevancia, al menos en la proyección teórica de la rutina del robot, es la definición de la cantidad y secuencia de *targets* necesaria para lograr una rutina de trabajo segura y eficiente. Un equilibrio entre estas dos cualidades se evidencia en el número de pasos en la secuencia. Mientras menor sea la cantidad de pasos que el robot deba ejecutar, la rutina se torna más rápida y productiva. No obstante, una serie de pasos intermedios debe introducirse a la rutina para regular la velocidad del proceso y asegurar que las condiciones de trabajo sean adecuadamente seguras. Es conveniente separar los movimientos de traslación y orientación de la herramienta del robot en diferentes eslabones de la secuencia, ya que la acción conjunta de las aceleraciones impuestas por cada articulación involucrada en tales movimientos puede resultar excesiva para la sujeción de la pieza, resultando en su eventual escape de las mordazas. Estas condiciones inseguras, cuando el conjunto se encuentra operando repetidamente al límite de sus capacidades, deben evitarse a cualquier costo, haciendo necesaria la búsqueda del mejor compromiso: una rutina de trabajo con la ***mínima cantidad de pasos en su secuencia suficiente para asegurar que las condiciones de trabajo son seguras.*** Un exceso de eslabones en la cadena de movimientos puede tornar a la secuencia innecesariamente extensa e ineficiente en el estudio de tiempos del proceso, resultando en menor productividad de la esperada.

El sistema de coordenadas del *punto central de la herramienta*, denominado también **TCP**, es el punto situado en el centro de la herramienta (fig. N°80). En el informe, este término es útil para describir la orientación de la herramienta (el efector final en este proyecto) en el extremo del robot. En la práctica, la definición del TCP es fundamental para el control de posición del extremo del robot, ya que la adición de una herramienta en la muñeca modifica las dimensiones y geometría del brazo.

Etapa de sujeción

Home Psn: el *home* o posición de espera del robot previa a la sujeción de la pieza, directamente encima de la pieza lista en el posicionador de trozos, a unos 300 mm de

distancia. La herramienta se encuentra en orientación horizontal, con el eje longitudinal de la garra mecánica (eje z del TCP) en paralelo al plano del suelo.

Agarre Psn: las articulaciones uno, dos y tres mantienen su posición angular respecto a *Home Psn*. Las demás articulaciones producen un cambio de orientación de la muñeca, con el propósito de situar la herramienta de forma vertical, con el eje z del TCP ortogonal al plano del suelo y alineado con el eje longitudinal de la pieza en el posicionador. El conjunto está listo para atacar la pieza.

Ataque Psn: manteniendo la orientación de la muñeca según *Agarre Psn*, el extremo del robot se desplaza verticalmente hacia abajo (sentido negativo del eje z, según el sistema de coordenadas en la base del robot), aproximándose a la pieza al avanzar los 300 mm de separación. El TCP se sitúa en el centro geométrico entre las superficies de contacto de la pieza y las mordazas del efector final. En esta posición, el conjunto está listo para cerrar la garra mecánica alrededor de la pieza para lograr su toma y sujeción.

Etapa de rolado

Home Rld 1: *home* del robot previo al primer paso de rolado, a unos 200 mm del primer molde entre los rodillos de la roladora. La orientación de la herramienta y la pieza a rolar es horizontal, con el *eje z del TCP* apuntado hacia abajo, ortogonal al plano del suelo, en el sentido negativo del *eje z de la base del robot*.

Home Rld 2: partiendo de *Home Rld 1*, el TCP se traslada en el sentido negativo del *eje y* del sistema de coordenadas en la base del robot, hasta enfrentarse al segundo molde de la roladora, manteniendo la elevación y separación lograda en *Home Rld 1*. La herramienta y pieza se reorientan, manteniéndose en horizontal, pero con el *eje z del TCP* orientado en la dirección positiva del *eje y de la base*.

Home Rld 3: partiendo de *Home Rld 2*, el TCP se desplaza una vez más en el sentido negativo del *eje y* del sistema de coordenadas de la base del robot hasta alinearse con el tercer molde de rolado, manteniendo la elevación y distancia de separación según *Home Rld 1*. La orientación de la herramienta, su elevación y distancia al molde son idénticos a *Home Rld 1*.

Home Rld 4: partiendo de *Home Rld 3*, el punto central de la herramienta se desplaza una última vez hacia la derecha, en el sentido negativo del *eje y de la base del robot*, hasta alinearse con el cuarto y último molde de rolado. La herramienta y pieza cambian nuevamente

su orientación, manteniendo su horizontalidad, esta vez con el *eje z del TCP* reorientado en la dirección negativa del *eje y de la base*.

Ataque Rld 1: consiste en la aproximación del punto de encaje de la pieza entre los rodillos para el primer y tercer paso de rolado suministrado a la pieza. Partiendo desde *Home Rld 1*, la herramienta y pieza mantienen su orientación, avanzando los 200 mm de separación en el sentido positivo del eje x.

Ataque Rld 2: análogo al *target* previamente descrito, es la aproximación al punto de encaje de la pieza entre los rodillos para el segundo paso de rolado de la pieza. En secuencia con *Home Rld 2*, la herramienta y pieza mantienen su orientación y avanzan la distancia horizontal de separación en el sentido positivo del *eje x de la base del robot*.

Ataque Rld 3: similar a los *targets* anteriores, la pieza se aproxima al molde entre los rodillos para su tercer paso de rolado, a partir de *Home Rld 3*, avanzando 200 mm en el sentido positivo del eje x. La herramienta y la pieza mantienen su orientación.

Ataque Rld 4: partiendo de *Home Rld 4*, y manteniendo la orientación de la pieza y herramienta de mencionado *target*, el TCP realiza un avance en el sentido positivo del *eje x de la base* hasta introducir la pieza en el cuarto molde.

Finalmente, **Home Prns** es el último *target* de la rutina, según el cual el robot sitúa la pieza por encima del acceso a la prensa, a unos 50 mm de separación vertical. La orientación de la herramienta (respecto a la base giratoria del robot, *eje 1*) se mantiene común con *Home Rld 4*, el *eje y negativo de la base* y el *eje z del TCP* en paralelo, permitiendo al efector final liberar la pieza horizontalmente.

La posición y orientación de la herramienta en la muñeca del robot cuando este se encuentra detenido por una parada programada de mantenimiento está definida como **Reposo**. En este *target*, la posición angular de todas las articulaciones es 0°, con la excepción del eje 5, en la muñeca, que se encuentra a 90° para mantener la herramienta alineada en paralelo con el eje x positivo.

De acuerdo con el layout definido para el proceso se diseñó el diagrama de flujo que establece la secuencia de *targets* durante toda la ejecución de la rutina de trabajo a cargar en el controlador del robot ABB IRB 6400.

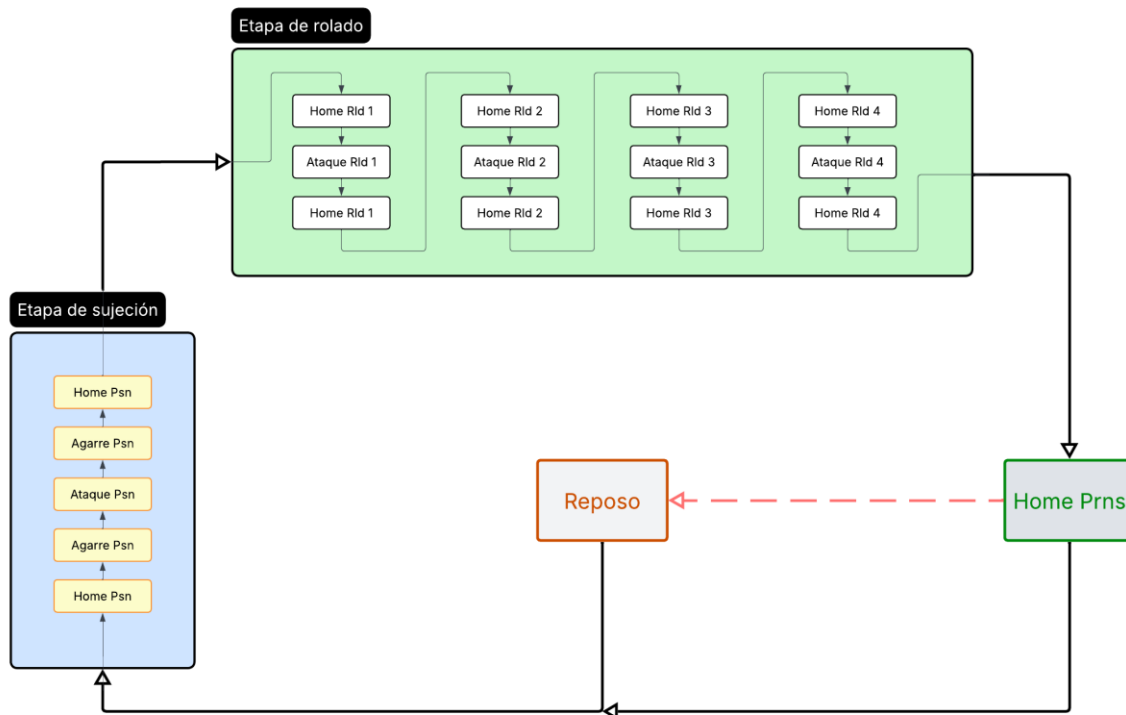


Figura N°86. Diagrama de flujo de la rutina proyectada del robot, dispuesto en forma análoga al layout del proceso de rolado.

Fuente: Lucidchart

El estado inicial del robot, previo al inicio de la rutina, corresponde a *Reposo*. Una vez emitido el comando de inicio, el extremo del robot se dirige a *Home Psn* para dar inicio a la etapa de sujeción. Una vez que la pieza se encuentra firmemente sujeta, el extremo del robot regresa al último *target* mencionado, para facilitar el traslado de la pieza. A continuación, el TCP se traslada hacia *Home Rld 1* para dar comienzo a los sucesivos pasos de rolado de la pieza. Al concluir la deformación del trozo, el TCP regresa al *target* antes mencionado para facilitar el traslado de la pieza a la prensa, situándose sobre *Home Prns* para depositar el producto del proceso para su posterior prensado. Finalmente, el TCP regresa a *Home Psn* para dar inicio a la rutina de trabajo, de forma cíclica. Sólo cuando se produzca la parada controlada del proceso, para realizar mantenimiento, el robot regresará a su estado de reposo luego de haber depositado la última pieza rolada sobre la prensa.

Toda la programación y operación del manipulador puede ser ejecutada desde la unidad de programación portátil *teach pendant* y el panel de operador, que consiste en un joystick con una pantalla o display incorporado. Utilizando el joystick, el operador puede controlar manualmente al robot, definiendo la velocidad de los movimientos a partir de la inclinación (deflexión) del joystick: mayor deflexión produce mayores velocidades, mientras que la reducción de la inclinación disminuye la rapidez del movimiento.

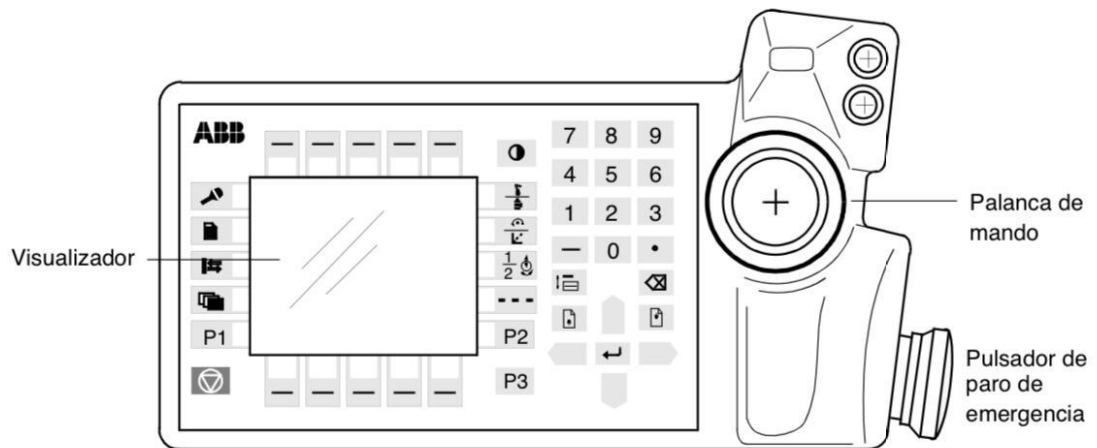


Figura N°87. Detalle del *teach pendant* o unidad de programación del robot ABB IRB 6400.

Fuente: tomado de [23]

Los modos de movimiento del robot incluidos en el *teach pendant* son *moveL* (control simultáneo de todas las articulaciones para producir *movimiento lineal*, según los ejes del sistema de coordenadas cartesiano en la base del robot) y *moveJ* (control individual de cada articulación). Tras posicionar y orientar el TCP en las coordenadas deseadas, utilizando el *teach pendant*, la información respectiva a la posición de cada articulación en dicha terna puede ser almacenada en la memoria del controlador como un nuevo *target*.

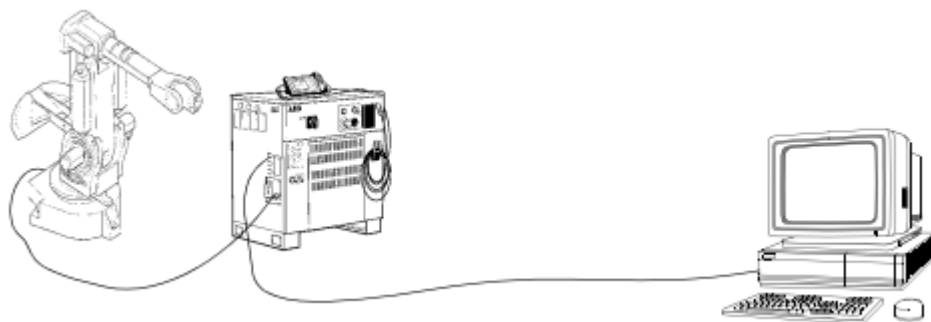


Figura N°88. Conexión necesaria, entre ordenador, controlador y manipulador, para cargar la rutina creada en software.

Fuente: tomado de [23]

Por ello, el procedimiento estándar en la programación de una rutina de trabajo consiste en la definición de la cantidad de *targets* a utilizar, su secuencia, los movimientos o trayectorias que los conectan (*moveL* o *moveJ*) y la velocidad de movimiento del robot, seguida de la generación del código en el software de ordenador, y su posterior traspaso al controlador o unidad central. Una vez que la rutina fue transferida al controlador, los *targets* de la rutina son variables accesibles desde el *teach pendant* y pueden ser sobrescritos con la información correspondiente a la posición y orientación lograda manualmente a través del

joystick. De este modo, partiendo de la estructura básica de la rutina proyectada y programa por software, el operador está capacitado para redefinir cada uno de los *targets* manualmente, almacenar la posición y orientación en las variables, y cargar la rutina final correctamente refinada para el entorno y las condiciones de trabajo reales.

CAPÍTULO 8: SCADA

La adición de un sistema SCADA (Supervisión, Control y Adquisición de DATos) es fundamental para mantener el control sobre las variables de un proceso automatizado. A grandes rasgos, un SCADA consiste en una vasta red de sensores dedicada a la recolección de datos, conectados con los servidores de la empresa por medio de un bus de campo, que transmite los datos recopilados de forma ordenada y constante, para finalmente procesarlos y presentarlos al operador por medio de pantallas animadas e interactivas.

Su incorporación a un proceso industrial automatizado permite la medición de variables críticas del proceso. Las lecturas obtenidas de sensores son posteriormente convertidas en datos o información interpretable para la toma de decisiones del operador. Las mediciones, presentadas en pantallas o displays, permiten al operador ejercer una amplia variedad de acciones y tareas: monitoreo de variables, tales como temperatura, presión, corriente eléctrica y voltaje, en tiempo real; almacenamiento en la memoria o registro histórico del proceso para llevar registros de producción, identificar patrones indicativos problemas o situaciones atípicas en el proceso y programar mantenimiento predictivo; la emisión de alarmas o advertencias cuando los valores medidos se encuentran al límite de su rango controlable, a fin de ejercer acciones preventivas en tiempo real y mantener el proceso bajo control; estudio de registros históricos de datos para detectar posibles debilidades del proceso y potenciales mejoras destinadas a aumentar su eficiencia; entre otros.

Dada la cantidad de accionamientos presentes en el proceso de rolado, incluyendo actuadores neumáticos, motores eléctricos y servomotores, es de interés para el Área de Ingeniería de la empresa CRAFTMSA introducir un sistema SCADA para el monitoreo del proceso de rolado proyectado. El principal objetivo de este sistema es mantener un registro de la producción y asistir en la preservación de la vida útil de los accionamientos involucrados.

Cantidad de variables, sensores y actuadores

El primer paso en el dimensionamiento del sistema SCADA es el reconocimiento de todas las variables de interés en el proceso, que se desean monitorear, almacenar, y analizar.

La **temperatura de las piezas** provenientes del horno constituye una variable de interés, ya que de ella es posible determinar qué cantidad de piezas han sido rechazadas por incumplir el régimen de temperatura y cuántas han sido aceptadas y, por lo tanto, sumado a la producción total de piezas roladas. El análisis del registro de estas cantidades da la

posibilidad al operador de detectar fallas en el funcionamiento del horno, indicativas de la necesidad de corregir el régimen de trabajo del horno o realizar mantenimiento.

La **corriente eléctrica** que circula por la armadura del motor eléctrico de corriente continua que impulsa a la **cinta transportadora** ofrece otra variable de control. Su medición permite al operador conocer el consumo eléctrico del motor en tiempo real, posibilitando la detección de cambios en la carga del motor, sobrecargas en la cinta transportadora, y problemas en la alimentación del motor.

El robot ABB IRB 6400/2.4 120 kg cuenta con seis servomotores eléctricos de corriente alterna síncronos con imanes permanentes, uno por cada articulación. Gobernados por drives con control vectorial, con encoders absolutos para retroalimentación y con frenos electromecánicos para seguridad, el control de posición, torque y velocidad de estos servomotores es logrado de manera interna por medio del controlador del robot. No obstante, se decidió incorporar sensores de **intensidad de corriente** en cada uno de los **servomotores AC**, con la intención de incorporar su medición de consumo al SCADA. Estas lecturas ofrecen indicaciones de posibles sobrecargas de corriente, que pueden ser el resultado de fallas en la alimentación o colisiones del manipulador y el entorno de trabajo. En motores síncronos con excitación de campo constante, existe una relación de linealidad entre la componente en cuadratura de la corriente y el par generado.

$$T \propto \Phi \cdot i_q \quad (138)$$

Donde T es el par, Φ es el flujo magnético constante e i_q es la componente en cuadratura de la corriente, que genera el par. Cuando el manipulador se colisiona y se atasca en alguno de los equipos en sus proximidades, la roladora, por ejemplo, el control aumenta la alimentación de corriente entregada a los servomotores con el fin de aumentar su torque y vencer a la fuerza que lo detiene. Estos incrementos en corriente pueden ser aprovechados para detectar eventuales colisiones, emitiendo **alarmas por sobrecargas** del circuito.

Finalmente, es importante para el proceso supervisar la posición de los trozos durante diversos puntos del proceso. El posicionador de trozos posee un final de carrera que ofrece una confirmación de la presencia de la pieza en el lugar indicado para producir su accionamiento. Este sensor proporciona una forma sencilla de llevar un registro del número de **piezas aceptadas** para su rolado. Otro sensor de proximidad será posicionado en el tobogán de piezas fuera del régimen de temperatura en el separador de trozos, con el propósito de contabilizar la cantidad de **piezas descartadas**.

La roladora, además, posee cuatro finales de carrera, correspondientes a cada molde de entrada a través de los cuales se realizan los sucesivos pasos de rolado sobre la pieza. Aunque estos no han sido incluidos en el SCADA proyectado, es posible su incorporación al sistema para monitorear la precisión del robot al introducir la pieza dentro de los moldes, de tal forma que posibles desajustes de los moldes de la roladora, problemas de alineación de los ejes del robot o descalibraciones de la herramienta, queden en evidencia.

Esquema de red

Es necesario para proyectar el sistema SCADA definir tres aspectos fundamentales de todo SCADA:

1. Bus de campo
2. Sensores, actuadores y controladores
3. Displays o pantallas del sistema

Estos, en conjunto, definen el alcance y escalabilidad del sistema. El primero, ya que el número de actuadores y sensores presentes se relaciona con la capacidad del sistema de supervisar y controlar. Mientras mayor sea el número de variables medidas, más completa es la visión y conciencia del operador sobre el estado actual del proceso y sus tendencias. Una mayor cantidad de actuadores intervenibles de manera manual amplía la capacidad de reacción del operador, permitiéndole modificar las condiciones del proceso a voluntad. El bus de campo y el controlador elegido especifican el potencial de crecimiento o escalabilidad del proceso, incluyendo nuevas variables a supervisar, la incorporación de nuevas máquinas y equipos para lograr un aumento en la producción o eficiencia del proceso, entre otros.

Bus de campo

A pesar de la existencia de una generosa oferta de buses de campo en el mercado, con diferentes alternativas que presentan elevados grados de excelencia en escalabilidad, rapidez de transmisión de datos y sencillez estructural de la red, la elección del bus para este proyecto se vio condicionada desde el principio. Debido a la utilización de **Profibus DP** para el control y supervisión de otros procesos y áreas de la empresa, se decidió mantener la red dentro del estándar de la empresa. Este bus se caracteriza por su versatilidad y disponibilidad frente a otros buses disponibles en el mercado. Su aparición temprana, y su rápida expansión y adopción a nivel global, han situado a Profibus entre los buses de campo más utilizados en la actualidad. Como consecuencia de esta difusión masiva y sostenida, existe un enorme mercado de sensores y actuadores compatibles con el bus, ofreciendo excelente

adaptabilidad a los requisitos del proceso y reduciendo la complejidad de la red de comunicación industrial, ya que no son necesarios módulos adicionales o conversores para las señales de salida.

Selección de componentes

El número y tipo de sensores requeridos en la integración del SCADA al proceso de rolado proviene del análisis de las variables anteriormente establecidas como objetivos de supervisión.

Se desea supervisar la corriente eléctrica en el motor CC de la cinta transportadora que forma parte del separador de trozos, la intensidad de corriente en los servomotores AC del manipulador ABB IRB 6400 y el motor AC de la roladora, la proximidad/posición de la pieza en seis instancias diferentes del proceso, y la temperatura de los trozos antes de su separación.

Tabla N°17. Resumen de sensores del proceso de rolado.

Sensor	Cantidad	Detalle de medición
Proximidad	6	Detectar presencia de piezas en el tobogán del separador, posicionador y los cuatro moldes de rolado
Intensidad de Corriente Continua	1	Medir corriente eléctrica en el motor de cinta transportadora
Intensidad de Corriente Alterna	7	Medir corriente eléctrica en los seis servomotores del robot y en el motor de la roladora
Temperatura	1	Temperatura de piezas en el separador

Adicionalmente, se ha de especificar un controlador lógico, necesario para procesar las señales provenientes de los sensores y activar los actuadores involucrados en la secuencia lógica del proceso

Sensor de temperatura infrarrojo digital

Se estableció como requisito la incorporación de un sensor capaz de medir la temperatura de los trozos de material sin contacto directo, debido a que las condiciones del proceso no permiten el uso de sensores de inmersión o de contacto. Asimismo, se determinó que el rango de operación debía alcanzar al menos los 1230 °C, ya que esta es la temperatura máxima estimada en la etapa de trabajo.

La alternativa seleccionada corresponde a un sensor infrarrojo de alta temperatura, el cual permite realizar mediciones a una distancia de 300 mm. Su salida es analógica 4 - 20

mA. Dicho sensor cubre un rango máximo de hasta 1350 °C, superando el requisito establecido y otorgando un margen de seguridad adicional frente a posibles incrementos térmicos. Esta característica resulta fundamental, ya que garantiza confiabilidad en las mediciones aun en escenarios de sobretemperatura, lo que incrementa la robustez del sistema de monitoreo.

En consecuencia, la elección de este dispositivo no solo satisface las especificaciones de precisión y rango, sino que también asegura condiciones de operación más seguras al permitir la medición remota, reduciendo riesgos para el sensor y el entorno de trabajo.



Figura N°89. Sensor de temperatura FT-H40K
Fuente: tomado de [24]

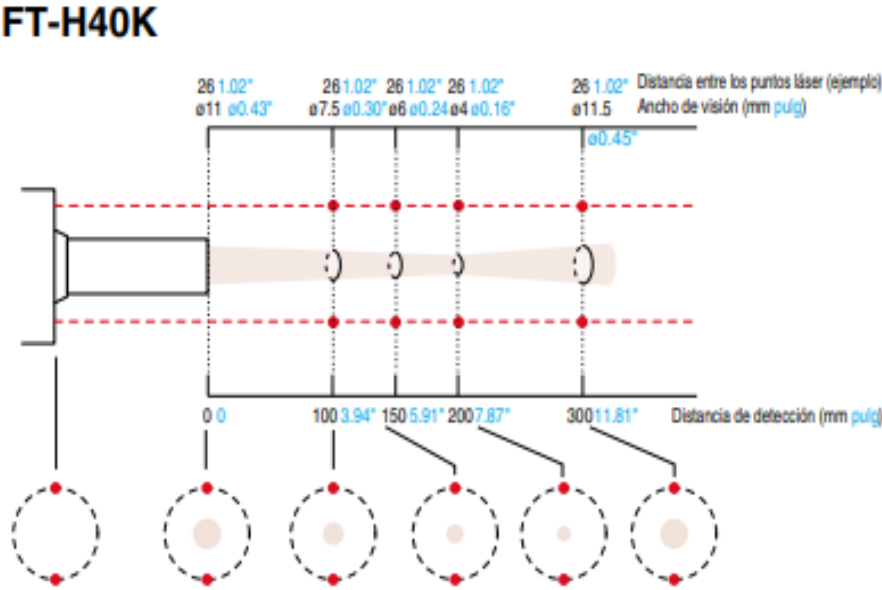


Figura N°90. Rango y campo de detección del sensor de temperatura FT-H40K.
Fuente: tomado de [24]

Tabla N°18. Ficha técnica del sensor de temperatura.

Cabezales

Tipo	Temperatura media a baja				Temperatura alta	
	Objetivo pequeño	Alcance medio	Largo alcance	Ultralargo alcance	Alcance medio	Ultralargo alcance
Modelo	FT-H10	FT-H20	FT-H30	FT-H50	FT-H40K	FT-H50K
Rango de temperatura nominal ¹	0 a 500 °C (32 a 932 °F)				0 a 1350 °C (32 a 2462 °F)	
Rango de temperatura visualizable	-50 a +520 °C (-58 a +968 °F)				-50 a +1400 °C (-58 a 2552 °F)	
Distancia de detección	Ilimitada ²					
Distancia de medición / diámetro de vista (ejemplo)	17.5/ø6.3 mm 0.69"/ø0.25"	60/ø8.5 mm 2.36"/ø0.33"	200/ø15 mm 7.87"/ø0.59"	500/ø18 mm 19.69"/ø0.71"	100/ø7.5 mm 3.94"/ø0.30"	500/ø18 mm 15.69"/ø0.71"
	35/ø1.5 mm 1.38"/ø0.06"	120/ø6 mm 4.72"/ø0.24"	400/ø18 mm 15.75"/ø0.71"	1500/ø30 mm 59.06"/ø1.18"	150/ø6 mm 5.91"/ø0.24"	1500/ø30 mm 59.06"/ø1.18"
	52.5/ø8 mm 2.07"/ø0.31"	180/ø14.5 mm 7.09"/ø0.57"	600/ø33 mm 23.62"/ø1.30"	3000/ø75 mm 118.11"/ø2.95"	300/ø11.5 mm 11.81"/ø0.45"	3000/ø75 mm 118.11"/ø2.95"
Visor ³	Rayo láser visible de dos puntos					
Elemento de detección	Termopila					
Longitud de onda de detección	8 a 14 µm					
Repetibilidad	±0.5 °C (±0.9 °F)			±3 °C (±5.4 °F)		
Corrección de emisividad (ε)	0.10 a 1.99 (0.01 paso)					
Resistencia ambiental	Temperatura ambiente	-10 a 55 °C (14 a 131 °F), sin congelar				
	Humedad ambiente	De un 35 a 85 %, sin condensación				
	Resistencia a las vibraciones	10 a 55 Hz, amplitud doble: 1.5 mm 0.06", 2 horas en las direcciones de los ejes X, Y y Z				
	Resistencia a los golpes	500 m/s ² , 10 veces en cada dirección de cada eje (X, Y, Z), 60 veces en total				
Material	Caja: Vidrio plástico reforzado, lente colectora de infrarrojos: Germanio, transmisor de láser: Poliarilato Conducto de lente ⁴ : Aluminio, cable: Cloruro de vinilo, herraje de montaje: SUS304, tornillo de montaje: Acero inoxidable					
Peso	Aprox. 120 g			Aprox. 150 g		
Accesorio	Herraje de montaje					

Fuente: extraída de [24]

Sensor Inductivo

Se seleccionó un sensor de proximidad fabricado en acero inoxidable, con cara de detección metálica y un alcance nominal de 8 mm. La elección de este material constructivo responde a la necesidad de garantizar una alta resistencia mecánica y térmica en condiciones de operación exigentes. El acero inoxidable, junto con la cara metálica, ofrece una mayor durabilidad frente a ambientes con temperaturas elevadas, vibraciones y posibles impactos, en comparación con sensores de carcasa plástica o de menor robustez.

El alcance de detección de 8 mm resulta adecuado para el proceso, ya que permite identificar la presencia del objeto sin riesgo de contacto físico, reduciendo el desgaste prematuro y aumentando la confiabilidad del sistema de detección.



Figura N°91. Sensor inductivo de cuatro hilos ECFA SMCU-P1805S-C2.

Fuente: tomado de [25]

Sensor de corriente AC

Se seleccionó un sensor de corriente con rango de medición de 0 A a 100 A AC y salida analógica 0 - 50 mA. Esta elección se fundamenta en su capacidad de cubrir el rango de operación requerido, garantizando precisión en la supervisión de la corriente del sistema.



Figura N°92. Sensor de corriente alterna SILICIO 100 A.

Fuente: tomado de [26]

Sensor de corriente DC

Se seleccionó un sensor de corriente de 0 a 100 A en corriente continua, con salida analógica de 0.3 V a 4.7 V, destinado al monitoreo del motor de la cinta transportadora. Este dispositivo permite registrar el consumo eléctrico en tiempo real, asegurando un control preciso de la carga del motor y facilitando la detección de sobrecorrientes o fallas en el circuito de alimentación.

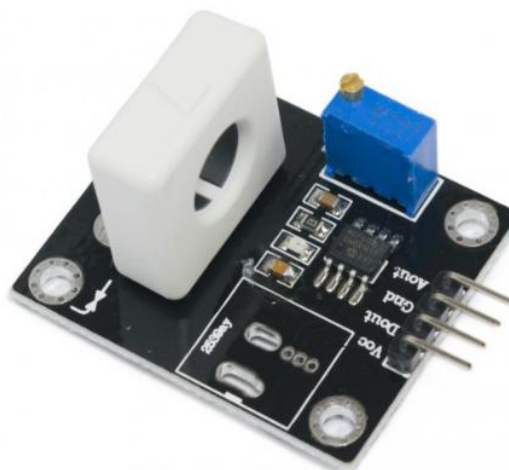


Figura N°93. Sensor de corriente por efecto Hall Winson WC1600.

Fuente: tomado de [27]

Controlador lógico

La elección de un controlador lógico programable (PLC) para el control del proceso de rolado de piezas está centrada en el número de entradas analógicas requeridas para monitorear las lecturas provenientes de sensores, el número de salidas digitales y analógicas para gestionar los actuadores, y la capacidad y velocidad de procesamiento de la unidad central del dispositivo. Teniendo en cuenta estos factores, se ha decidido recurrir al confiable **Siemens S7-1200**, el cual cuenta con la posibilidad de introducir racks adicionales para tratar con la totalidad de las variables de nuestro proceso, y posee una capacidad de procesamiento suficiente para las operaciones realizadas en conjunto.



Figura N°94. Control lógico programable SIEMENS S7-1200.

Fuente: tomado de [28]

Para simplificar el cableado de la red y establecer una topología descentralizada, se ha decidido adoptar tres estaciones de periferia descentralizadas **Siemens ET 200SP**, una destinada al robot ABB, una a la roladora, y la restante a los sensores del separador y posicionador de trozos. Este dispositivo se conecta al bus de campo y actúa como esclavo frente al PLC. Su función es recolectar las salidas de campo de los sensores, en forma digital o analógica, y transmitir las a la unidad lógica programable a través del bus de comunicación.



Figura N°95. Estación de periferia SIEMENS ET 200SP.

Fuente: tomado de [29]

Los beneficios vinculados con la utilización de esta estación son la ya mencionada descentralización de la red y una mejora de la escalabilidad:

En lugar de cablear las salidas de los sensores en una conexión punto a punto con el PLC, estas se conectan a los módulos de entradas y salidas (E/S) de las estaciones de periferia, situadas en el entorno de trabajo, mucho más próxima a los sensores, ahorrando extensas longitudes de cableado y facilitando el conexionado. Las ET 200SPs se conectan al PLC por medio de un único cable Profibus.

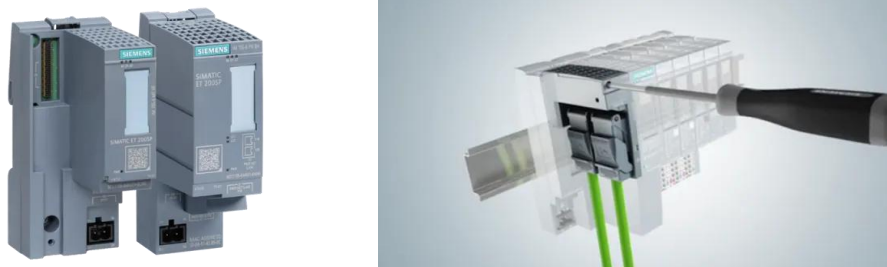


Figura N°96. Módulo de interfaz Profinet, similar al módulo Profibus-DP de serie IM155-5.

Fuente: tomado de [29]

La futura adición de sensores y actuadores al sistema se ve sencillamente resuelta mediante la adición de módulos E/S a la estación.



Figura N°97. Módulos de entradas y salidas adheribles a la estación de periferia SIEMENS ET 200SP.

Fuente: tomado de [29]

La naturaleza no estandarizada de la salida analógica 0 - 50 mA de los sensores de corriente alterna requiere del uso de **transductores**. Estos dispositivos condicionan la señal de entrada que reciben y entregan una salida escalada normalizada que se encuentra dentro de los límites de las lecturas universales aceptadas por los maestros Profibus.



Figura N°98. Condicionador de señal PHOENIX CONTACT MACX MCR-UI-UI.

Fuente: tomado de [30]

El condicionador de señal seleccionado para el escalado de las salidas de los sensores AC es la serie **MACX MCR-UI-UI** de **Phoenix Contact**. Estos condicionadores aceptan entradas de 0 - 50 mA y ofrecen salidas normalizadas 4 - 20 mA o 0 - 10 V.

En total, son necesarios cinco módulos E/S universales, que aceptan señales de corriente o de tensión, para lograr el conexionado de todos los sensores presentes en el sistema. Estos se distribuyen de la siguiente manera:

1. **Estación del robot ABB IRB 6400**
 - 1.1.1. **Módulo AI (entrada analógica) de corriente 4 - 20 mA, de ocho canales**

1.1.1.1. Seis canales se conectan, respectivamente, a uno de los sensores de corriente AC por medio de un transductor RMS a 4 - 20 mA.

2. Estación de la roladora

2.1.1. Módulo AI de corriente 4 - 20 mA, de dos canales

2.1.1.1. Un canal conectado al sensor de corriente AC, a través de transductores RMS a 4 - 20 mA.

2.1.2. Módulo DI (entrada digital) PNP 24 VDC, de ocho canales

2.1.2.1. Cuatro canales respectivamente conectados a la salida de los sensores inductivos PNP de salida +24 V.

3. Estación del separador y posicionador de trozos

3.1.1. Módulo DI PNP 24 VDC de ocho canales

3.1.1.1. Dos canales conectados de forma directa a los seis sensores inductivos PNP.

3.1.2. Módulo AI universal de 0 - 10 V/4 - 20 mA, de cuatro canales

3.1.2.1. Un canal conectado a la salida 0,3 - 4,7 V del sensor de corriente DC (escalado de la lectura a 0 - 100% en el PLC).

3.1.2.2. Un canal conectado de forma directa al sensor de temperatura de salida 4 - 20 mA.

Tabla N°19. Resumen de módulos E/S por estación de periferia.

Estación	Módulo		Canales ocupados
Robot	Corriente 4 - 20 mA	AI	6x Sensores de corriente AC
Roladora	Corriente 4 - 20 mA	AI	1x Sensor de corriente AC
	PNP 24 VDC	DI	4x Sensores inductivos
Separador y posicionador	Universal 0 - 10V/4 - 20 mA	AI	1x Sensor de temperatura 1x Sensor de corriente CC
	PNP 24 VDC	DI	2x Sensores inductivos

Para establecer la comunicación entre las estaciones de periferia y el PLC por medio de Profibus-DP, se requiere incorporar en cada estación un módulo de interfaz Profibus de la serie IM155-5, a la vez que el PLC S7-1200 requiere de un módulo maestro Profibus serie CM 1243-5. Este último coloca al PLC en la posición de maestro DP clase 1, siendo capaz de

emitir comandos a los esclavos en cada una de las estaciones solicitando datos extraídos de los sensores para procesar y utilizar en el proceso.



Figura N°99. Módulo de interfaz Profibus serie CM 1243-5.

Fuente: tomado de [31]

La topología descentralizada de la red es apreciable en fig. N°100. La conexión es lograda con el empleo de cableado Profibus RS-485.

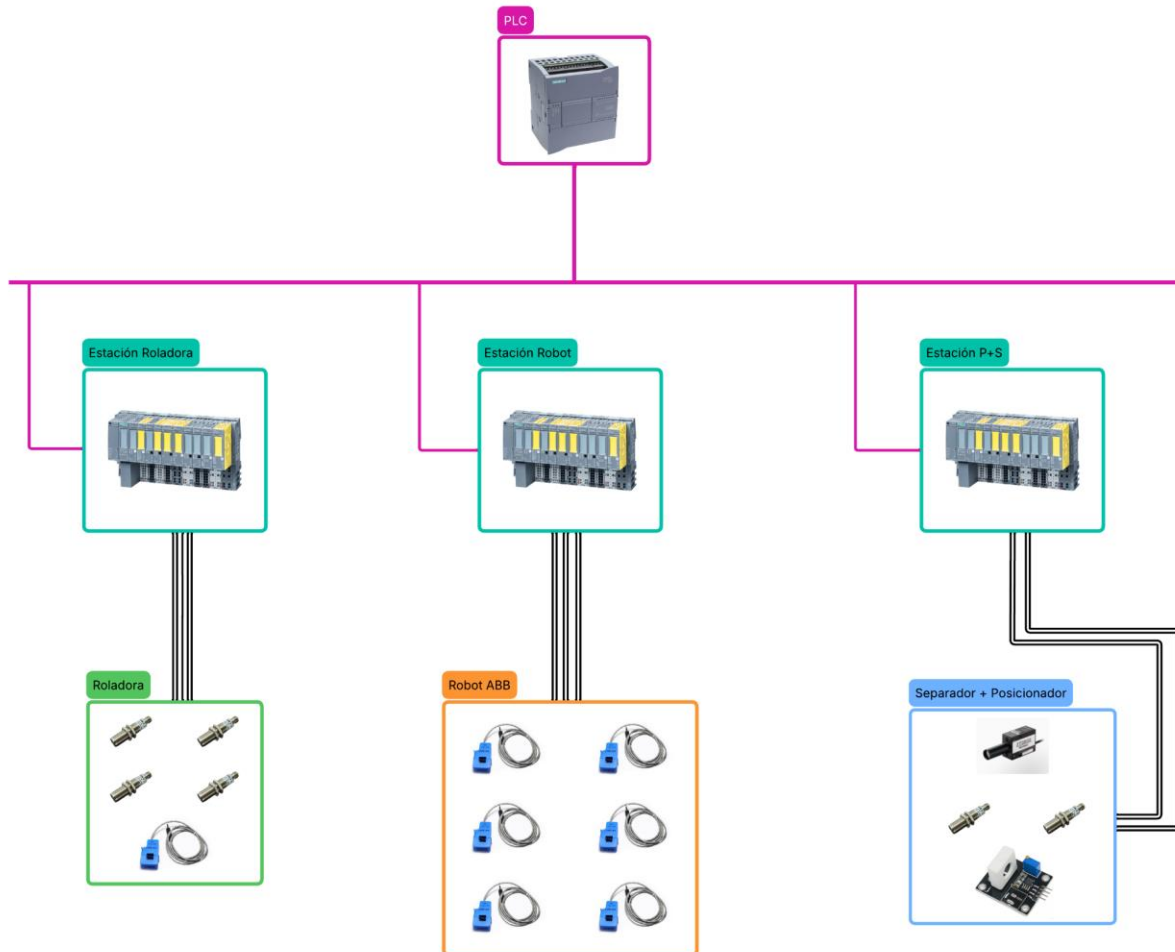


Figura N°100. Esquema de la topología de red Profibus-DP, incluyendo sensores, estaciones de periferia y PLC.

Fuente: Lucidchart

SCADA con Node-RED

El desarrollo del sistema SCADA se realizó por medio del software **Node-RED**, el cual, a través de un servidor MQTT, recibe los datos necesarios para su visualización en pantalla, tanto en computadoras como en dispositivos móviles. Esta implementación facilita el reconocimiento de fallas o problemas en el proceso. La elección de Node-RED se fundamentó en su sencilla implementación y en el hecho de que el proceso de rolado no contiene un número elevado de variables a supervisar. Por lo tanto, no fue necesario incorporar un gran número de *pop-ups* o representaciones gráficas, como suele requerirse en procesos industriales de alto volumen de producción, tales como en la industria alimenticia o petroquímica, de bienes de consumo masivo.

Fue considerado como necesario un total de seis pantallas, incluyendo una pantalla de inicio, para abarcar la totalidad de las variables supervisadas por el sistema SCADA.

Pantalla de inicio

El display o pantalla principal del SCADA es la *pantalla de inicio*. Desde ella es posible acceder a los demás displays del sistema, incluyendo alertas, visibles en la parte inferior izquierda de la interfaz.

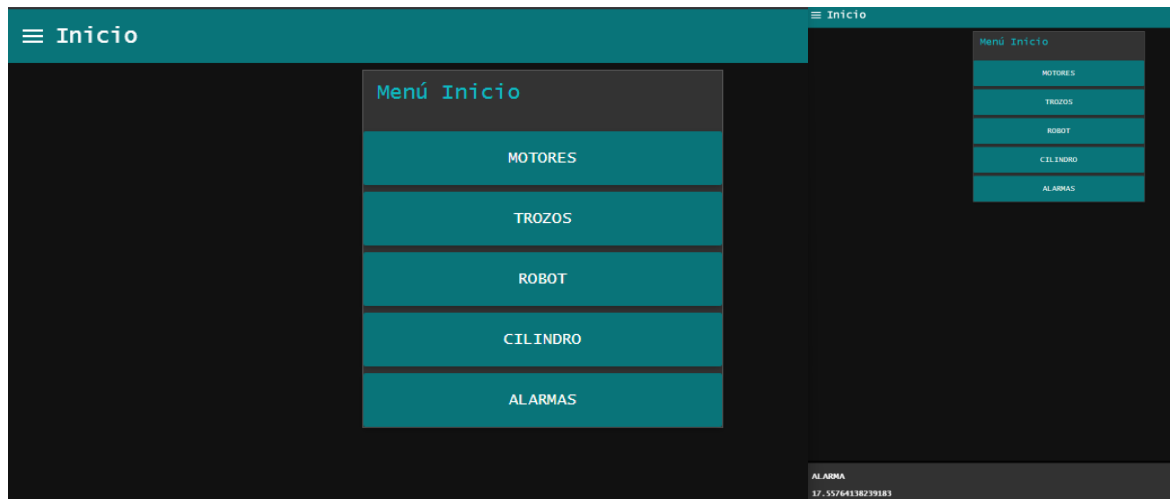


Figura N°101. Pantalla de inicio del SCADA, con mensaje de alarma (derecha).

Fuente: SCADA Node-RED

Motores

En la pantalla *Motores*, accesible desde la pantalla principal, es posible visualizar la intensidad de corriente eléctrica (medida en amperes, *A*) presente en el circuito de armadura del motor de corriente continua de la cinta transportadora y el motor de corriente alterna de la roladora.

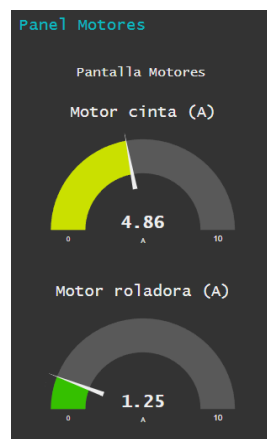


Figura N°102. Pantalla de motores y sus lecturas (simuladas) de corriente.

Fuente: SCADA Node-RED

Robot

En el display *Robots* es apreciable la medición de la intensidad de corriente eléctrica de los seis servomotores en las articulaciones o ejes de rotación del robot ABB IRB 6400 (fig. N°82). Estos indicadores permiten supervisar y mantener un seguimiento del comportamiento de cada servomotor y detectar variaciones que puedan ser síntoma de sobrecargas o fallas en el sistema.

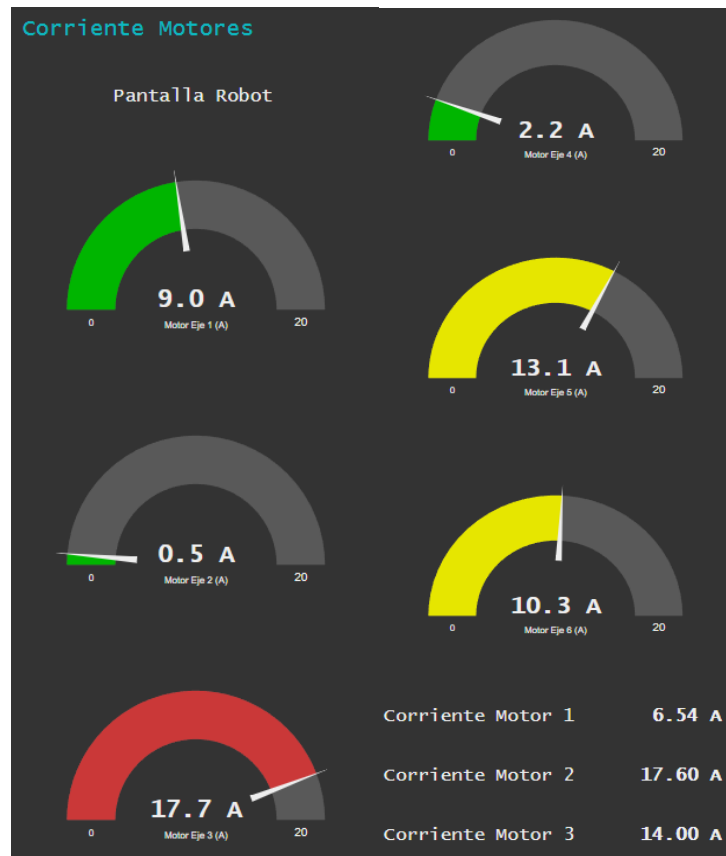


Figura N°103. Pantalla *Robots*, con indicadores correspondientes a las lecturas de corriente de los seis servomotores.

Fuente: SCADA Node-RED

Trozos

En esta pantalla es posible observar y mantener un registro histórico de las cantidades de piezas clasificadas como defectuosas o conformes dentro del sistema de separación de trozos durante cada turno de trabajo, en función de su temperatura, registrada en tiempo real.

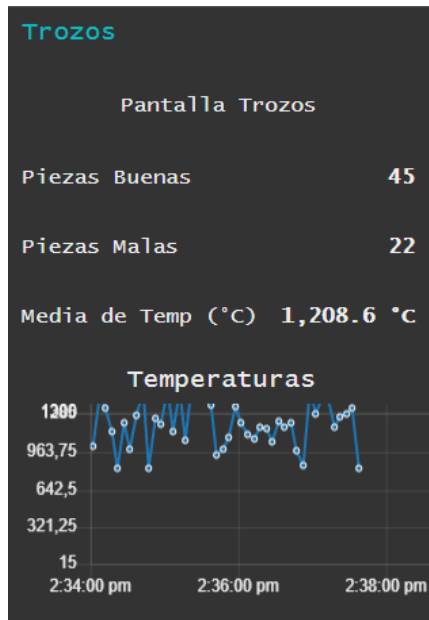


Figura N°104. Display *Trozos*, con contadores de piezas en buen y mal estado, temperatura media del lote de piezas e histórico de lecturas de temperatura.

Fuente: SCADA Node-RED

Cilindro

Esta pantalla permite al operador observar la posición o desplazamiento relativo (medido desde la posición de reposo) del pistón en el cilindro neumático perteneciente al sistema de amortiguación del manipulador de trozos. En la misma gráfica es posible apreciar la entrada de referencia al sistema, en función del par ejercido por la roladora, junto con la acción de control proveniente del compensador PID.

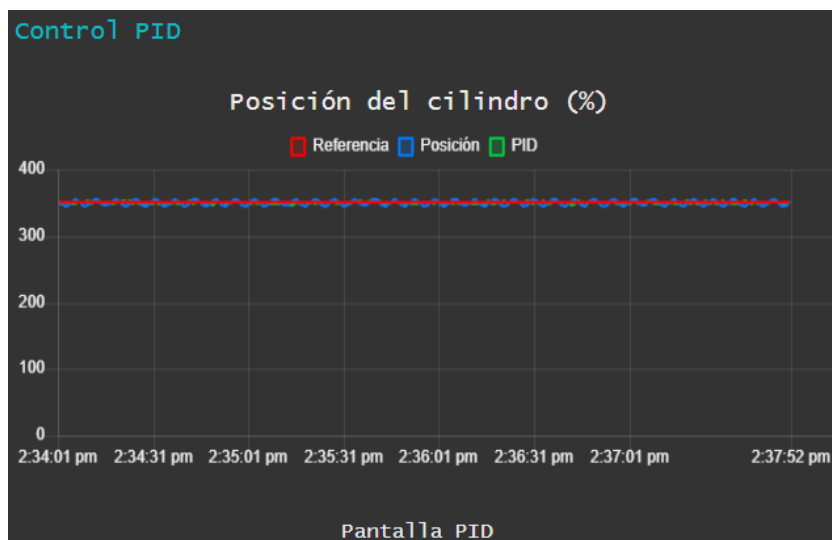


Figura N°105. Pantalla *Control PID*. Note la gráfica de posición del pistón frente al tiempo.

Fuente: SCADA Node-RED

Alarmas

En esta sección se presenta el historial de alertas generadas por el sistema, permitiendo llevar un registro de los eventos ocurridos y mejorar la respuesta ante su análisis posterior.

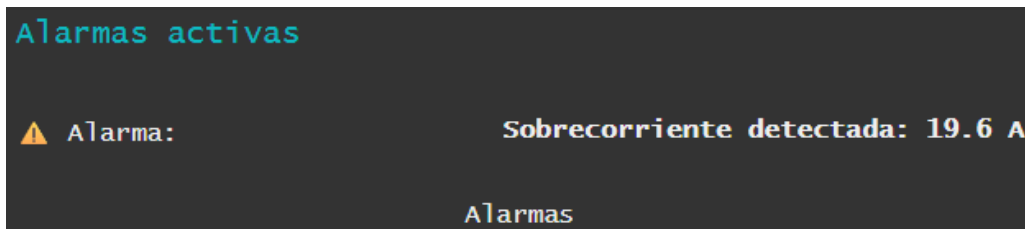


Figura N°106. Alarmero del sistema SCADA.

Fuente: SCADA Node-RED

Barra de navegación

La barra de navegación, accesible desde cualquier display dentro del SCADA, permite desplazarse de manera rápida y sencilla entre las diferentes pantallas del sistema, facilitando el acceso a cada una de las secciones disponibles.

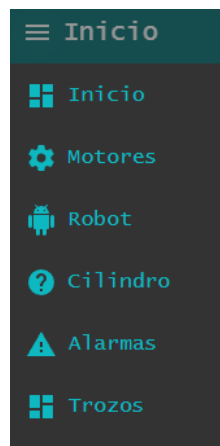


Figura N°107. Barra de navegación.

Fuente: SCADA Node-RED

CAPÍTULO 9: Conclusiones

Luego de haber completado el cronograma de actividades de la propuesta inicial de este proyecto, resulta conveniente elaborar conclusiones correspondientes al grado de adecuación de los sistemas diseñados.

Efector final

El conjunto logrado es, en papel, perfectamente capaz de entregar la fuerza de apriete y la superficie de contacto necesaria para sujetar y trasladar la masa equivalente a la pieza sometida al proceso de deformación.

La masa del efector final y la probeta corresponde a menos de un quinto de la capacidad de carga del manipulador ABB IRB 6400, ofreciendo suficiente holgura para el régimen de trabajo de los servomotores. Esto supone un menor consumo de corriente eléctrica y habilita al robot a alcanzar mayores velocidades sin comprometer la exactitud y precisión sus movimientos por exceso de inercia o vibraciones excesivas.

Aunque el acero AISI 1045 ciertamente no es el material de mejor comportamiento ante el contacto repetitivo con piezas a más de 1.000°C de temperatura superficial, proporciona suficiente robustez mecánica, existe una gran disponibilidad, y puede ser reforzado a través de adiciones de otros compuestos en sus superficies de contacto. En particular, el óxido de zirconio, apreciado en el Capítulo 2, ofrece las excelentes prestaciones de los cerámicos ante la exposición a elevadas temperaturas y puede aplicarse en forma de recubrimiento en las superficies de contacto de las tenazas del efector final. Una capa de 2 mm de espesor es considera suficiente para aislar el material núcleo de acero del que se compone la garra. Esta solución resulta más práctica y accesible que la elaboración de una garra mecánica a base de aleaciones escasas y costosas como el Inconel o los derivados del wolframio.

Posicionador de trozos

El sistema posicionador diseñado es extremadamente sencillo de reproducir, utilizando perfiles comerciales de medidas estandarizadas, rodamientos y un cilindro neumático. El uso del plano inclinado para trasladar la pieza hasta el volumen de trabajo del robot reduce la complejidad de utilizar accionamientos adicionales, limitando la acción del conjunto al giro de la base basculante. Dicho movimiento sitúa a la probeta en la posición y orientación adecuadas para que el robot la recoja desde su *target* de espera.

Sistema de amortiguación

El conjunto de guías lineales, carros y cilindro neumático sin vástago brindan una amortiguación satisfactoria de la masa móvil representada por la probeta y el efector final. El conjunto es además robusto ante cargas laterales propias del desalineado de la pieza durante su deformación, como resultado de ligeras descalibraciones de la herramienta en el extremo del robot. Aunque el soporte con brida añade significativamente a la masa suspendida del extremo del brazo robot, la suma de los pesos del sistema de amortiguación, efector final y la probeta se encuentra por debajo de la mitad de la capacidad de carga y maniobra del manipulador robótico.

Sistema de control del mecanismo de amortiguación

El compensador obtenido a través de software modifica la respuesta del sistema de amortiguación adecuadamente, manteniéndola estable, y extrayendo gran exactitud y tiempos de respuesta breves. Las simulaciones ejecutadas expresan que el comportamiento del sistema compensado en lazo cerrado es satisfactorio ante entradas del tipo escalón, del tipo aplicado por los rodillos de la roladora sobre la pieza. Dada la naturaleza lineal, idealizada, adoptada para el análisis del sistema, se espera que la respuesta del sistema real sin compensar difiera de la simulada. Como consecuencia, el compensador debería ser ajustado acordeamente por medio de experimentación con la planta real a controlar.

Selector de trozos y cinta transportadora

La cinta transportadora diseñada posee las capacidades de necesarias para transportar la masa equivalente a la pieza dentro de los tiempos de trabajo previstos en el proceso de rolado de forma segura.

El sistema selector, consistente de un termómetro infrarrojo y un pistón neumático comercial, es un conjunto sencillo, económico, y fácil de implementar. Su adición al proceso de rolado mejora la calidad del producto, asegurando que todos los insumos del proceso se encuentren en el rango óptimo para lograr la deformación y tolerancias deseadas.

Robot IRB 6400

La disposición adecuada de los sistemas circundantes dentro del volumen de trabajo del manipulador robótico es proporciona el espacio de maniobra suficiente para que el robot pueda transportar la pieza desde el posicionador de trozos hasta los moldes de la roladora, la

reorientación de la probeta para los distintos pasos por la roladora, y su traslación final hasta la prensa.

El análisis del proceso posibilitó la propuesta de una rutina de trabajo con *targets* o puntos de trabajo tentativos y generales. La falta de acceso a la planta y al robot imposibilitó la definición concreta de las ternas de coordenadas y orientación de cada *target*, pero estas pueden ser rápidamente definidas por medio de pruebas previas a la puesta en servicio del proceso automatizado. El uso del *teach pendant* para controlar el robot de forma manual y posicionar cuidadosamente la pieza sostenida por el efector final en los puntos de trabajo permite al controlador guardar las posiciones de las seis articulaciones del robot para cada *target* y sobrescribirlos en los puntos de trabajo de la rutina diseñada. Análogamente, las velocidades del TCP en los trayectos y la duración de los tiempos de espera entre *targets* deben ajustarse de acuerdo con los tiempos de trabajo del proceso de rolado.

SCADA

La topología de red proyectada habilita la recopilación, procesamiento y presentación de datos con la rapidez, eficiencia y robustez características de los buses de campo. La estructura descentralizada reduce la distancia y complejidad del cableado.

El SCADA diseñado cubre los estados de las variables críticas del proceso, los diferentes consumos de corriente de dispositivos electromecánicos, y proporciona un seguimiento y registro de la producción de partes roladas. Una adición factible para el SCADA es la introducción de un termómetro infrarrojo en la muñeca del robot, a fin de medir y registrar la evolución de la temperatura superficial en la garra mecánica a lo largo del turno de operación. La supervisión de esta variable ofrece la capacidad de estudiar el ciclo térmico del efector final, detectar situaciones problemáticas, y proyectar el mantenimiento y recambio de partes. La posible adopción de tenazas con recubrimiento cerámico se vería bien acompañada por la incorporación de este termómetro infrarrojo, puesto que el análisis detallado del registro histórico de lecturas de temperatura puede revelar el desgaste o debilitamiento del aislante en forma de valores con tendencia ascendente.

Conclusión final

La suma de los resultados logrados en todos los sistemas mecatrónicos proyectados concluye en un proceso de rolado completamente automatizado, preciso, con supervisión completa, fácil de implementar para las empresas interesadas, robusto ante las condiciones de trabajo previstas, y capaz de producir productos, en términos de tolerancias, de mejor

calidad. Ante estos resultados, al menos en papel, se considera que los objetivos de la propuesta, dentro del alcance del proyecto, fueron exitosamente alcanzados. Teniendo en cuenta las diferencias entre el entorno de trabajo real y el entorno visualizado en el proyecto, la implementación de este debe ser posible luego de efectuar los ajustes correspondientes propios de la puesta en práctica de cualquier proyecto de ingeniería.

Validación experimental

La validación experimental de la celda automatizada se plantea mediante un esquema de comisionamiento progresivo de 4 pasos para mitigar riesgos operativos.

Ensayos mecánicos en frío

Inicialmente, se contempla una validación en frío de la cinemática del posicionador y separador de trozos mediante mecanizado de prueba a temperatura ambiente.

1. Calibrar los tiempos de actuación de los cilindros auxiliares
2. Asegurar que las trayectorias mecánicas fluyan sin atascos

Validación aislada del lazo de control

Posteriormente, el esfuerzo se centra en la validación aislada del mecanismo de amortiguación y su sistema de control. Para ello, se propone ensayar el lazo cerrado utilizando una masa equivalente que simule la carga externa de la roladora, permitiendo la sintonización empírica del controlador y la evaluación de la respuesta dinámica ante diferentes perfiles de presión.

1. Monitorear en el PLC las lecturas del sensor en la realimentación del lazo
2. Sintonizar empíricamente las ganancias proporcional, integral y derivativa del controlador PID analizando la respuesta al escalón (tiempo de establecimiento y sobreimpulso) para asegurar que la presión interna se regule sin inestabilidades.

Integración robótica

Una vez garantizada la estabilidad y repetibilidad del mecanismo neumático, se habilita la validación de las trayectorias del manipulador robótico.

Con el amortiguador y los posicionadores validados mecatrónicamente, se procede a programar las trayectorias del robot manipulador.

1. Los ensayos de ciclo se realizan inicialmente a un 10% de la velocidad nominal, ajustando las rutinas de aproximación y agarre de la garra.
2. Incrementando la velocidad progresivamente.

Comisionamiento en caliente

Finalmente, el comisionamiento en caliente permitirá evaluar el impacto de la carga térmica real sobre el desempeño global del conjunto. Es la integración total bajo condiciones reales de producción. Se introduce el tocho incandescente y se valida cómo la dilatación térmica y la cascarilla real afectan la cinemática y la lectura de los sensores.

Referencias Bibliográficas

[1] “Guía de garras para robots”. Instituto Universitario de Automática e Informática Industrial- UPV, 2023. [PDF]. Disponible en: https://drive.google.com/file/d/1Rg3KSICiQFGhWpv-_AaeQBse_U9h_7Py/view. [Accedido: 26-3-2025]

[2] “Pros y contras de los actuadores lineales hidráulicos, neumáticos y eléctricos”. Progressive Automations, 2021. [En línea]. Disponible en: <https://n9.cl/kz0v2>. [Accedido: 10-4-2025]

[3] “Dynamic Plasticity Model for Rapidly Heated 1045 Steel Up to 1000 °C”. Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology, 2021. [PDF]. Disponible en: https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/126/jres.126.026.pdf?utm_source=chatgpt.com. [Accedido: 22-8-2025]

[4] “Cilindros compactos serie C16”. Micro Automación. [PDF]. Disponible en: https://catalogo-micro.com/storage/pdfs/1.4.1.1_es.pdf.

[5] “Ficha técnica – SAE 1045”. EUROPER, 2021. [PDF]. Disponible en: <https://europer.cl/wp-content/uploads/2021/10/INFORMACION-TECNICA-SAE-1045.pdf>. [Accedido: 4-8-2025]

[6] “Pernos con ranura para bloqueo de árbol adecuados para cabezas de horquilla”. Norelem. [En línea]. Disponible en: <https://n9.cl/a38kc>. [Accedido: 13-8-2025]

[7] “Material estándar de aceros inoxidables austeníticos al cromo níquel”. KIPP. [PDF]. Disponible en: <https://n9.cl/gy4cr>. [Accedido: 13-8-2025]

[8] “UPN”. Red Acindar, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://perfiles.com.ar/upn/>. [Accedido: 26-8-2025]

[9] “Cilindros ISO 15552 VDMA 24562 serie CN10”. Micro Automación. [PDF]. Disponible en: https://catalogo-micro.com/storage/pdfs/1.3.0.1_es.pdf.

[10] “Comprar ángulos en Gramabi”. Gramabi S.R.L, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.gramabi.com.ar/hierros/angulos/?mpage=3>. [Accedido: 26-8-2025]

[11] “7001 ACD/P4A - Rodamiento de una hilera de bolas de contacto angular de superprecisión y alta capacidad”. SKF. [En línea]. Disponible en:

<https://www.skf.com/ar/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-7001%20ACD%2FP4A>. [Accedido: 26-8-2025]

[12] “Cilindros sin vástago Serie MICRO Origa OSP-P”. Micro Automación. [PDF]. Disponible en: https://catalogo-micro.com/storage/pdfs/1.5.5.1_es.pdf.

[13] “Carriles guía sobre rodillos”. Norelem, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://n9.cl/egxjm>.

[14] “21320 Carros guía sobre rodillos versión compacta y maciza”. Norelem. [PDF]. Disponible en: <https://n9.cl/d9secx>.

[15] “TP N°5 - Tornillo como elemento de unión: ejemplos de cálculo de uniones atornilladas”. FICA - Mecanismos y elementos de máquinas, 2021. [PDF]. Disponible en: <https://drive.google.com/file/d/1Zl1cP31zh6UjwK2dzuLTahAAMLyIxpqep/view>. [Accedido: 12-9-2025]

[16] “TP N°4 - Tornillo como elemento de unión: uniones atornilladas”. FICA - Mecanismos y elementos de máquinas, 2021. [PDF]. Disponible en: https://drive.google.com/file/d/1vEfcFVELUCo8IN7XTTDhv7yke_AR8VWG/view. [Accedido: 12-septiembre-2025]

[17] “Catálogo bulonería”. Bulmetal. [PDF]. Disponible en: <http://www.bulmetal.com.ar/pdf/catalogo-buloneria.pdf>. [Accedido: 26-8-2025]

[18] K. Ogata, *Ingeniería de control moderna*, 5ª ed. Madrid, España: PEARSON EDUCACIÓN, S.A., 2010

[19] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 6a ed. Pearson, 2017.

[20] “Free Running Link Belts – Group 100-4000”. Steinhaus, 2007. [En línea]. Disponible en: https://pdf.directindustry.com/pdf/steinhaus/free-running-link-belts-group-100-4000/60252-608641-_2.html. [Accedido: 29-8-2025]

[21] “Motores C.C. y Motorreductores C.C.”. DOGA S.A, 2011. [PDF]. Disponible en: <https://www.sytrans.es/docs/cms/documento-1-1349106651.pdf>. [Accedido: 29-8-2025]

[22] “P 20 TF - Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con soporte de acero prensado y aro interior prolongado”. SKF. [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-P%2020%20TF>. [Accedido: 30-8-2025]

[23] *Manual de Producto del IRB 6400*. Västerås, Suecia: ABB Flexible Automation, 1998.

[24] “Sensor de temperatura infrarrojo digital Serie FT”. Keyence México S.A., 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.keyence.com.mx/products/process/temperature/ft/>.

[25] “SMCU-P1805S-C2 - ECFA - Sensores inductivos metal face”. ECFA, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.ecfa.com.ar/productos/smcu-p1805s-c2/>.

[26] “Sensor de corriente AC no-invasiva (100Amax)”. Silicio MX, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://silicio.mx/aditamentos/sensores/sensores-de-corriente/sensor-de-corriente-ac-no-invasiva-100amax>.

[27] “WCS1600 Hall Effect Base Linear Current Sensor”. Winson Semiconductor Corp, 2024. [PDF]. Disponible en: <https://www.winson.com.tw/uploads/images/WCS1600.pdf>.

[28] “Simatic S7-1200 G2 – the smart choice for basic automation”. Siemens, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.siemens.com/global/en/products/automation/systems/industrial/plc/s7-1200.html>.

[29] “Simatic ET 200SP – the compact I/O system for the control cabinet”. Siemens, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.siemens.com/global/en/products/automation/systems/industrial/io-systems/et-200sp.html>.

[30] “MACX MCR-UI-UI - Signal conditioner”. Phoenix Contact, 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.phoenixcontact.com/en-us/products/signal-conditioner-macx-mcr-ui-ui-2811284#downloads-link-target>. [Accedido: 25-9-2025]

[31] “Simatic Net S7-1200 – PROFIBUS CM 1243-5 Operating Instructions”. Siemens, 2017. [PDF]. Disponible en: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/842/49851842/att_923282/v1/BA_CM-1243-5_76.pdf.