



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA ENSAMBLADORA DE VÁLVULAS DE GAS.

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

ANDA RUIZ MIGUEL ESTEBAN
miguel.anda@epn.edu.ec

SÁNCHEZ PROAÑO DIEGO VINICIO
diego.sanchez03@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. JOSÉ GERMÁN GALARZA GRANDA MSc.
jose.galarzag@epn.edu.ec

Quito, abril 2022

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **Miguel Esteban Anda Ruiz y Diego Vinicio Sánchez Proaño**, bajo mi supervisión.

A handwritten signature in blue ink that reads "José Galarza". The signature is written in a cursive style and is positioned above a horizontal line.

Ing. Galarza Granda José Germán, MSc.

DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Miguel Esteban Anda Ruiz y Diego Vinicio Sánchez Proaño**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



Miguel Esteban Anda Ruiz



Diego Vinicio Sánchez Proaño

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios que siempre estuvo presente acompañándome y dándome fuerzas a lo largo de todo este trayecto dentro de mi vida estudiantil, así como también a mis padres y hermanas que han sido un gran apoyo para nunca rendirme y seguir siempre adelante con este sueño de ser un profesional y sobre todo creer en que, si uno se propone metas, estas pueden llegar a cumplirse con esfuerzo y sacrificio.

Agradezco al Ing. José Galarza, MSc. por darnos apertura a mi compañero y a mí para la realización de esta tesis y por haberme dado la oportunidad de haber sido su ayudante de cátedra en una de sus asignaturas.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Miguel A.' with a stylized flourish at the end.

Miguel Esteban Anda Ruiz

AGRADECIMIENTO

Al Ingeniero José Galarza, por su guía, a todos mis profesores, ciertamente una lista larga y sobre todo a mi familia, a mis padres, Sonia, Vinicio, mi esposa Gabbi, a Candace y Dante con amor.

Diego Sánchez P.

Diego Vinicio Sánchez Proaño

ÍNDICE

RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xv
INTRODUCCIÓN	xvi
Objetivo General	xviii
Objetivos Específicos	xviii
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1. Ensambladora de válvulas de gas	1
1.2. Justificación del uso de estas máquinas.....	5
1.3. Tipos de ensambladoras de válvulas.....	7
1.4. Procedimiento de ensamblaje de la aguja	7
1.4.1. Alimentación de piezas	8
1.4.2. Ensamblaje de la aguja.....	10
1.4.3. Traslado de piezas.....	13
1.4.4. Utilización de normas para ensambladoras de válvulas	15
1.5. Control automático del ensamblaje de la aguja	16
1.5.1. PLC Siemens S7-200.....	17
1.5.2. Programa Ladder	18
1.5.3. Válvulas 5/2	19
1.6. Benchmarking	20
1.6.1. Ensambladora automática de válvulas con mesa rotativa. Empresa FIAM Utensili Pneumatici.	20
1.6.2. Ensambladora automática TWINS TBR8 para válvulas de bola con mesa rotativa.....	21
1.6.3. Ensambladora automática A1 para válvulas con mesa rotativa.....	22
1.7. Diseño de elementos mecánicos	23
1.7.1. Condiciones estáticas	23
1.7.2. Resistencia a la fatiga para el eje	25
1.7.3. Análisis de rodamientos	28
1.7.4. Análisis de tornillos y pernos.....	31
1.7.5. Análisis de resortes.....	37
1.8. Selección de materiales	41
2. METODOLOGÍA	42
2.1. Definición del producto	42

2.1.1. Determinación de las especificaciones técnicas.....	42
2.1.2. Aplicación de la casa de la calidad.....	43
2.1.3. Diagrama de la casa de la calidad	44
.....	44
2.1.4. Especificaciones técnicas	45
2.2. Diseño conceptual.....	47
2.2.1. Análisis funcional	47
2.2.2. Sistema de alimentación de piezas.....	50
2.2.3. Sistema de ensamblado.....	57
2.2.4. Sistema de transporte mediante brazo robótico	63
2.3. Diseño de materialización de la máquina	72
2.3.1. Sistema de alimentación	72
2.3.2. Sistema de ensamblado.....	98
2.3.3. Sistema de transporte mediante brazo robótico	103
2.4. Programación del sistema de control.....	106
2.5. Análisis de costos.....	117
2.5.1. Costos del sistema de alimentación (Módulo 1)	117
2.5.2. Costos del sistema de ensamblado (Módulo 2).....	119
2.5.3. Costos del sistema de transporte mediante brazo robótico (Módulo 3)	121
2.5.4. Costos del sistema de automatización	124
2.5.5. Costo total de la máquina	125
2.6. Simulación digital del funcionamiento de la máquina	126
2.7 Productividad.....	129
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	133
3.1. Resultados	133
3.2. Discusión.....	134
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	135
4.1. Conclusiones.....	135
4.2. Recomendaciones.....	136
BIBLIOGRAFÍA.....	138

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Dr. Walter O Snelling Químico de la Oficina de Minas de EE. UU.....	1
Figura 1.2. Principales usos en la actualidad del GLP.....	2
Figura 1.3. Diversas presentaciones de cilindros de gas fabricados por Agip Gas (Ecuador).....	3
Figura 1.4. Logos de las empresas petroleras: (a) Chevron ex Texaco; (b) Eni; (c) Repsol y (d) Shell Gas.....	3
Figura 1.5. Logos de las empresas envasadoras de gas en Ecuador: (a) Agip; (b) Congas y (c) Duragas.....	4
Figura 1.6. Sección de una máquina alimentadora vibratoria.....	8
Figura 1.7. Alimentadora mecánica centrífuga.....	9
Figura 1.8. Alimentadora tipo escalonada.....	9
Figura 1.9. Máquina de prensado de válvulas de gas.....	10
Figura 1.10. Representación del roscado.....	11
Figura 1.11. Unión por adhesión de piezas.....	11
Figura 1.12. Ensamblaje sencillo de piezas.....	12
Figura 1.13. Máquina de ensamblado de movimiento indexado.....	12
Figura 1.14. Máquina de ensamblado de movimiento continuo.....	13
Figura 1.15. Movimiento mediante ruedas de fricción.....	13
Figura 1.16. Movimiento mediante engranajes.....	14
Figura 1.17. Representación esquemática de un sistema hidráulico.....	14
Figura 1.18. Representación esquemática de un sistema neumático.....	15
Figura 1.19. Diagrama básico de un PLC con entradas y salidas.....	16
Figura 1.20. Diagrama de bloques para un sistema de control automático.....	17
Figura 1.21. Conexión de un PLC S7-200 a una computadora.....	18
Figura 1.22. Elementos básicos de un diagrama de escalera o Ladder.....	19
Figura 1.23. Representación de una válvula 5/2.....	19
Figura 1.24. Ensambladora automática FIAM.....	21
Figura 1.25. Ensambladora automática Twins TBR8.....	22
Figura 1.26. Ensambladora automática A1.....	22
Figura 1.27. Perfil básico de una rosca.....	32
Figura 1.28 Geometría de una junta empernada.....	33
Figura 1.29 Constante de recuperación elástica kb de un perno.....	34
Figura 1.30 Geometría de un resorte de extensión.....	37
Figura 2.1. Casa de la calidad.....	44

Figura 2.2. Nivel 0 del diagrama funcional.	48
Figura 2.3. Nivel 1 del diagrama funcional.	48
Figura 2.4. Nivel 2 del diagrama funcional.	49
Figura 2.5. Disco de alimentación.	50
Figura 2.6. Motor reductor.....	51
Figura 2.7. Cilindro neumático y guías de rueda.	52
Figura 2.8. Rueda-muelle-manivela.	53
Figura 2.9. Representación de pernos sujetos a la mesa rotatoria.....	53
Figura 2.10. Solución de la alternativa ganadora del módulo 1.	55
Figura 2.11. Atornillador electromecánico.	57
Figura 2.12. Atornillador con brazo hidráulico.	58
Figura 2.13. Atornillador con brazo neumático.	59
Figura 2.14. Solución de la alternativa ganadora del módulo 2.	61
Figura 2.15. Acoplamiento metálico de ejes mediante cardán.	63
Figura 2.16. Sistema de poleas con correas para ejes que se cruzan.	64
Figura 2.17. Brazo manipulador con movimiento neumático.	65
Figura 2.18. Movimiento con servomotores.	65
Figura 2.19. Sistema de movimiento mediante electromecánica.....	66
Figura 2.20. Movimiento neumático mediante un pistón.	67
Figura 2.21. Brazo robótico de 4 garras.	68
Figura 2.22. Brazo robótico de 3 garras.	68
Figura 2.23. Brazo robótico con pinza o de 2 garras.	68
Figura 2.24. Solución de la alternativa ganadora del módulo 3.	70
Figura 2.25. Válvulas de gas de bronce listas para ser medidas.....	72
Figura 2.26. Vista en 3 dimensiones del dado para válvulas de gas.	73
Figura 2.27. Vista de un corte del dado para válvulas de gas.	73
Figura 2.28. Triangulo representando 1/6 del polígono del agujero hexagonal.	73
Figura 2.29. Dado para válvulas de gas sin agujeros.....	75
Figura 2.30. Vista superior de los dados sobre el disco alimentador.....	76
Figura 2.31. Representación de la vista lateral del trinquete con líneas rojas.	77
Figura 2.32. Vista superior del pistón neumático accionando el trinquete.	79
Figura 2.33. Vistas superior y lateral de la base para el pistón CA32100.....	79
Figura 2.34. Diagrama de cuerpo libre del del trinquete.....	80
Figura 2.35. Diagrama de cuerpo libre del del eje.....	82
Figura 2.36. Diagrama de cortante del eje.	83

Figura 2.37. Diagrama de momento del eje.	83
Figura 2.38. Diagrama de torque del eje.	83
Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre del resorte.	87
Figura 2.40. Vista superior de la localización de los pernos.	91
Figura 2.41. Diagrama de cuerpo libre de una sección empernada del sistema de alimentación.	91
Figura 2.42. Triangulo rectángulo formado a partir de las distancias de pernos.	95
Figura 2.43. Diagrama de rodamientos colocados en el eje.	96
Figura 2.44. Representación del diagrama de cuerpo libre del sistema de ensamblado. .	98
Figura 2.45. Diagrama cortante del sistema de ensamblado de válvulas.	101
Figura 2.46. Diagrama de momento del del sistema de ensamblado de válvulas.	101
Figura 2.47. Diagrama de cuerpo libre de una sección empernada de la base del pedestal.	103
Figura 2.48. Pinza manipuladora paralela neumática.	104
Figura 2.49. Mesa giratoria neumática de 180 grados.	105
Figura 2.50. Pistón neumático con guía lineal anti giro.	106
Figura 2.51. Network 1 de la programación en Ladder.	107
Figura 2.52. Representación del brazo pivote del primer peldaño en el simulador PCSimu.	107
Figura 2.53. Network 2 de la programación en Ladder.	108
Figura 2.54. Representación de los botones de control para el sistema semiautomático de la máquina.	108
Figura 2.55. Network 3 de la programación en Ladder.	108
Figura 2.56. Representación del elevador para el brazo neumático dentro del simulador PCSimu.	109
Figura 2.57. Network 4 de la programación en Ladder.	109
Figura 2.58. Representación de la tenaza dentro del simulador PCSimu.	110
Figura 2.59. Network 5 de la programación en Ladder.	110
Figura 2.60. Network 6 de la programación en Ladder.	111
Figura 2.61. Representación del cilindro neumático del trinquete dentro del simulador PCSimu.	111
Figura 2.62. Network 7 de la programación en Ladder.	112
Figura 2.61. Representación del elevador del motor neumático dentro del simulador PCSimu.	113
Figura 2.64. Network 8 de la programación en Ladder.	114
Figura 2.65. Network 9 de la programación en Ladder.	114
Figura 2.66. Network 10 de la programación en Ladder.	115

Figura 2.67. Network 11 de la programación en Ladder.....	116
Figura 2.68. Simulación del circuito de la máquina en el software Festo Fluid Sim.....	116
Figura 2.69. Actuadores neumáticos de la máquina.....	126
Figura 2.70. Menú de herramientas del módulo de simulación de Inventor.....	127
Figura 2.71. Ejemplo de figuras, técnicas e instrumentos de investigación.....	127
Figura 2.72. Secuencia de movimientos en la línea del tiempo.....	128
Figura 2.73. Designación de pistones, tipo de accionamiento, sensor involucrado, línea de programación correspondiente y comportamientos de los pistones en función de la secuencia.	129

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Diámetros y áreas de roscas métricas.	32
Tabla 1.2. Clases métricas para propiedades de tornillos y pernos.....	35
Tabla 1.3. Materiales recomendados para la fabricación de resortes.....	38
Tabla 2.1. Materiales recomendados para la fabricación de resortes.....	45
Tabla 2.2. Matriz morfológica del módulo 1: Alimentación de piezas a ensamblar.....	54
Tabla 2.3. Evaluación de cada criterio del módulo 1.	55
Tabla 2.4. Evaluación de soluciones a causa de la precisión.....	55
Tabla 2.5 Evaluación de soluciones a causa de un mecanismo simple.	56
Tabla 2.6. Evaluación de soluciones a causa del costo.	56
Tabla 2.7. Evaluación de soluciones a causa del tamaño.	56
Tabla 2.8. Evaluación de soluciones a causa de su fiabilidad.	56
Tabla 2.9. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 1.....	56
Tabla 2.10. Matriz morfológica del módulo 2: Sistema de ensamblado.....	60
Tabla 2.11. Evaluación de cada criterio del módulo 2.	61
Tabla 2.12. Evaluación de soluciones a causa de su confiabilidad.	62
Tabla 2.13 Evaluación de soluciones a causa de su durabilidad.....	62
Tabla 2.14. Evaluación de soluciones a causa de su productividad.....	62
Tabla 2.15. Evaluación de soluciones a causa de su bajo costo.....	62
Tabla 2.16. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 2.....	62
Tabla 2.17. Matriz morfológica del módulo 3: Sistema de transporte mediante brazo robótico.....	69
Tabla 2.18. Evaluación de cada criterio del módulo 3.	70
Tabla 2.19. Evaluación de soluciones a causa de su rapidez.	70
Tabla 2.20. Evaluación de soluciones a causa de su durabilidad.....	71
Tabla 2.21. Evaluación de soluciones a causa de su costo.....	71
Tabla 2.22. Evaluación de soluciones a causa de su trabajo continuo.....	71
Tabla 2.23. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 3.....	71
Tabla 2.24. Factores de concentración de esfuerzos cuando existen cambios de sección.	84
Tabla 2.25. Parámetros en el factor de condición superficial de Marín.....	84
Tabla 2.26. Costo de elementos normalizados del sistema de alimentación.....	117
Tabla 2.27. Costo de mano de obra 1 del sistema de alimentación.	118
Tabla 2.28. Costo de mano de obra 2 del sistema de alimentación.	118

Tabla 2.29. Costo de materiales del sistema de alimentación.....	119
Tabla 2.30. Costo de fabricación del sistema de alimentación.....	119
Tabla 2.31. Costo de elementos normalizados del sistema de ensamblado.	119
Tabla 2.32. Costo de mano de obra 1 del sistema de ensamblado.....	120
Tabla 2.33. Costo de mano de obra 2 del sistema de ensamblado.....	120
Tabla 2.34. Costo de materiales del sistema de ensamblado.....	121
Tabla 2.35. Costo de fabricación del sistema de ensamblado.....	121
Tabla 2.36. Costo de elementos normalizados del sistema de brazo robótico.	122
Tabla 2.37. Costo de mano de obra del sistema de brazo robótico.....	122
Tabla 2.38. Costo de materiales 1 del sistema de brazo robótico.....	123
Tabla 2.39. Costo de materiales 2 del sistema de brazo robótico.....	123
Tabla 2.40. Costo de fabricación del sistema de brazo robótico.....	123
Tabla 2.41. Costo de elementos normalizados del sistema de automatización.....	124
Tabla 2.42. Costo de materiales del sistema de automatización.....	125
Tabla 2.43. Costo de fabricación del sistema de automatización.....	125
Tabla 2.44. Costo total de la máquina.....	125
Tabla 2.45. tiempos de desplazamiento y operación de los actuadores neumáticos con tres regulaciones diferentes de velocidad.....	130
Tabla 2.46. Producción de válvulas por día y número de jornadas según el tipo de regulación de velocidad en los actuadores neumáticos.....	132
Tabla 2.47. Factores de productividad semi automática comparados con la productividad manual.....	133

RESUMEN

Debido a la complejidad en los procesos de producción manual en el ensamble de válvulas para tanques de gas licuado de petróleo, se ha optado por la realización del diseño de una máquina ensambladora para válvulas de GLP y su automatización, esta máquina será capaz de adaptarse al acelerado ritmo de producción que las fábricas demandan debido a un mayor consumo del GLP en la mayoría de los hogares ecuatorianos. En primer lugar, se investigó acerca de este tipo de máquinas para procesos similares de producción, además de todas las partes necesarias para el correcto diseño de esta máquina ensambladora, la misma que será capaz de adaptarse a los requerimientos establecidos por los clientes potenciales. Adicionalmente se realizó una simulación del diseño de la máquina de acuerdo a los planos de conjunto, subconjunto y de taller para comprobar el funcionamiento adecuado de la misma y en base a esto se comprobó el haber realizado un buen diseño para la fabricación de esta máquina. Asimismo, se efectuó un costeo para la fabricación de esta máquina. Por último, se realizó la automatización para el funcionamiento de la misma, con la finalidad de disminuir la carga de trabajo manual, y aumentar la productividad del número de válvulas para tanques de gas licuado de petróleo.

Palabras clave: Automatización, ensambladora, GLP, productividad, válvulas.

ABSTRACT

Due to the complexity in the manual production processes in the assembly of valves for liquefied petroleum gas tanks, it has been chosen to carry out the design of an assembly machine for LPG valves and its automation, this machine will be able to adapt to the accelerated production rate that factories demand due to higher consumption of LPG in most ecuadorian homes. In the first place, this type of machine was investigated for similar production processes, in addition to all the necessary parts for the correct design of this assembly machine, which will be able to adapt to the requirements established by potential customers. Additionally, a simulation of the design of the machine was carried out according to the assembly, sub-assembly and workshop plans to check its proper operation and based on this it was verified that a good design had been made for the manufacture of this machine. Likewise, a costing was carried out for the manufacture of this machine. Finally, the automation for its operation was carried out, in order to reduce the manual workload, and increase the productivity of the number of valves for liquefied petroleum gas tanks.

Keywords: Automation, assembler, LPG, productivity, valves.

“DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA ENSAMBLADORA DE VÁLVULAS DE GAS.”

INTRODUCCIÓN

En la industria nacional ecuatoriana el consumo de energéticos a través del tiempo ha aumentado, lo cual ha incrementado la necesidad de poder satisfacer los requerimientos de energía de la población, con lo cual el consumo de gas licuado de petróleo también aumentará (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables del Ecuador, 2021).

Por la razón anteriormente expuesta, los requerimientos de procesos de manufactura para sistemas de distribución, transporte y envase de gas licuado de petróleo se han debido optimizar y automatizar, de manera que las crecientes necesidades energéticas de una población en aumento también puedan ser satisfechas.

El sistema de distribución de gas licuado de petróleo en el país esencialmente se estructura para su entrega a la comunidad con unidades de tanques de GLP de 15 kilogramos para consumo doméstico y de 45 kilogramos para el sector comercial e industrial; los sistemas de transporte por tubería prácticamente son todavía incipientes debido a que no existe la infraestructura necesaria, es así como dentro de la comercialización del GLP, Los tanques de 15 kilogramos requieren de elementos de acople que permitan el paso del gas desde el tanque hacia el dispositivo de consumo que requiere de esta sustancia para poder convertirla en calor y por lo tanto, efectuar una conversión energética que permita que el gas entregue su energía mediante procesos de combustión (Eni Esacontrol, 2019).

Una parte muy importante de este proceso son los elementos de acople, los cuales, pueden ocasionar un riesgo evidente al momento de trabajar con la interfaz de los mismos por la inflamabilidad del gas. Se requieren de procesos con cierto nivel de tecnificación que de alguna manera sean capaces de garantizar el funcionamiento de los mismos dentro de parámetros controlados y con exigencias razonablemente previsibles, permitiendo que el dispositivo pueda trabajar con medidas holgadas de presión, caudal o temperatura, las cuales tampoco deben estar sujetas a variaciones drásticas, y que, por lo tanto, no pongan

en ningún tipo de riesgo la integridad estructural de este dispositivo, y lo que es más, ponga en peligro la vida de los usuarios (Eni Esacontrol, 2019).

En el mercado existen algunas máquinas que son capaces de armar los preensambles para las válvulas de gas, proceso que de hecho en la industria nacional se hace de manera manual, con operarios de experiencia, pero que, obviamente, debido a la naturaleza de este tipo de manufactura, no es posible garantizar una normalización estandarizada de los ensambles y sus características de montaje, como lo son fuerzas, presiones y torques de apriete.

Mediante el presente trabajo se plantea proponer una máquina que permita lograr el preensamble de una válvula de gas, teniendo en cuenta que la válvula de por sí requiere de varios preensambles que posteriormente se acoplarán entre sí para conseguir la unidad integral conocida como válvula de gas licuado de uso doméstico. Se desea que las dos piezas involucradas en esta parte del proceso de fabricación se ajusten con especificaciones y tolerancias determinadas, las cuales deben respetarse y garantizarse; labor que evidentemente no puede atenderse a cabalidad con un proceso manual.

Por otro lado, se debe considerar también el aspecto de la productividad, el cronometraje de los tiempos de trabajo de la máquina, constatando los rangos de los tiempos de producción de cada preensamble, pudiendo lograr tiempos menores, o, por lo menos, iguales a los que se logran mediante la manufactura manual.

Se presentarán los pasos requeridos para el diseño concurrente de la máquina, los cálculos relacionados con el diseño de los elementos requeridos, así como los planos, tanto general, como de detalle que posteriormente puedan servir de base para trabajos posteriores.

Objetivo General

Diseñar una máquina ensambladora de válvulas para tanques de gas licuado de petróleo y su automatización.

Objetivos Específicos

- Recopilar información en base al estado del arte.
- Levantar documentos que incluyan cálculos, planos y presupuestos de la máquina.
- Simular los movimientos de la máquina de manera que puedan representarse secuencialmente mediante una animación digital efectuada en un software de ingeniería conveniente.
- Implementar un sistema de control automático de varios lazos cerrados para el control de motores en los elementos manipuladores de la máquina ensambladora.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo abordaremos conceptos asociados a los conocimientos científicos y tecnológicos acerca de la historia, fabricación, procesos de producción, así como también diseño de elementos de máquinas (concentradores de esfuerzos, ejes, rodamientos, cargas, entre otros), necesarios para la obtención de una ensambladora de válvulas de gas. Además, se estudiará la temática relacionada a la automatización de máquinas mediante PLCs y la programación del funcionamiento de la misma mediante el programa computacional Ladder.

1.1. Ensambladora de válvulas de gas

A nivel global las empresas o industrias dedicadas a la fabricación y envasado de cilindros de gas aparecen aproximadamente después de los primeros años del siglo XX en donde un químico estadounidense llamado Walter Snelling como se observa en la figura 1.1, logró separar los componentes propano y butano de la gasolina, esenciales para la obtención del gas licuado de petróleo (GLP), mediante la ayuda de presiones adecuadas, logrando que este producto tuviera relevancia debido a la compactibilidad y portabilidad del GLP, además de su facilidad de evaporación, llegándose inclusive a crear en 1932 una asociación conocida como la NFPA (National Fire Protection Association), encargada de la normativa referente a su manipulación, y en 1934 lograr producir el primer cilindro de GLP a la venta en Francia (Auto GLP Madrid, 2012).



Figura 1.1. Dr. Walter O Snelling Químico de la Oficina de Minas de EE. UU.
(Fuente: Auto GLP Madrid, 2012)

Posteriormente se continuó trabajando con el desarrollo de los gases propano y butano, y es en 1936 que se introducen por primera vez cilindros de veinte libras, es decir de menor peso para mejorar su portabilidad, también se puede recordar la época dorada de la utilización del gas

propano al final de la Segunda Guerra Mundial dentro del desarrollo industrial militar de la época, alcanzando ventas récord de mil millones de galones. Ya para el año de 1947 la mayor parte de los estadounidenses y una gran parte del mundo poseía una cocina que funcionaba con gas natural o propano, también se utilizaba dicho gas con los calentadores de agua o más conocidos como calefones, inclusive hasta las secadoras de ropa pasaron a utilizar cilindros de GLP para su funcionamiento, una gran parte de estos ejemplos pueden ser visualizados en la figura 1.2.



Figura 1.2. Principales usos en la actualidad del GLP.
(Fuente: Butano Extremadura, 2020)

A lo largo de los años se ha ido mejorando la producción y consumo de dicho combustible, aunque la proporción existente entre sus gases variará siempre dependiendo del petróleo de origen, pero por lo general casi siempre se tiene un 60% de propano y 40% de butano. Todo este desarrollo alrededor de dicho combustible ha logrado que se fortalezcan las diversas empresas con líneas de producción dedicadas al embasamiento del mismo dentro de tanques comúnmente conocidos como bombonas o cilindros de gas, haciéndose indispensables dentro de la vida cotidiana de la población mundial debido a su fácil manejo y suministro, llegando inclusive a la producción de bombonas de diferentes tamaños y presentaciones como se indica en la figura 1.3, dependiendo de su uso, aunque en la actualidad la más consumida es la bombona de 15 kilogramos más conocido como cilindro de gas uso doméstico (Eni Esaccontrol, 2019).



Figura 1.3. Diversas presentaciones de cilindros de gas fabricados por Agip Gas (Ecuador).
(Fuente: Eni Esacontrol, 2019)

En el mundo existe una gran variedad de empresas que se dedican al envasado y manejo del GLP, pero dentro de estas se destacan compañías petroleras tales como TEXACO actualmente CHEVRON, MOBIL, REPSOL, ENI y SHELL, como se indica en la figura 1.4, todas estas asociadas también a diversas áreas industriales como la fabricación y ensamble de válvulas, además de reguladores indispensables para los cilindros de GLP. Dentro de las empresas más poderosas que manejan la mayor parte del mercado se encuentran ENI, ubicada en Italia y que posee diferentes subsidiarias en todo el mundo, una de las más conocidas es AgipGas. Su actividad comercial principal es la de explotación y comercialización de diferentes hidrocarburos y también sus derivados. Repsol YPF es otra de las grandes empresas con sus oficinas centrales en España e igualmente como la empresa anteriormente mencionada tiene subsidiarias en casi todo el mundo dedicadas principalmente al área de hidrocarburos (Sanchez M, 2008).



Figura 1.4. Logos de las empresas petroleras: (a) Chevron ex Texaco; (b) Eni; (c) Repsol y (d) Shell Gas.
(Fuente: El periódico de la energía, 2018)

En nuestro país el ente regulador principal encargado del manejo de hidrocarburos es el Ministerio de Energía y Recursos no Renovables, dentro del cual se encuentran las empresas estatales Petroecuador y Petroamazonas encargadas de la extracción del crudo para posteriormente refinarlo y obtener sus derivados. Ya que en el Ecuador en la actualidad no existe capacidad suficiente para refinar todo el crudo, existen empresas encargadas de esta actividad para poder obtener productos principalmente como la gasolina o el GLP de uso doméstico que actualmente se encuentran subsidiados. Dichas empresas que operan en nuestro país son conocidas como subsidiarias, dentro de las cuales tenemos al grupo de empresas AgipEcuador, Congas y Duragas como se puede identificar en la figura 1.5, dedicadas principalmente a la fabricación, envase y comercialización de GLP desde el año de 1992. En la actualidad existe una mayor cantidad de demanda en relación a la oferta de cilindros de gas, ya que existe un aproximado de 6'200.000 cilindros circulando en el país, distribuidos entre las diferentes plantas de producción, envase y almacenamiento. Dichas empresas también se encargan del mantenimiento de los tanques de gas, por lo que se deben realizar pruebas y cambios de válvula cada determinado tiempo para evitar riesgos y obtener una mayor seguridad con sus productos (Sanchez M, 2008).



Figura 1.5. Logos de las empresas envasadoras de gas en Ecuador: (a) Agip; (b) Congas y (c) Duragas. (Fuente: Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables del Ecuador, 2021)

Las máquinas ensambladoras son un tipo de equipo industrial o de fabricación que es utilizado principalmente en la construcción de una gran variedad de productos. Las ensambladoras son construidas de diferentes tamaños y formas según su propósito, ya sea en la construcción de automóviles, computadoras, o en nuestro caso para el ensamblaje de válvulas. Dichas máquinas funcionan principalmente gracias a la ayuda de un sistema informático capaz de dar indicaciones a la máquina, logrando automatizar el proceso de producción, dentro de los cuales se puede utilizar a trabajadores humanos para su manipulación y control, o a su vez poseer un sistema de control mucho más sofisticado en el cual ya no es necesaria la intervención de ningún obrero. Por lo general estas máquinas funcionan con ayuda de un sistema giratorio de discos o bandas los cuales son los encargados de proveer el producto a ensamblar a lo largo de diferentes estaciones de la máquina. No se deben confundir las máquinas de ensamblaje en línea con las de plataforma, ya que las primeras funcionan mediante un sistema de corres, mientras que las de plataforma son mayormente usadas para el ensamblaje a gran escala debido a su movimiento continuo y a su mayor grado de personalización, como es en nuestro caso con la ensambladora de válvulas de gas (Auting, 2021).

Las máquinas ensambladoras existentes en el mercado fueron fabricadas de acuerdo a especificaciones y planos demandados por clientes en función de sus requerimientos, aunque en la actualidad existen algunos modelos que ya se encuentran estandarizados, todavía es necesario que estas máquinas posean un control automático adecuado para obtener un buen proceso de producción, estas máquinas son las encargadas de transportar la materia prima desde el inicio del área de producción hasta la terminación del ensamblaje del producto a requerir, todo esto con una precisión exacta. Las máquinas alimentadoras y ensambladoras de válvulas de gas están constituidas con los siguientes componentes principales: Disco alimentador, desarmador neumático, brazo neumático (con tenaza), control con PLCs y válvulas 5/2.

1.2. Justificación del uso de estas máquinas

Aquí hablaremos del porqué del uso de esta máquina desde diferentes ámbitos, principalmente el productivo y el humano. A nivel global, el GLP ha formado parte importante de nuestras vidas cotidianas, ya que se lo usa para todo tipo de actividades; una de ellas y la más usada es la cocción doméstica, también es apreciado el campo de la movilidad de vehículos, entre otros.

Con el constante crecimiento de la demanda y por ende la oferta de los tanques de gas, se ha hecho necesaria una actualización de los procesos de producción y ensamblaje de cilindros de gas, por lo que países como Italia, Francia, EEUU, e inclusive México han optado por automatizar sus procedimientos de ensamblaje con el fin de aumentar y mejorar su producción (Nexus Integra, 2020), es por esto que se propone el uso de este tipo de máquinas en nuestro país con la finalidad de abastecer a la creciente demanda existente, debido a que por la pandemia las familias se han visto obligadas a pasar más tiempo dentro del hogar, por lo que existe un mayor consumo de gas, y por ende una mayor demanda.

Lo que se propone entonces es que con el diseño, construcción y posterior uso de estas máquinas se logre mantener el número de cilindros de GLP existentes en el mercado, e inclusive si se puede, aumentar dicha cantidad mejorando la producción, reemplazando a cilindros deteriorados por tanques probados y recién fabricados de acuerdo a las normas, o también para poder darles el mantenimiento respectivo a los cilindros que todavía no han cumplido su vida útil, pero que necesitan por ejemplo un cambio de válvula para volver a funcionar normalmente y así evitar fugas durante el manejo y uso de los mismos.

Una parte importante para evitar el desabastecimiento de cilindros de gas sería darles un correcto mantenimiento y trato como se mencionaba anteriormente, pues durante su expendimiento y posterior uso, estos sufren golpes y averías, por lo que deben ser sometidos a rigurosas pruebas y generalmente a la mayoría de tanques se les debe reponer su válvula por una nueva antes de proceder a otra distribución (Eni Esacontrol, 2019).

Debido a que en el Ecuador los tanques de gas son subsidiados por el Estado, los hace más atractivos para las mafias en las fronteras del país ya que por ejemplo en Colombia o en Perú se duplica y muchas de las veces hasta se triplica su valor, provocando una escasez en muchas de las provincias, entonces es aquí que se hace indispensable el mantenimiento de los cilindros de uso doméstico. Otro punto a favor para el uso de este tipo de máquinas es la tecnología que poseen, conllevando a una producción mucho más rápida, eficiente y precisa, además de disminuir los costos, a la vez que se aumenta el volumen de producción.

1.3. Tipos de ensambladoras de válvulas

Existen diversos diseños de máquinas ensambladoras de válvulas de gas utilizadas en países del primer mundo (Neuwalme, 2019). Estas máquinas pueden funcionar de diversas maneras, entre las cuales podemos tener los siguientes sistemas de control principales y más usados: Hidráulico, eléctrico, neumático y electromecánico o mecatrónico.

Las ensambladoras hidráulicas son aquellas que para su funcionamiento utilizan las propiedades de un fluido incompresible, además, por la densidad que posee en su interior no sufre variaciones de importancia.

Las ensambladoras eléctricas son máquinas que poseen un circuito magnético y dos eléctricos; Uno de sus circuitos eléctricos es llamado de excitación, ya que, al ser recorrido por una corriente eléctrica, este produce los amperivoltios necesarios para establecer el flujo en la máquina.

Las ensambladoras neumáticas son máquinas que necesitan siempre de aire comprimido para poder funcionar, además de poseer un dispensador de aire a presión más conocido como compresor, para a través de este transmitir la energía acumulada y de este modo realizar un trabajo mecánico adecuado.

Las ensambladoras electromecánicas utilizan el movimiento mecánico para lograr generar energía eléctrica, utilizando los principios del electromagnetismo, electricidad, electrónica y mecánica, transformando la energía.

1.4. Procedimiento de ensamblaje de la aguja

El procedimiento de ensamblaje de las agujas en las válvulas de gas se realiza generalmente en el área industrial de forma similar a plantas envasadoras o embotelladoras de productos, de manera que les permita a los operarios realizar todo este procedimiento en un menor tiempo, y aumentar su producción, para su posterior distribución a las siguientes áreas de trabajo, siguiendo un orden de trabajo: Alimentación de piezas, ensamblaje de la aguja, traslado de piezas y utilización de normas (Eni Esacontrol, 2019). A continuación, describiremos más a detalle dicho procedimiento.

1.4.1. Alimentación de piezas

Esta primera parte del procedimiento puede realizarse dentro de una variedad de movimientos, las cuales veremos a continuación:

Alimentadores vibratorios. - Si se desea alimentar las válvulas de gas hacia la máquina ensambladora se podría utilizar un alimentador de piezas mediante un ordenador vibrante electromagnético como se puede visualizar en la figura 1.6, el cual es capaz de alimentar distintos tipos de máquinas ensambladoras, logrando cargar su recipiente central, ordenando y trasladando de forma automática las piezas a través de un efecto de vibración electromagnética y empuje mediante aire neumático (Tecna machines, 2021).



Figura 1.6. Sección de una máquina alimentadora vibratoria.
(Fuente: Tecna machines, 2021)

Alimentadores mecánicos centrífugos. – Este tipo de alimentadores realizan la misma función que los alimentadores vibratorios, es decir, crear un flujo de piezas posicionadas con un orden sucesivo. Esta máquina funciona a través de una fuerza motriz mediante un motor eléctrico trifásico, que a su vez por medio de un reductor transmite una fuerza rotacional hacia el plato; el mismo que selecciona y orienta las piezas enviadas a granel. Posee un sistema de accionamiento mediante un disco giratorio tipo plano y a veces cónico, en donde al momento de ingresar las piezas, estas giran el disco gracias a la fuerza centrífuga, desplazándose hacia el borde exterior del mismo, procediendo al seleccionamiento de las piezas con una posición adecuada. Existen varios modelos según los requisitos de reparto, el número de piezas a alimentar y la forma de las mismas; además en este tipo de máquinas la velocidad de avance puede oscilar entre los 25 y 60 m/min; por ello, se pueden conseguir grandes sucesiones para piezas ligeras y de revolución, permitiendo dentro de determinadas formas geométricas, alcanzar

cantidades de hasta 25.000 piezas/hora. Un claro ejemplo de este tipo de alimentadores se puede observar en la figura 1.7, mostrada a continuación (Tad Bowl Feeders, 2020).



Figura 1.7. Alimentadora mecánica centrífuga.
(Fuente: Tad Bowl Feeders, 2020)

Alimentadores escalonados. - Estos alimentadores están diseñados de tal manera que la tolva fija correspondiente se puede llenar manualmente, gracias a su baja altura como se puede observar en la figura 1.8, en donde las piezas de trabajo son transportadas desde el depósito de la tolva hacia arriba por medio de plataformas elevadoras de movimiento opuesto, alcanzando así la altura de transferencia deseada. Gracias a las características de las plataformas elevadoras, en el transporte superior ya se realiza una clasificación previa de las piezas de trabajo, esto a su vez ocasiona que el alimentador escalonado funcione sin ruido y sin vibraciones. (Rhein-Nadel Automation GmbH, 2019).



Figura 1.8. Alimentadora tipo escalonada.
(Fuente: Rhein-Nadel Automation GmbH, 2019)

1.4.2. Ensamblaje de la aguja

Para hacer coincidir o unir dos piezas dentro del ensamblaje se pueden utilizar diferentes técnicas o actividades entre las cuales se encuentran:

Prensado: Es un proceso industrial de fabricación que puede actuar sobre distintos materiales, ya sea en frío o en caliente, realizando una fuerte presión, logrando reducir la porosidad de los materiales, como también compactar y mejorar las propiedades mecánicas del material y su viabilidad de uso. Dentro de la clasificación de prensas podemos tener: continuas (mecánicas, hidráulicas y de bandas) y también discontinuas (horizontales y verticales). Las horizontales pueden funcionar con platos o también con membranas. En el caso de las verticales, estas pueden ser hidráulicas o con husillo. Se puede realizar el proceso de prensado desde válvulas de pequeñas dimensiones como se puede observar en la figura 1.9, hasta válvulas de grandes dimensiones en áreas netamente industriales (WordPress, 2020).



Figura 1.9. Máquina de prensado de válvulas de gas.

Roscado: Consiste en la mecanización helicoidal tanto interior como exterior sobre una superficie cilíndrica. Este tipo de sistemas de unión y sujeción se encuentran presentes en una diversidad de sectores industriales en los que se procede a trabajar con materiales metálicos. La superficie roscada es de tipo helicoidal, con un perfil determinado, cuyo plano contiene el eje, describiendo una trayectoria helicoidal cilíndrica alrededor del mismo como se puede ver en la figura 1.10. (MIPSA, 2021).

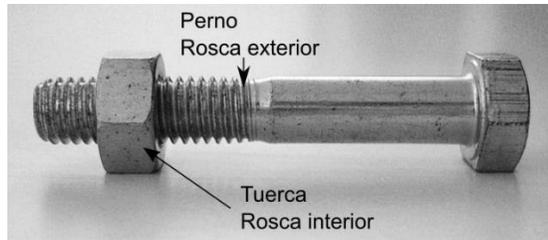


Figura 1.10. Representación del roscado
(Fuente: MIPSAs, 2021)

Unión adhesiva: Las uniones adhesivas son aquellas que pueden conseguir una gran resistencia interna (cohesión), eficiencia estructural y eliminación de concentraciones de esfuerzos, además de crear un enlace superficial de adhesión como se observa en la figura 1.11, y que no podrían lograrse con otros métodos. Lamentablemente esta técnica de unión entre piezas no es muy utilizada para materiales muy robustos (Mario M, 2013).



Figura 1.11. Unión por adhesión de piezas.
(Fuente: Mario M, 2013)

Ensamblaje sencillo: Para un ensamblaje sencillo de cualquier producto, se debe orientar los conectores o tornillos de la forma más simple posible del mismo lado, de tal manera que se puedan reducir el número de vueltas y giros que necesiten las piezas para su respectiva unión. Es recomendable aplicar el método Poka Yoke en el montaje, logrando así evitar errores de ensamblaje mediante guías para el encaje respectivo de las piezas como se puede ver en la figura 1.12. (Protolabs, 2021).

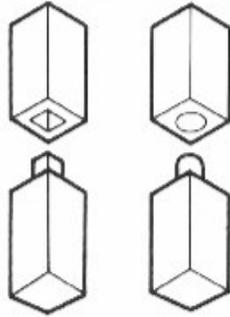


Figura 1.12. Ensamblaje sencillo de piezas.
(Fuente: Labois, 2019)

Ensamblaje indexado: En este tipo de ensamblaje las piezas ya terminadas se acoplan de forma sucesiva en un disco o plato rotativo central de movimiento indexado como se puede observar en la figura 1.13; posteriormente se procede a otras estaciones del ensamblado y control de calidad y todas las piezas que no cumplen con los estándares establecidos son rechazadas automáticamente (Tecna machines, 2021).



Figura 1.13. Máquina de ensamblado de movimiento indexado.
(Fuente: Tecna machines, 2021)

Ensamblaje continuo: Para ciertos productos y procesos resulta indicada la máquina de ciclo continuo. En este tipo de máquinas las estaciones de ensamble van montadas sobre un rotor y giran continuamente a la vez que son comandadas por levas mecánicas fijas como se puede divisar en la figura 1.14. Este esquema permite prescindir de sistemas de accionamiento neumáticos y trabajar a muy altos regímenes de producción cercanos a las 16.000 piezas/hora, entregando el producto verificado mediante cámaras de alta velocidad y sensores diversos. (Tecna machines, 2021).



Figura 1.14. Máquina de ensamblado de movimiento continuo.
(Fuente: Tecna machines, 2021)

1.4.3. Traslado de piezas

Para el traslado de piezas se pueden utilizar diversos mecanismos como posibles soluciones para trasladar las válvulas de gas, así por ejemplo se pueden utilizar diferentes alternativas como: Ruedas de fricción, sistemas polea-correa, engranajes y transmisión por sistemas de cadenas, hidráulicos, neumáticos, entre otros.

Mecanismo de movimiento mediante ruedas de fricción. – Estos mecanismos forman parte de los elementos de máquinas, los cuales logran transmitir movimiento giratorio entre dos árboles de transmisión debido al rozamiento efectuado por el contacto de las ruedas como se puede divisar en la figura 1.15, lográndose transmisión por fricción, ya que estas ruedas son de material antideslizante, cambiando el sentido de giro de las mismas, provocando una menor fuerza en la rueda que gira más rápido (Tecnojulio, 2021).

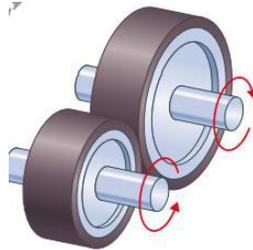


Figura 1.15. Movimiento mediante ruedas de fricción.
(Fuente: Tecnojulio, 2021)

Mecanismo de movimiento mediante engranajes. – Estos mecanismos son sistemas robustos de transmisión que poseen movimiento circular, generalmente se encuentran constituidos por dos ruedas dentadas, una motriz y otra conducida, cuyos dientes encajan entre

sí, como se indica en la figura 1.16, permitiendo transmitir grandes potencias y velocidades entre ejes, dependiendo de su tamaño y diseño (Tecnojulio, 2021).

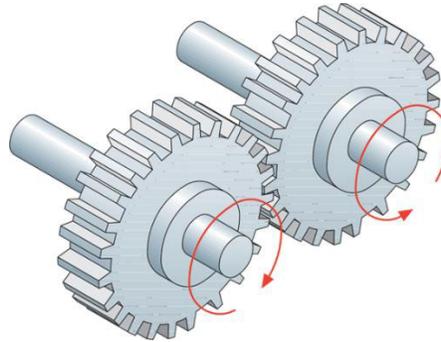


Figura 1.16. Movimiento mediante engranajes.
(Fuente: Tecnojulio, 2021)

Mecanismo de movimiento hidráulico. – En estos mecanismos se trabaja con fluidos líquidos como agua, aceites, lubricantes, o sustancias no oxidantes, todo esto con la finalidad de evitar problemas de oxidación, logrando además un mejor movimiento de las piezas. Este tipo de sistemas poseen un amplio campo de aplicación dentro de la industria, como por ejemplo el uso de prensas hidráulicas, sistema de accionamiento de frenos, elevadores, sistemas mecánicos de aviones, etc. Los sistemas que funcionan con aceite como se puede observar en la figura 1.17, constan de una bomba con su respectivo pistón, que, al momento de trabajar, esta genera presión en el líquido a lo largo de un circuito cerrado, produciendo una fuerza mayor llamada fuerza utilizable (Tecnología técnica, 2012).

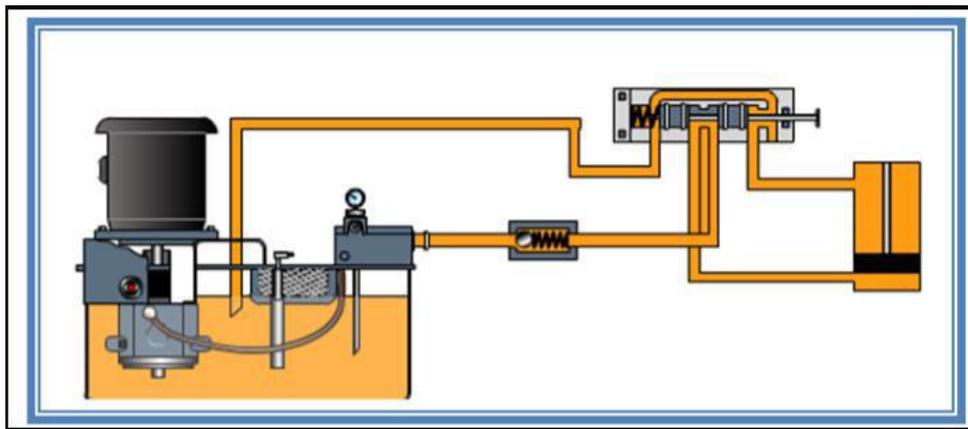


Figura 1.17. Representación esquemática de un sistema hidráulico.
(Fuente: Tecnología técnica, 2012)

Mecanismo de movimiento neumático. - Para el movimiento neumático se necesita esencialmente de aire (obtenido directamente de la atmósfera) o gas para transmitir señales y/o potencia. La aplicación del aire comprimido en la neumática es aplicable principalmente dentro del área de automatización industrial como por ejemplo para el ensamblado, empaquetado, control automático, entre otros. Mediante estos sistemas como se puede observar en la figura 1.18, se logra convertir la energía del aire comprimido en energía mecánica y debido a su velocidad de reacción, no se necesita un circuito de retorno para el aire. En este tipo de sistemas el movimiento del émbolo de los cilindros es más veloz que en los sistemas hidráulicos (Tecnología técnica, 2012).

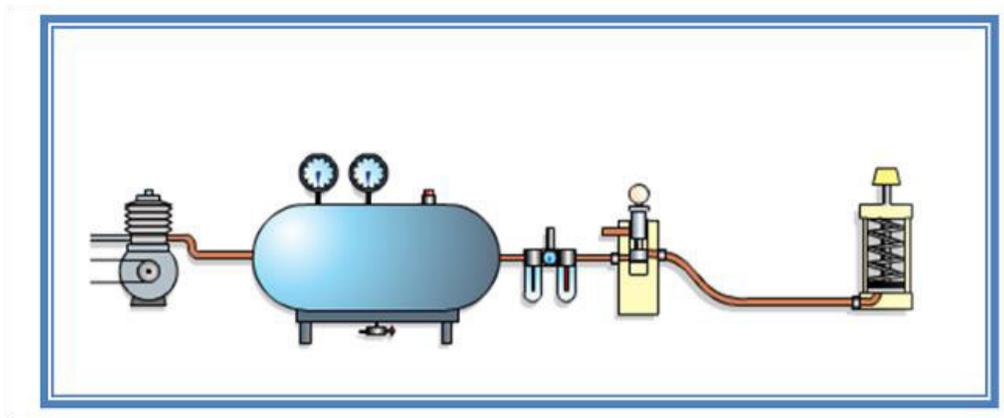


Figura 1.18. Representación esquemática de un sistema neumático.
(Fuente: (Tecnología técnica, 2012)

1.4.4. Utilización de normas para ensambladoras de válvulas

Este tipo de máquinas por lo general se encuentran reguladas por normas técnicas ecuatorianas tales como la NTE INEN 2143, encargada de revisar los requisitos de fabricación de cilindros de gas, incluyendo sus válvulas (Eni Esacontrol, 2019).

Otra norma importante que se enfoca más en las válvulas de los cilindros para GLP, y en donde se debe hacer un análisis de requisitos e inspección es la norma NTE INEN 116. Esta norma se aplica a las válvulas destinadas a cilindros para gas licuado de petróleo, con capacidad de hasta 40 litros (dm³) (Avilés, J.C., 2011).

Cabe recalcar que el combustible está en forma líquida, y se va evaporando en el interior de la garrafa a medida que se consume, manteniéndose la presión de salida del gas mediante un mecanismo regulador, en este caso la válvula del cilindro, cumpliendo así correctamente su funcionalidad.

1.5. Control automático del ensamblaje de la aguja

Los controladores lógicos programables (PLCs) son aquellos dispositivos electrónicos digitales que utilizan memorias programables con la finalidad de almacenar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas, ya sean estas de secuencia, conteo, sincronización, entre otras, para lograr el control tanto de maquinarias como de procesos. Este tipo de controladores son conocidos como cajas negras que poseen dispositivos de entrada y salida como se puede ver en la figura 1.19; estos a su vez pueden ser digitales o analógicos y son monitoreados por un equipo más grande, todo esto de acuerdo a un programa diseñado por el operador para la memoria del controlador (Molinari N, 2004). Para obtener más información del tema se puede preguntar o contactar con la empresa INGELCOM S.A. encargada de fabricar este tipo de dispositivos.

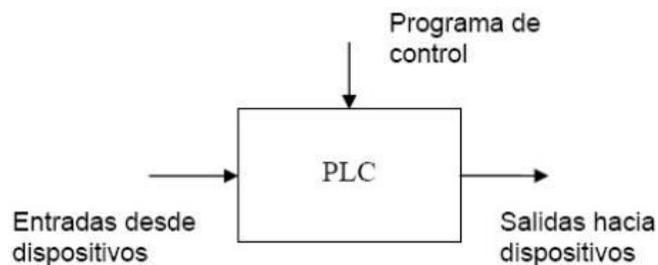


Figura 1.19. Diagrama básico de un PLC con entradas y salidas.
(Fuente: (Molinari N, 2012))

Este tipo de controladores poseen características similares a las computadoras con la diferencia de que pueden ser implementados como controladores. Son conocidos por su robustez, facilidad de programación y diseño para resistir vibraciones, ruido, temperatura y humedad, además de que su interfaz para entradas y salidas se encuentra dentro del controlador, tampoco se necesitan de conexiones adicionales a la entrada y salida del mismo. Puede controlar sistemas de diversos tipos y complejidades, ya que su programación principalmente consiste en operaciones de lógica y conmutación. Dentro de los componentes de control automático también

tenemos a los sensores, los cuales son considerados dispositivos capaces de detectar parámetros físicos y enviar esta información hacia un controlador (PLC), el cual actúa como el cerebro que recibe, almacena y envía información hacia los actuadores considerados dispositivos capaces de recibir órdenes para accionar o controlar un sistema, todo esto se puede visualizar de una mejor manera en la figura 1.20 (Molinari N, 2004).

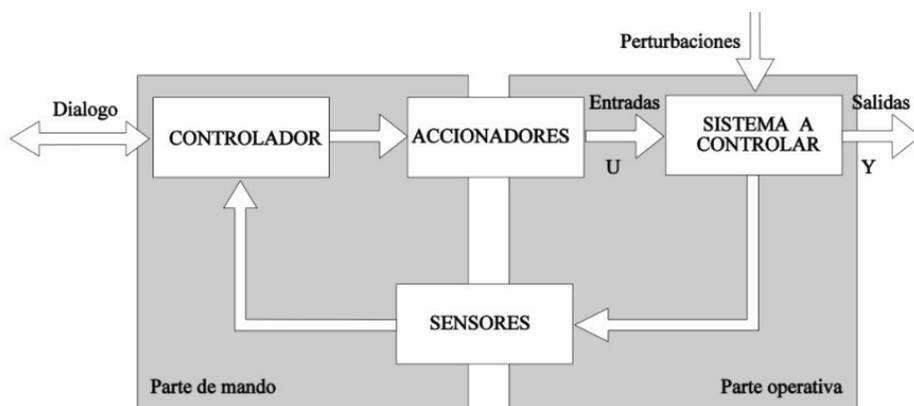


Figura 1.20. Diagrama de bloques para un sistema de control automático.
(Fuente: (Siemens, 2008)

1.5.1. PLC Siemens S7-200

La gama de PLCs S7-200 comprende diversos sistemas de automatización de diversos tamaños, los PLCs antiguos eran de mayores dimensiones como se puede observar en la figura 1.21, en relación a los modelos actuales que son más pequeños, conocidos también como micro-PLCs, utilizados para diversas tareas y funciones. El S7-200 vigila las entradas y transforma el estado de las salidas de acuerdo al programa realizado por el usuario, en las cuales se pueden incluir operaciones de lógica booleana, con contadores y temporizadores, aritméticas complejas, así como también comunicaciones con otros equipos. Posee un diseño compacto y de configuración flexible, ya que se pueden realizar una gran variedad de operaciones con el mismo, pudiendo solucionar diversas tareas de automatización. En cuanto a su estructura, el micro-PLC cuenta con una fuente de alimentación integrada para su funcionamiento, además de incluir memoria set, reset, entre otras (Siemens, 2008).

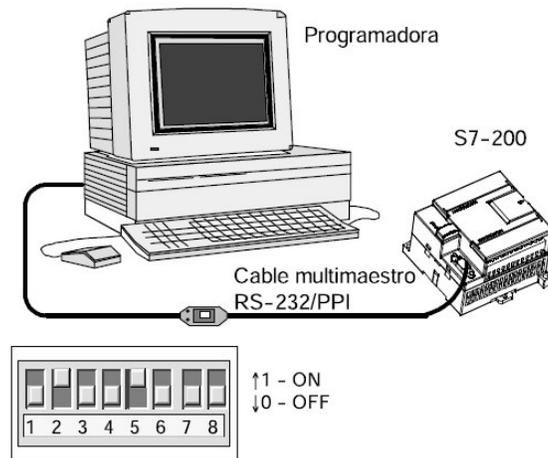


Figura 1.21. Conexión de un PLC S7-200 a una computadora.
(Fuente: (Siemens, 2008))

Cabe recalcar que para el control de la ensambladora de válvulas de gas se están utilizando diez entradas y catorce salidas en un PLC Siemens S7-200 con sensores de fin de carrera en los pistones neumáticos, y que para su programación se utilizó el programa Ladder, y así posteriormente realizar una simulación en el programa microwin, para verificar un correcto funcionamiento de la máquina.

1.5.2. Programa Ladder

Es un lenguaje de programación conocido como diagrama en escalera o diagrama Ladder, dirigido para ser usado en controladores lógicos programables (PLCs), basándose en esquemas eléctricos de control técnico, con lo cual es muy sencillo conocer y manejar este tipo de programación si se conocen las bases de electrónica. En este tipo de programación la energía se desplaza de izquierda a derecha, apareciendo los contactos al inicio a su izquierda y una bobina a su derecha, además se deben conocer las reglas, así como también cada uno de los elementos de los circuitos de conmutación, generando una lógica de contactos. Dentro de los tipos de contactos tenemos a los abiertos, cerrados y a los de salida, bobina o relé, los mismos que se pueden observar en la figura 1.22 (Siemens, 2008).

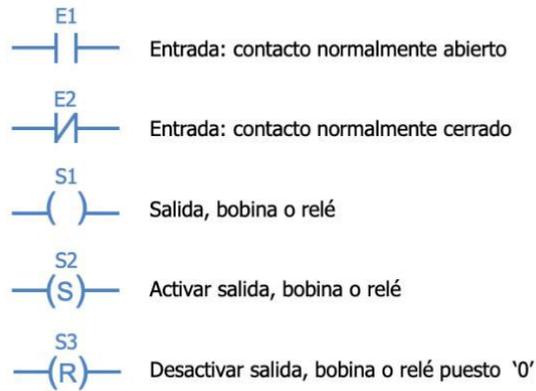


Figura 1.22. Elementos básicos de un diagrama de escalera o Ladder.
(Fuente: Siemens, 2008)

1.5.3. Válvulas 5/2

En el caso de accionamiento de válvulas mediante control direccional para actuadores neumáticos en ensambladoras, es necesario un trabajo combinado, es decir que se pueda enviar una determinada señal a través de un canal interior con su respectiva conexión externa, pudiendo ser retenida el tiempo necesario para lograr accionar la válvula central o principal. Las válvulas más conocidas en el mercado son las 5/2 como se observa en la figura 1.23; comúnmente de cuatro vías con cinco orificios, estas disponen de una entrada de presión, dos puntos de entrada utilizables y dos de salida o escape, capaces de regular y controlar el aire mediante mecanismos de inicio o detención del paso de gases (aire comprimido) para diversas aplicaciones industriales (Orquera J, 2014).

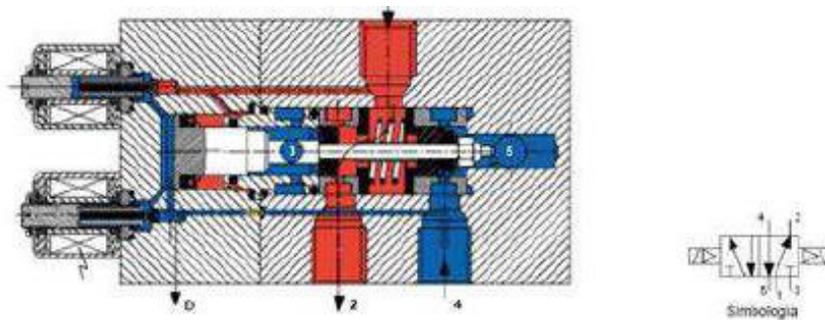


Figura 1.23. Representación de una válvula 5/2.
(Fuente: Orquera J, 2014)

1.6. Benchmarking

La información que se obtiene de la máquina a diseñar y automatizar se puede analizar principalmente por medio del internet, o catálogos ya que no es tan común encontrar coincidencias con las operaciones que realizan máquinas similares, además podemos acceder a su conocimiento mediante papers o revistas internacionales obtenidas de páginas web, las cuales nos van a servir como base para el diseño del modelo que se desee.

En el Ecuador no se cuenta con una industria que presente un producto de estas prestaciones, razón por la cual por lo menos dentro de un marco doméstico no existe un elemento de comparación contra el cual se pueda efectuar un análisis objetivo. Por otro lado, en el caso de recurrir al benchmarking con productos del exterior, puede notarse que existen máquinas que, fabricadas incluso en serie, pueden tener prestaciones que en algunos de los casos serían superiores a las de la máquina propuesta, razón por la cual, en este caso, el benchmarking se propone como un ejercicio más atractivo. Según el análisis realizado de los diferentes tipos de ensambladoras de válvulas de mesa rotativa en el mercado, se puede observar que dentro del mercado internacional podemos encontrar las siguientes empresas con sus respectivas marcas.

1.6.1. Ensambladora automática de válvulas con mesa rotativa. Empresa FIAM Utensili Pneumatici.

Fiam, el primer fabricante italiano de sistemas de atornillado y herramientas neumáticas para la industria, posee setenta años de experiencia e innovación, es líder italiano y uno de los primeros en Europa en su sector. Basándose en su experiencia, Fiam proporciona soluciones para la industria con la mejor tecnología, soluciones que aspiran a optimizar los procesos de producción. Esta máquina posee un funcionamiento automático, aplicado principalmente a válvulas, además de poseer una mesa rotativa, el montaje de válvulas de gas es automático mediante rampas (de varias clases a partir de una a cuatro válvulas). Este dispositivo se puede manejar por medio del uso de dos tornillos en una horquilla del metal. Las horquillas y los tornillos del metal se alimentan automáticamente con altas tarifas de la producción como se observa en la figura 1.24, también se puede adicionar un alimentador vibratorio lineal que pueda dar soporte a la máquina (Direct industry, 2021).

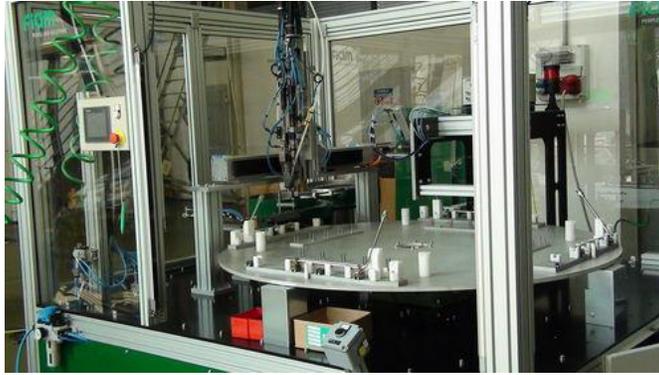


Figura 1.24. Ensambladora automática FIAM.
(Fuente: Direct industry, 2021)

1.6.2. Ensambladora automática TWINS TBR8 para válvulas de bola con mesa rotativa

Esta máquina es construida en Italia por parte de la empresa Twins, la cual existe desde 1995 y es la encargada de construir diferentes tipos de máquinas, dentro de ellas las ensambladoras; estas se caracterizan por su versatilidad en caso de cambio productivo; siendo necesario sustituir tan sólo los aparejos o dispositivos dedicados en caso de fallo o para otros usos, mientras que toda la unidad gracias a las ranuras acanaladas circulares, pueden ser fácilmente desplazados a diferentes posiciones. La ensambladora automática TBR8 como se observa en la figura 1.25, es un módulo flexible, dedicado al montaje y control de varias piezas de alta producción, su increíble flexibilidad le permite afrontar las más variadas solicitudes de mercado. Posee de cuatro a dieciséis estaciones libremente configuradas, hasta dieciséis dispositivos en la mesa para un cambio de aparejo en tiempo cero. Gracias a la mesa CNC, puede funcionar con carga manual o automática, funcionando a través de un sistema eléctrico y neumático integrado en la estructura para permitir desplazamientos fáciles. Sus aplicaciones principales dentro de la industria son para: Válvulas de gas, válvulas esfera, obturadores, inyectores en rubí, y válvulas "one way". (Direct industry, 2021).

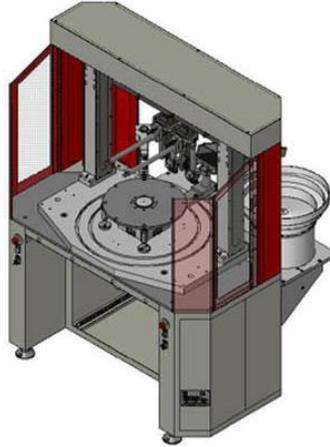


Figura 1.25. Ensambladora automática Twins TBR8.
(Fuente: Direct industry, 2021)

1.6.3. Ensambladora automática A1 para válvulas con mesa rotativa

Esta ensambladora es construida por la empresa A1 TEC SRL, y es considerada una máquina automática de montaje de tres vías de funcionamiento de llave de paso, basada en el uso de una mesa rotativa de dieciséis posiciones. Su proceso de montaje es totalmente automatizado, también ayuda a realizar pruebas de fugas entre la válvula y el cuerpo de la misma, puede ensamblar válvulas de tres vías, cuellos giratorios y cuerpos de llaves de paso. Este tipo de máquinas como se observa en la figura 1.26, pueden generar un promedio de 1500 piezas por cada hora, ya que poseen alimentación automática, en donde se cuenta con una matriz giratoria con 16 espacios, la cual cumple con las normas para asegurar el torque de ajuste entre sus partes, evitando posibles fugas por un mal ensamblaje (Direct industry, 2021).



Figura 1.26. Ensambladora automática A1.
(Fuente: Direct industry, 2021)

1.7. Diseño de elementos mecánicos

Aquí se analiza la naturaleza del diseño mecánico, sus fundamentos teóricos, además de una adecuada selección de los elementos de máquinas (componentes), todo esto a partir de una integración de un sistema coordinado de acuerdo a funciones, requisitos y necesidades específicas (Mott R, 2006). Dependiendo de la configuración geométrica de la sección transversal como también del momento donde se estén analizando los esfuerzos, se van a generar esfuerzos de flexión y torsión debido a las fuerzas externas transversales aplicadas sobre determinados elementos de la máquina, tomando en cuenta también concentradores de esfuerzos.

1.7.1. Condiciones estáticas

Dentro del análisis de condiciones estáticas, tomamos las siguientes consideraciones:

Un momento se considera como un vector perpendicular al plano del elemento a analizar, en donde según la dirección de la fuerza, el momento resultante tendrá un sentido u otro. Este momento M se calcula mediante el producto vectorial de una fuerza F por un vector brazo o distancia d , la cual va desde el punto del cálculo del momento hasta el lugar en donde se aplica la fuerza; esta fórmula se puede ver representada mediante la Ec. 1.1, además el momento también suele recibir el nombre de torque (Meriam J, 1998).

$$M = Fd \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Donde:

M	Momento	[Nm]
F	Fuerza aplicada	[N]
d	brazo o distancia	[m]

Los esfuerzos axiales son aquellos que actúan a lo largo del eje de un elemento estructural de forma uniforme, y se calculan a partir de una fuerza F dividida para el área transversal A del elemento analizado como se indica en la Ec. 1.2 (Mott R, 2006).

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

Donde:

σ_a	Esfuerzo de carga axial	[Pa, Mpa]
F	Fuerza normal	[N]
A	Área transversal	[m ²]

Los esfuerzos normales de flexión surgen de aplicar fuerzas de forma perpendicular al eje principal de un elemento tendiendo a doblarlo; son calculados al multiplicar un momento de flexión M por la distancia del eje neutro c, todo esto dividido para el momento de inercia I como se muestra en la Ec. 1.3 (Mott R, 2006).

$$\sigma_f = \frac{M c}{I} \quad (\text{Ec. 1.3})$$

Donde:

σ_f	Esfuerzo de carga de flexión	[Pa, Mpa]
M	Momento	[Nm]
c	Distancia del eje neutro	[m]
I	Momento de inercia	[m ⁴]

Si tenemos esfuerzos combinados tendremos una suma de esfuerzos axiales y de flexión representado por σ_x en la Ec. 1.4.

$$\sigma_x = \sigma_a + \sigma_f \quad (\text{Ec. 1.4})$$

En los esfuerzos cortantes a cizalla, un par de torsión (torque) T actúa sobre un determinado elemento a una cierta distancia del eje neutro c, dependiendo a su vez del tipo de sección circular para el momento polar J del elemento, y así poder calcular su esfuerzo cortante por torsión usando la Ec. 1.5 (Mott R, 2006).

$$\tau = \frac{T \rho}{J} \quad (\text{Ec. 1.5})$$

Donde:

τ	Esfuerzo cortante de torsión	[Pa, Mpa]
T	Torque exterior	[Nm]
c	Radio de giro	[m]
J	Momento polar de inercia	[m ⁴]

Dentro de la teoría de falla existen diferentes maneras en las que se pueden manifestar las fallas en las piezas terminadas de una máquina, el agrietamiento, deformación permanente o rotura son solamente algunas de ellas. Se podría pensar que las fallas “simples” pueden estudiarse con ensayos “simples”, pero esta es una afirmación bastante ambigua. Las teorías de falla, por tanto, son varias, no existe una sola teoría en general, sino que la forma de aplicación depende de la propiedad del material y el estado del esfuerzo.

Para trabajar con esfuerzos combinados, se puede utilizar la teoría de falla de los materiales de la energía de distorsión máxima o de Von Mises σ' representado en la Ec. 1.6 (Shigley J, 2008).

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

Ahora, si $\sigma_y = 0$, entonces la Ec 1.6 tomaría la forma: $\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$

Si se requiere asegurar que un elemento de máquina no falle trabajando en condiciones estáticas y se encuentra fabricado con un material dúctil, se recomienda utilizar la Ec. 1.7 (Shigley J, 2008).

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{Ec. 1.7})$$

1.7.2. Resistencia a la fatiga para el eje

Las fallas por fatiga se producen principalmente debido a múltiples esfuerzos de flexión y torsión, generalmente cuando existen cambios de sección transversal, chaveteros u orificios en un mismo elemento, generando a su vez concentradores de esfuerzos propicios para una falla. Para evitar este tipo de fallas analizaremos la resistencia de los elementos principales de una ensambladora de válvulas, en la cual se tendrá un área en donde se encuentra el eje, pudiéndose producir

esfuerzos de fatiga, por lo que debemos realizar un análisis de resistencia de vida infinita mediante el uso de los factores de Marín de acuerdo a la Ec. 1.8 (Shigley J, 2008).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (\text{Ec. 1.8})$$

Donde:

- S_e Límite de resistencia a la fatiga crítica
- k_a Factor de condición superficial
- k_b Factor para modificar el tamaño
- k_c Factor para modificar la carga
- k_d Factor para modificar la temperatura
- k_e Factor de confiabilidad
- k_f Factor para modificar varios efectos
- S'_e Límite de resistencia a la fatiga en una viga rotando

De aquí el límite de resistencia a la fatiga rotatoria se calcula a partir de la mitad del valor de la resistencia última a la tensión S_{ut} , todo esto representado mediante la Ec. 1.9.

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad (\text{Ec. 1.9})$$

El factor de condición superficial k_a se calcula por medio de la Ec. 1.10, y va a depender principalmente de que tan bien este realizado el acabado superficial de la pieza analizada.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (\text{Ec. 1.10})$$

El factor para modificar el tamaño k_b se va a calcular a partir de la Ec. 1.11, y va a depender esencialmente del tamaño del elemento analizado.

$$k_b = (d/7,62)^{-0,107} \quad (\text{Ec. 1.11})$$

Para cargas combinadas se utiliza $k_c = 1$, como si fuera flexión, si la temperatura de trabajo es al ambiente, entonces $k_d = 1$, Para una confiabilidad del 99.99% se utilizará $k_e = 0.702$ (Shigley J, 2008). El factor de concentración de tensiones modificado a la fatiga $k_f = 1$, pues cuando se

tiene cargas combinadas, es mejor modificar los esfuerzos tanto en los momentos flectores y los torques usando K_f .

Cabe recalcar que cuando un elemento de máquina trabaja con cargas combinadas M_a , T_m ; es mejor corregir los esfuerzos antes que corregir el límite de resistencia a la fatiga, esa es la razón por la que anteriormente $k_f = 1$, teniendo en cuenta que se trabaja con las Ec. 1.12 y Ec. 1.13.

$$\sigma_a = K_f \left(\frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \right) \quad (\text{Ec. 1.12})$$

$$\tau_m = K_{fs} \left(\frac{16 * T_m}{\pi * d^3} \right) \quad (\text{Ec. 1.13})$$

Donde K_f y K_{fs} llamados factores de concentración de esfuerzos por fatiga, son representados en las Ec. 1.14 y Ec. 1.15.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ec. 1.14})$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec. 1.15})$$

Donde:

q Índice de sensibilidad al entalle a la flexión

q_s Índice de sensibilidad al entalle a la torsión

Al utilizar la teoría de falla de los materiales de la energía de distorsión máxima (Von Mises), de acuerdo a la Ec. 1.6, y el criterio de falla a la fatiga de Goodman de la Ec. 1.16 pasamos a determinar el diámetro del eje (Shigley J, 2008).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (\text{Ec. 1.16})$$

Donde:

- σ'_a Esfuerzo amplitud equivalente
- σ'_m Esfuerzo medio equivalente
- n Factor de seguridad para fatiga
- S_e Límite de resistencia a la fatiga
- S_{ut} Límite de resistencia última a la tracción

Con el criterio de Von Misses para el esfuerzo amplitud equivalente $\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 * \tau_{xya}^2}$ y el criterio de Von Misses para el esfuerzo medio equivalente $\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 * \tau_{xym}^2}$ reemplazados en la Ec. 1.16 del criterio de falla a la fatiga de Goodman, se obtiene la ecuación para el diámetro:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} 4(K_f M_a)^2 + \left[3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} 4(K_f M_m)^2 + \left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

Debemos considerar que para ejes rotatorios que poseen cargas tanto de flexión como de torsión, mediante el criterio de falla de Goodman modificado tenemos que $M_m = T_a = 0$, siendo reemplazados estos valores en la ecuación previamente nombrada, definiéndose el diámetro del eje de una mejor forma mediante la Ec. 1.17 (Shigley J, 2008).

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{\left[3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec. 1.17})$$

1.7.3. Análisis de rodamientos

Se pueden tener rodamientos de diferentes formas y dimensiones, ya sean estos rectos, cónicos o de aguja, capaces de soportar cargas radiales, de empuje o combinadas; los cuales van montados sobre ejes de varios diámetros con la finalidad de poder asentarse sobre los cambios de sección generados.

De acuerdo a recomendaciones de fabricantes en base a rendimiento y condiciones de funcionamiento, se debe realizar un análisis dinámico considerando las cargas que se van a aplicar sobre el eje por medio de la Ec. 1.18 (SKF, 2021).

$$P = xF_r + yF_a \quad (\text{Ec. 1.18})$$

Donde:

P	Carga dinámica	[kN]
F_r	Carga radial	[kN]
F_a	Carga axial	[kN]
x	Factor de carga radial	
y	Factor de carga axial	

Asimismo, para calcular la vida de diseño (adimensional) para una determinada carga se utiliza la Ec. 1.19 (SKF, 2021).

$$X_D = \frac{L}{L_{10}} \quad (\text{Ec. 1.19})$$

Donde:

X_D	Vida de diseño
L	Múltiplo de la vida nominal
L_{10}	Vida nominal del rodamiento

Si se conoce el valor de la carga dinámica P para los rodamientos, podemos determinar también la vida nominal del mismo mediante la Ec. 1.20, conocida también como el décimo percentil de la distribución de revoluciones a falla de rodamientos (SKF, 2021).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (\text{Ec. 1.20})$$

Donde:

- L_{10} Vida nominal del rodamiento
- C Capacidad de carga dinámica
- P Carga dinámica del rodamiento
- k Exponente de vida útil de rodamientos (por lo general 3)

Se debe analizar la confiabilidad del rodamiento para verificar si este es o no aplicable para la máquina que se esté diseñando, entonces utilizamos la Ec. 1.21 y su resultado debe estar dentro de un rango aceptable de 0,9 a 1 de confiabilidad (SKF, 2021).

$$R = \exp \left[- \left(\frac{X_D - X_o}{\theta - X_o} \right)^b \right] \quad (\text{Ec. 1.21})$$

Donde:

- R Confiabilidad
- X_D Vida de diseño
- X_o Valor mínimo de la vida de diseño
- θ Parámetro correspondiente a 63.21 del percentil de la variable de diseño
- b Parámetro de forma que controla es sesgo

En los rodamientos cónicos una carga radial es capaz de generar una reacción con una carga de empuje inducida, la cual es representada mediante la Ec. 1.22 (SKF, 2021).

$$F_a = \frac{0,47 F_r}{K} \quad (\text{Ec. 1.22})$$

Donde:

- F_a Carga de empuje inducido
- F_r Carga radial
- K Relación de la carga de clasificación de carga radial

Para desglosar más, tenemos también que esta relación de carga K se puede determinar mediante la relación $K = 0,389 \cot(\alpha)$, donde α es la mitad del ángulo de la copa del rodamiento. Además, tenemos que dentro de la relación vida - confiabilidad para rodamientos cónicos encontramos una notación de C_{10} en la cual el subíndice 10 significa que tiene un nivel de fallo del 10 % y una confiabilidad del 90 %, estos valores se pueden comprobar mediante la Ec. 1.23 para posteriormente ser verificados mediante catálogos (SKF, 2021).

$$C_{10} = F_D \left[\frac{X_D}{X_o + (\theta - X_o)(1-R)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad (\text{Ec. 1.23})$$

Donde:

C_{10}	Nivel de fallo del rodamiento
F_D	Carga variable en la superficie de rodamiento
X_D	Vida de diseño
X_o	Valor mínimo de la vida de diseño
θ	Parámetro correspondiente a 63.21 del percentil de la variable de diseño
R	Confiabilidad del rodamiento
b	Parámetro de forma que controla es sesgo
a	Constante de rodamientos cónicos

1.7.4. Análisis de tornillos y pernos

Cuando hablamos de unión de elementos, este pasa a ser un tema importante dentro del área de diseño de máquinas, ya que se debe comprender más a fondo el funcionamiento tanto de sujetadores como de uniones bajo diversas condiciones de diseño y uso. Se sabe además que existen pernos, tornillos y tuercas estandarizados según catálogos para tener una mayor precisión al momento de necesitar trabajar con cualquiera de estos elementos. Existen al menos 20 clases de roscas para tornillos y pernos, sin embargo, nos enfocaremos en la más utilizada y recomendada, es decir la rosca métrica ISO (M) de diseño cilíndrico paralelo o recto, formada por un filete de forma helicoidal cuya forma genera un triángulo equilátero truncado en su cresta y con valles redondeados, formando ángulos de 60 grados, y para medir el paso de estas roscas se debe tomar la distancia entre dos crestas continuas. Una rosca básica y todas sus partes principales se pueden observar en la figura 1.27 (Shigley, 2008).

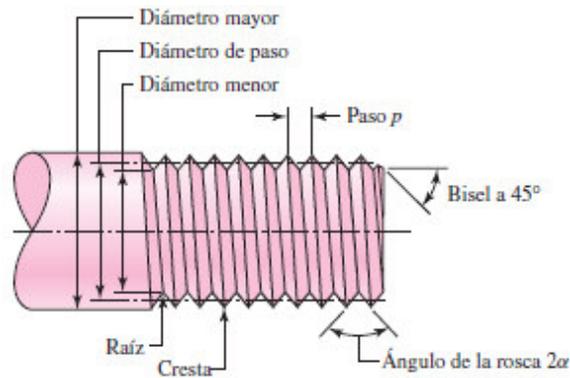


Figura 1.27. Perfil básico de una rosca.
(Fuente: Shigley, 2008)

Si se desea conocer más información acerca del tipo de rosca se debe analizar en base a su diámetro nominal como lo indica la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Diámetros y áreas de roscas métricas.

Diámetro mayor nominal d , mm	Paso P , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1,6	0,35	1,27	1,07
2	0,40	2,07	1,79
2,5	0,45	3,29	2,98
3	0,5	5,03	4,47
3,5	0,6	6,78	6,00
4	0,7	8,78	7,75
5	0,8	14,2	12,7
6	1	20,1	17,9
8	1,25	36,6	32,8
10	1,5	58,0	52,3

(Fuente: Shigley, 2008, pág. 398)

Para analizar la rigidez de los elementos de sujeción tales como tornillos, pernos y arandelas, primero debemos comprender que su propósito primordial es el de sujetar dos o más elementos de forma conjunta, esto se logra al girar la tuerca del perno, generándose una fuerza de sujeción lo suficientemente fuerte como para que no sea fácil su separación, obteniéndose de esta forma una junta de tipo empernada con sus respectivos datos iniciales, es decir su geometría tal como se observa en la figura 1.28.

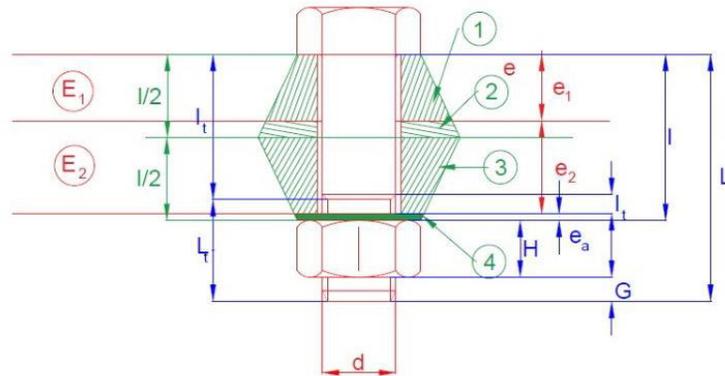


Figura 1.28 Geometría de una junta empernada.

Donde:

- e_1 Espesor de la placa nro. 1 de acero de la junta empernada
- e_2 Espesor de la placa nro. 2 de acero de la junta empernada
- E_1 Módulo de Young de la pieza 1 de acero
- E_2 Módulo de Young de la pieza 2 de acero
- d Diámetro nominal de la rosca del perno
- e_a Espesor de la arandela (en el caso de que sea añadida)
- H Altura de la tuerca
- G Distancia roscada sobrante del perno (2 - 6 mm)
- L Longitud total del perno (teórica)
- L_T Longitud total roscada del perno
- l_d Longitud no roscada
- l Agarre del perno
- l_t Longitud roscada

Sabemos además que según Shigley (2008) para hallar la longitud total de un perno tenemos que: $L = l + H + 6$ mm y para la longitud total roscada del perno $L_T = 2d + 6$ mm; así también para la longitud no roscada utilizamos $l_d = L - L_T$, y para la longitud roscada $l_t = l - l_d$. (p.420).

Cabe recalcar que la longitud calculada del perno es netamente teórica, por lo que se debe hallar en casas comerciales pernos con dimensiones lo más cercanas posibles.

Posteriormente se tiene que determinar el área no roscada del perno $A_d = \pi * \frac{\phi^2}{4}$, y el área roscada del perno A_t que se encuentra dentro de la tabla 1.1 a partir del diámetro nominal elegido. Esto nos demuestra que dentro de la junta empernada se encuentran dos resortes conectados en serie, uno roscado k_t y uno no roscado k_d , y al sumar las dos secciones se obtiene k_b , conocida como constante elástica de un perno como se puede observar en la figura 1.29.

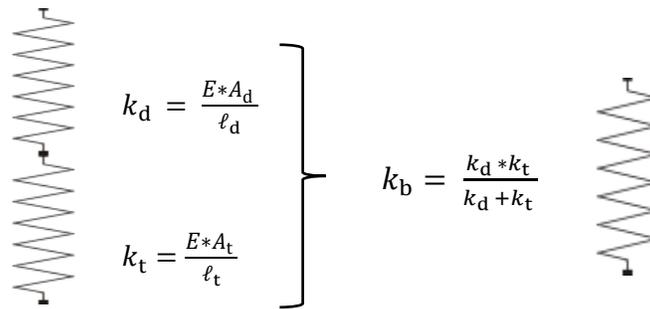


Figura 1.29 Constante de recuperación elástica k_b de un perno.

Debido a esto se produce una fuerza de tensión a causa de la sujeción producida, induciendo cargas de compresión en los miembros atornillados, por lo que el índice de rigidez en este tipo de elementos se calcula mediante la relación de la fuerza aplicada con la deflexión producida por la misma como se observa en la Ec. 1.24 (Shigley, 2008).

$$k_b = \frac{k_d * k_t}{k_d + k_t} \quad (\text{Ec. 1.24})$$

Donde:

- k_b Constante de recuperación elástica del perno
- k_d Constante de recuperación elástica del área no roscada del perno
- k_t Constante de recuperación elástica del área roscada del perno

También dentro de la figura 1.28 se pueden divisar tres conos de compresión con sus respectivas secciones, y en el caso de utilizar una arandela se debe añadir un nuevo cono de compresión para esta sección, al ser estas cuatro secciones del mismo material, es decir de acero A-36, entonces en elementos o placas que conforman una junta atornillada o empernada se puede calcular su rigidez mediante la Ec. 1.25 como si fueran solamente dos conos de compresión

simétricos y no cuatro, pero en el caso de que tuviéramos materiales diferentes, se tendrían que calcular los cuatro conos de compresión por separado.

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln\left(5 * \frac{0.5774 * L + 0.5 * d}{0.5774 * L + 2.5 * d}\right)} \quad (\text{Ec. 1.25})$$

A su vez si se desea conocer la resistencia a la fluencia de este tipo de tornillos o pernos para posteriores cálculos, debemos elegir de acuerdo al tamaño deseado para un primer acercamiento un material de clase 5,8 en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Clases métricas para propiedades de tornillos y pernos.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños	Resistencia de prueba mínima S_p , MPa	Resistencia mínima a la tensión S_{ut} , Mpa	Resistencia mínima a la fluencia S_{yt} , MPa	Material
4,6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono
5,8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono
8,8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R
10,9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Acero aleado, T y R

(Fuente: Shigley, 2008, pág. 420)

En juntas empernadas o atornilladas que poseen uniones a tensión existe una carga P la cual puede causar un alargamiento o estiramiento de las uniones a través de una distancia δ .

Como $P = P_b + P_m$, entonces tenemos las Ec. 1.26, 1.27 y 1.28 para desglosar de mejor manera la carga P

$$P_b = \frac{k_b * P}{k_b + k_m} = CP \quad (\text{Ec. 1.26})$$

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P \quad (\text{Ec. 1.27})$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 1.28})$$

Donde:

- P Carga externa de tensión
- P_b Parte de la carga P del perno
- P_m Parte de la carga P de los elementos unidos
- C Fracción de la carga P soportada por el perno (constante de rigidez)
- $1 - C$ Fracción de la carga P soportada por los elementos unidos

Por lo que la carga resultante sobre el perno es $F_p = P_p + F_i = CP + F_i$; y la carga de los elementos conectados es $F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i$, siendo F_i la precarga aplicada como fuerza de sujeción.

Dentro de la relación entre el par de torsión y la tensión del perno es importante conocer el torque T , necesario para que se pueda efectuar la precarga requerida F_i y se tenga un apriete firme siempre y cuando se conozca el diámetro nominal d , esto a través de la Ec. 1.29.

$$T = K * F_i * d \quad (\text{Ec. 1.29})$$

Cabe recalcar que, en pernos en lugar de tener un factor de seguridad, estos poseen un factor de carga igualmente conocido con la letra n , siendo representada mediante la Ec. 1.30.

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)} \quad (\text{Ec. 1.30})$$

Donde:

n	Factor de carga del perno
S_p	Esfuerzo del perno
A_t	Área total del perno
F_i	Precarga del perno
N	Número de pernos
P	Carga externa

1.7.5. Análisis de resortes

Los resortes son elementos activos utilizados generalmente para ejercer una fuerza controlada ya sea de tracción, empuje o radial y a su vez almacenar energía para luego ser liberada. A estos los podemos clasificar según su forma, material o tamaño y son capaces de resistir cargas de tensión, torsión y compresión. Como ejemplos de tenemos: resortes planos, redondos, cuadrados, helicoidales y de extensión, este último representado mediante la figura 1.30 (Shigley, 2008).

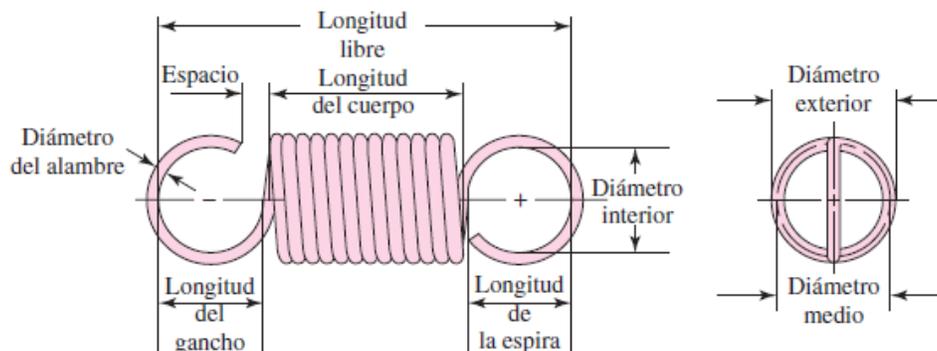


Figura 1.30 Geometría de un resorte de extensión.
(Fuente: Shigley, 2008)

Lo primordial a analizar en los resortes es la relación que existe entre la carga ejercida y la deflexión provocada por esta, utilizando la Ec. 1.31.

$$F = F_i + kx \quad (\text{Ec. 1.31})$$

Donde:

- F Fuerza que ejerce el resorte
- F_i Tensión inicial en el resorte
- k Constante elástica del resorte
- y Extensión del resorte más allá de su longitud de operación

En cuanto a materiales de resortes se puede elegir la mejor opción a partir de la tabla 1.3.

Tabla 1.3. Materiales recomendados para la fabricación de resortes.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi* pulg ^m	Diámetro, mm	A, MPa* mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano	A228	0,145	0,004-0,256	201	0,10-6,5	2211	2,6
Alambre T y R en aceite	A229	0,187	0,020-0,500	147	0,5-12,7	1855	1,3
Alambre estirado duro	A227	0,190	0,028-0,500	140	0,7-12,7	1783	1,0
Alambre al cromo vanadio	A232	0,168	0,32-0,407	169	0,8-11,1	2005	3,1
Alambre al cromo silicio	A401	0,108	0,063-0,375	202	1,6-9,5	1974	4,0
Alambre inoxidable 302	A313	0,146	0,013-0,10	169	0,3-2,5	1867	7,6-11

(Fuente: Shigley, 2008, pág. 507)

Para estimar la resistencia mínima de tensión de los materiales (alambres) a ser usados en los resortes utilizamos la Ec. 1.32 y las constantes A y m las obtenemos de la tabla 1.3.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (\text{Ec. 1.32})$$

Donde el esfuerzo de fluencia de un alambre de un resorte que se encuentra a torsión será estimado como $S_y = 0.75S_{ut}$ y cuando este esfuerzo sea cortante se calculará de la siguiente

manera $S_{sy} = 0.45S_{ut}$. También es necesario determinar el índice C del resorte, el cual se calcula mediante la relación del diámetro externo del resorte D con el diámetro del alambre d como lo indica la Ec. 1.33 (Shigley, 2008).

$$C = \frac{D}{d} \quad (\text{Ec. 1.33})$$

Debemos saber que cuando no se está ejerciendo ninguna fuerza sobre el resorte, se tiene una longitud conocida como longitud libre L, pero si existe una fuerza que se encuentra actuando sobre el resorte, este se comprimirá hasta que todas sus espiras se encuentren en contacto, en este momento la longitud del resorte será su longitud mínima comprimida conocida como Ls. Dicha fuerza va a trabajar de forma lineal sobre el resorte, pero por lo general cuando este se encuentra trabajando, no va a estar comprimido en su totalidad por lo que se genera una longitud de operación Lo (Mott R, 2006).

En el caso de máquinas de trabajo continuo, es recomendable utilizar resortes de extensión como se puede observar en la figura 1.30, ya que estos pueden soportar de mejor manera cargas de tensión; desde su soporte hasta el cuerpo del mismo, debido a los ganchos que posee en sus extremos, por lo tanto, el máximo esfuerzo de tensión ejercido por este tipo de resortes se verá reflejado mediante la Ec. 1.34.

$$\sigma A = F \left[(K)_A \frac{16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] \quad (\text{Ec. 1.34})$$

Donde $(K)_A$ es el factor de corrección del esfuerzo a flexión de la curva dado por la Ec. 1.35.

$$(K)_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (\text{Ec. 1.35})$$

Para determinar el esfuerzo inicial de precarga del resorte τ_i sin factor de corrección y verificar primero sus condiciones utilizamos la Ec. 1.36.

$$\tau_i = \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 1.36})$$

Si se desea, este esfuerzo también puede representarse en términos de torsión no corregida preferida mediante la Ec. 1.37.

$$\tau_i = \frac{33500}{\exp(0.105C)} \pm 1000 \left(4 - \frac{C-3}{6.5} \right) \quad (\text{Ec. 1.37})$$

Para resortes helicoidales de extensión se deben analizar el número de espiras equivalentes en el cuerpo del resorte N_b y el número de vueltas activas N_a del mismo mediante las Ec. 1.38 y 1.39.

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8kD^3} \quad (\text{Ec. 1.38})$$

$$N_b = N_a - \frac{G}{E} \quad (\text{Ec. 1.39})$$

A continuación, una vez analizados el número de espiras se puede proceder a expresar la longitud libre L_o de un resorte usando la Ec. 1.40.

$$L = L_o + x \quad (\text{Ec. 1.40})$$

Entonces para determinar la longitud total L del resorte se tendrá que sumar la longitud original L_o más su extensión x como indica la Ec. 1.41.

$$L_o = 2(D - d) + (N_b + 1)d = (2C - 1 + N_b)d \quad (\text{Ec. 1.41})$$

Después de haber calculado todos estos parámetros, tomaremos en cuenta que la tasa del resorte tiene que estar entre el 15% y 85% de su deflexión final para que el resorte funcione y tenga un comportamiento netamente lineal (Shigley, 2008).

1.8. Selección de materiales

Dentro de la manufactura de las piezas que conforman la máquina ensambladora, es necesario tomar en cuenta su funcionalidad, en esta circunstancia sería la de ensamblar y trasladar válvulas de gas de un lugar a otro, por lo que se deben elegir materiales que sean robustos y a su vez de buena calidad debido al constante trabajo al que van a estar sometidos. Los materiales de las piezas se dividen en: Acero ASTM-A36 para todo lo que tiene que ver con la parte estructural de la máquina y acero AISI 1006 conocido también como acero simple al carbono, necesario para los elementos de trabajo que generalmente poseen forma cilíndrica o curvada como lo son el eje, el trinquete, la cuña de retención y el alimentador.

Habiéndose elegido el acero estructural ASTM-36 principalmente por su buena resistencia a esfuerzos de fatiga, su dureza y buenas aplicaciones para soldabilidad y sujeción; además de poseer un comportamiento lineal y elástico hasta llegar a la fluencia, logrando que este tipo de acero sea el más utilizado dentro de las industrias. Para el acero AISI 1006, sus propiedades más importantes son su buena conformabilidad, ductilidad, admisión de soldadura, tampoco es frágil, es decir no es propenso a romperse y no requiere de tratamientos térmicos adicionales, por lo que es perfecto para piezas que se encuentran en continuo movimiento (Mott R, 2006).

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se procede con el desarrollo del planteamiento del problema mediante un análisis utilizando el proceso de diseño concurrente (Riba, 2002, p. 78), mediante una secuencia lógica de actividades, partiendo de la definición del producto dentro del cual se encuentran la determinación de especificaciones técnicas, además de la casa de la calidad con sus respectivos requerimientos en base a su funcionamiento.

Como segundo punto dentro de este proceso se encuentra el diseño conceptual de la máquina, en donde se procede a realizar un análisis funcional y operacional de la ensambladora de válvulas de gas a través de una descomposición y estudio de sus diferentes módulos y componentes principales, para posteriormente una vez seleccionada la mejor opción, continuar con el diseño de materialización y de detalle, en donde se concretarán los cálculos por medio del diseño de elementos de máquinas, dimensionamiento y descripción de detalles; para así lograr obtener el producto final reflejado en los planos de conjunto y de taller.

2.1. Definición del producto

La ensambladora de válvulas de gas es un dispositivo semiautomático, diseñado y creado con la finalidad de controlar una correcta y eficiente unión o ensamble de dos o más piezas; en este caso las agujas son introducidas dentro de unos tochos cilíndricos de bronce previamente torneados, formando las válvulas que posteriormente servirán para ser usadas en los tanques de GLP.

2.1.1. Determinación de las especificaciones técnicas

Se propone diseñar una máquina que debe satisfacer las necesidades de las empresas dedicadas al envasado y mantenimiento de tanques de gas de 15 kilos que se puedan obtener en el mercado nacional. Para este caso, teniendo en cuenta que no se posee una máquina que sea directamente adquirible, se ha optado por cotejarla con una embotelladora que tiene un modo de funcionamiento similar, aunque evidentemente su objetivo es totalmente diferente; pero, por otro lado, sus movimientos y modo de funcionamiento son bastante semejantes.

Además, el estado actual en el que las fábricas del Ecuador se encuentran ensamblando estas piezas es mediante un modo manual, por lo que se desea mejorar esta parte del proceso con una máquina semiautomática que permita aumentar la producción sin disminuir ninguna característica funcional importante y manteniendo la última palabra sobre la producción en el factor humano.

2.1.2. Aplicación de la casa de la calidad

Las especificaciones técnicas de la máquina a construir se determinan con el uso de la herramienta QFD también conocida como “casa de la calidad” (Riba, 2002, p. 172), en nuestro caso para un producto con el cual se da a conocer tanto la voz del usuario como la del ingeniero y así tomar en cuenta las variables cuantificables más relevantes para el diseño de la máquina según requerimientos solicitados y adecuados, pudiéndose observar un ejemplo más detallado de lo que es y cómo se compone la casa de la calidad en la figura 2.1.

Para la obtención de los requerimientos funcionales preliminares del producto se visitaron las instalaciones de la fábrica Eni Esacontrol S.A. y se entrevistó al director de planta, el cual nos proporcionó información relevante referente a las demandas del producto detalladas a continuación: proceso de fabricación fácil, bajo precio, funcionamiento rápido, velocidad regulable, producto durable, instalaciones sencillas, no se dañe con frecuencia y no requiera mucha atención por parte del operario para su funcionamiento. Ahora los potenciales clientes deben esperar a que se entregue un producto que se asemeje lo mejor posible a sus requerimientos.

Habiéndose logrado conocer los requerimientos específicos del proceso a ser intervenido, se intenta expresarlos introduciendo la ingeniería para cumplir con las demandas del cliente, traduciéndose como requerimientos técnicos ponderables tales como: control de los parámetros: velocidad angular (w), tiempo (t), altura (h), pistones neumáticos veloces con modo de retorno rápido, pinzas, rodamientos, electroválvulas 5/2, bastidor de acero estructural, PLCs, Programación de PLCs.

2.1.4. Especificaciones técnicas

Mediante el uso de la Casa de la Calidad se han podido identificar en conjunto con los requerimientos directos del cliente las especificaciones técnicas que deben observarse y comprobarse dentro del diseño que se ha encomendado. Estas especificaciones den ser directas y encontradas mediante la herramienta QFD, las cuales se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Materiales recomendados para la fabricación de resortes.

Empresa Cliente:		Producto: Máquina ensambladora de válvulas de gas	Fecha Inicial: 25/02/2021	
EPN			Última Revisión: 10/12/2021	
Diseñadores: Miguel Anda, Diego Sánchez.			Página 1	
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		C	R	Máquina para ensamblar válvulas de gas según normativa ecuatoriana. Fabricación de 3600 válvulas por jornada, 7,5 válvulas por minuto
Dimensiones		C	D	De no más de un metro de largo, 0,5m de ancho, 1,30 m de alto.
Movimiento		C	R	Cada parte móvil no debe superar el alcance máximo determinado para cada pieza, limitado por el alcance de cada pistón neumático individual (60 grados en alimentadora, 10cm en desarmador neumático, 60 grados y 7 cm en brazo de desmontaje)
Fuerzas		D	R	Torque aplicado del desarmador neumático de 300Nm, ritmo de ensamble de 7,5 válvulas por minuto
Materiales		D	R	Aceros comerciales de características comprobables, dureza, resistencia, tenacidad, soldabilidad, maquinabilidad comercial
Tiempos		C	R	mínimos de 7,5 unidades ensambladas por minuto

Automatización		C	R	Accionadora inicial manual, PLC S7-200, electroválvulas 5/2 de accionamiento regulable.
Energía		D	R	Eléctrica para un compresor de 200 litros y 2hp, eléctrica para un PLC de pequeñas dimensiones para las electroválvulas 5/2, normas ISSA.
Señales de Control		D	R	Debe manejarse semiautomáticamente mediante pulsos de corriente continua a cada una de las electroválvulas 5/2 emitidas desde un PLC de señales digitales tipo TTL (no mayores a 5 o 12 voltios DC).
Fabricación		C	R	Normativas de construcción con medidas comerciales, roscas, aprietes, ajustes, aplicación de sistemas agujero único y eje único, norma ISO.
Vida útil		C	D	Por lo menos una media de 10 años de uso calendario.
Costos		C	R	No mayor a \$8000 (dólares EEUU)
Seguridad		C	R	Piezas y partes móviles operen dentro de velocidades seguras de operación proporcionadas por las características de un sistema de aire comprimido, no más de 45 dB para ambientes cerrados
Ambiente		C	R	Generación de ruido no supere la media de las máquinas neumáticas, no se generen desperdicios en el piso o lugar de trabajo

C = Cliente
R = Requerimiento
D = Deseo, Diseñador

2.2. Diseño conceptual

Este diseño parte con la especificación del producto, además de pensar en diferentes alternativas de solución y al final definir cuál será la más conveniente, para posteriormente evaluarla y validarla. En esta etapa podría volver a estudiarse algún requerimiento en caso de toparse con soluciones que sean demasiado complejas de implementar, dándose rienda suelta a la creatividad; pero no por eso dejar de lado el pensamiento crítico al momento de evaluar las soluciones. Se menciona igualmente que en esta etapa no puede obviarse la objetividad, debido a que, en caso de omitir algún requerimiento particular, esto se volverá en un problema grave a futuro; si no lo es desde un punto de vista económico, por lo menos seguramente lo será desde el punto de vista técnico – tecnológico.

2.2.1. Análisis funcional

Para el desarrollo del análisis funcional de una máquina ensambladora de válvulas de gas se toma como referencia el mejoramiento continuo de productos y servicios (Riba, 2002). Además, la ingeniería concurrente establece cuales son las herramientas para el diseño y creación de un producto con las que se debe manejar también el concepto de modularidad en los sistemas involucrados en el mismo, dividiendo a la ensambladora de válvulas de gas en módulos para que su análisis sea más fácil y entendible. Con la división en módulos el objetivo es llegar a formar una estructura funcional del producto, ya que la aplicación de diagramas funcionales nos permite identificar las funciones principales y secundarias de la máquina, interrelacionándose entre sí.

Las funciones primarias son aquellas por las que el cliente adquiere o compra el producto que, en nuestro estudio, es el de obtener las válvulas de gas ensambladas y distribuirlas de una forma automatizada. Las funciones secundarias son aquellas que permiten que la función primaria se logre satisfactoriamente, dentro de las cuales tenemos: mover los discos de alimentación, atornillar las válvulas y moverlas con los brazos neumáticos.

La descomposición del producto se lleva a cabo mediante diagramas de flujo en los que aparecerá cada función, que puede tener tres tipos de entradas y salidas: energía, material y señal. Los diagramas de flujo se presentan en diferentes niveles, comenzando con el nivel cero (función global), continuando con el nivel uno, hasta llegar al nivel que se estime adecuado o conveniente.

Como primer punto dentro del análisis funcional tenemos al nivel cero, el cual indica la función global de la máquina, es decir el ensamble automatizado de válvulas de gas, todo esto con ayuda de sus respectivas entradas con la finalidad de encontrar una salida, como se puede observar en la figura 2.2.

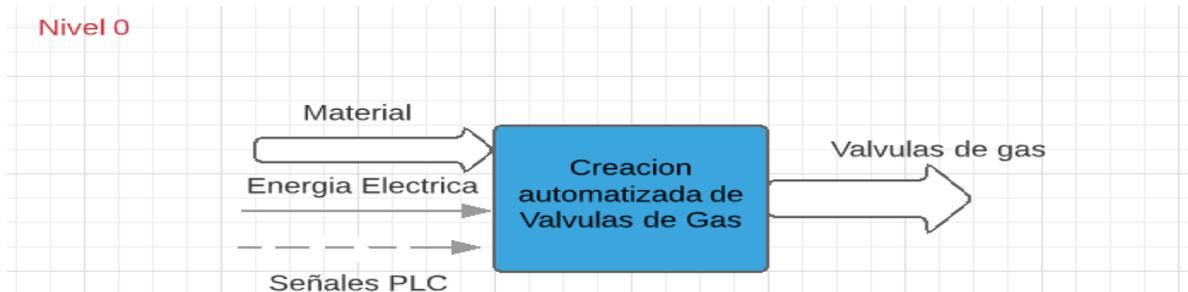


Figura 2.2. Nivel 0 del diagrama funcional.

Dentro del nivel uno se encuentran los módulos de operación o subactividades esenciales para que se pueda cumplir la función principal del nivel cero, en este caso se dividió a la máquina en tres módulos como se observa en la figura 2.3.

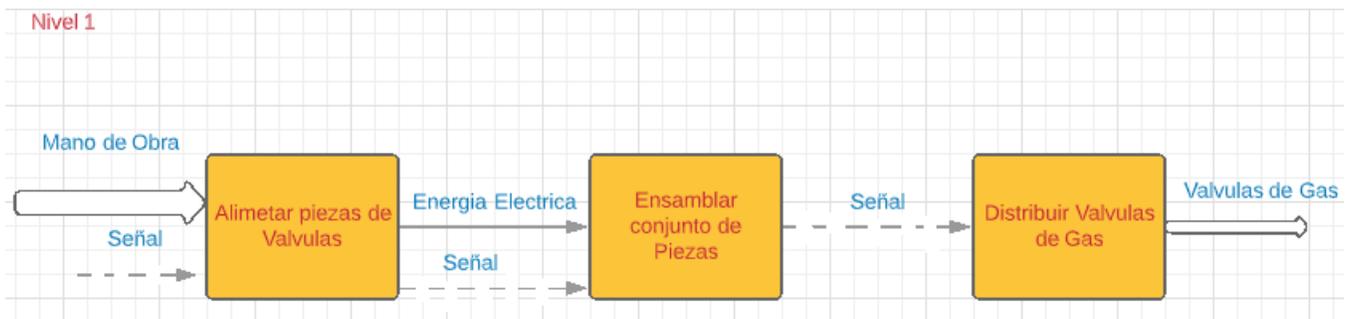


Figura 2.3. Nivel 1 del diagrama funcional.

Como último nivel dentro de la estructura del diagrama funcional tenemos al nivel dos, en el que se procederá a desglosar cada módulo del nivel uno en subfunciones, teniendo un mínimo suficiente de estas para cumplir con todos los movimientos específicos que debe realizar la máquina, viéndose este nivel del diagrama funcional de forma detallada en la figura 2.4.

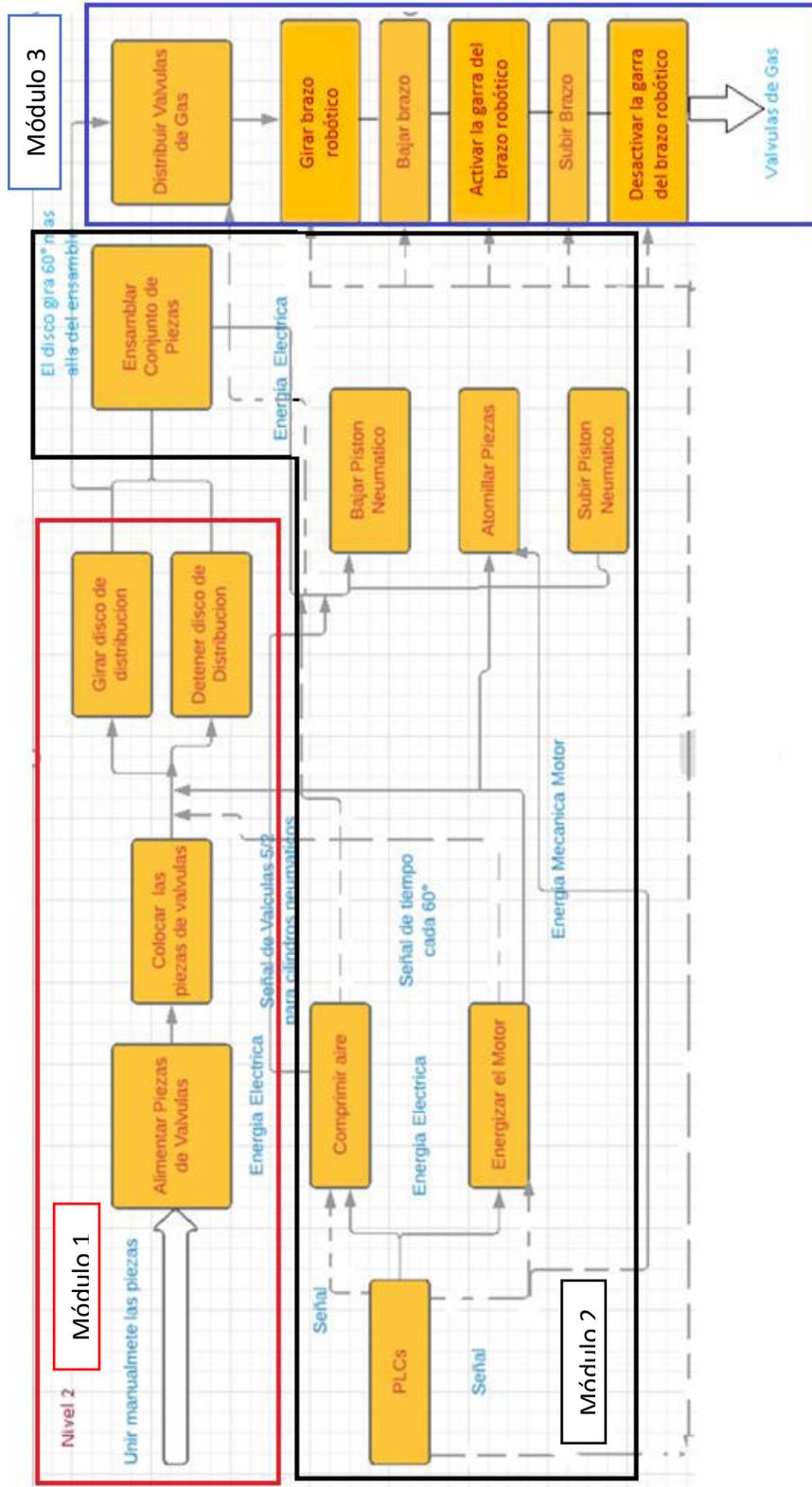


Figura 2.4. Nivel 2 del diagrama funcional.

Una vez analizado el diagrama funcional de la máquina, se dan a conocer las alternativas de solución para cada módulo de la ensambladora de válvulas de gas, con la finalidad de descubrir más a fondo como podría funcionar y que se podría tener como mejor opción para su desarrollo, realizándose un estudio de los siguientes 3 subsistemas o módulos:

- Módulo 1: Sistema de alimentación.
- Módulo 2: Sistema de ensamblado.
- Módulo 3: Sistema de transporte mediante brazo robótico.

2.2.2. Sistema de alimentación de piezas

Dentro del módulo 1 encontramos las siguientes funciones a desempeñar: colocar las piezas a ensamblar, girar y detener el disco alimentador y fijar la mesa rotatoria, proponiéndose diferentes soluciones para cada función.

Para colocar las piezas a ensamblar, se toma a consideración una sola alternativa, siendo la más eficiente para aprovechar el espacio no solo de las instalaciones sino también para alimentar la máquina a fin de que se ensamblen las piezas, es así que se opta por un disco de distribución donde se pueden alojar 6 elementos a la vez como se observa en la figura 2.5, los mismos que van a ser ensamblados.

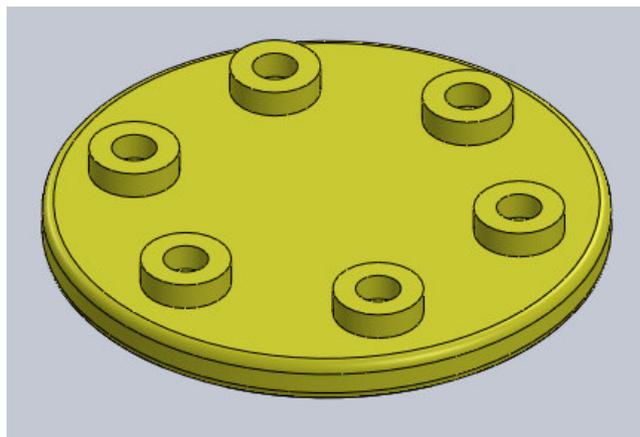


Figura 2.5. Disco de alimentación.

Como ventajas de este disco de distribución tenemos que se obtienen un gran número de alojamientos, es compacto en comparación a una línea de alimentación, a la vez que posee una facilidad de uso y se encuentra compuesto de materiales accesibles, claro que también pueden aparecer desventajas ya que, según su número de piezas a alimentar, el disco incrementa sus dimensiones diametrales, aumentando a su vez volumen y peso y debido a su forma muchas de las veces su maquinado se vuelve complejo.

La segunda función del módulo 1 es la de girar y detener el disco alimentador, aquí se necesita que a medida que se alimenten las piezas en el disco, este vaya desplazándose cada cierto tiempo con un determinado grado de rotación de acuerdo al número máximo de piezas que pueda aglomerar el disco alimentador, siendo preciso en su giro y posición al moverse y detener su movimiento, además de estar sincronizado con el próximo modulo en donde se juntan las piezas de forma permanente. Se tienen las siguientes opciones a esta necesidad de solución:

El giro y detención mediante motor reductor como se observa en la figura 2.6, es el método más fácil en donde se desea que el movimiento del eje del motor acoplado mediante un piñón y engranaje puedan transmitir movimiento al eje de la mesa y así girarla, además este giro puede ser controlado mediante un sistema de PLCs.

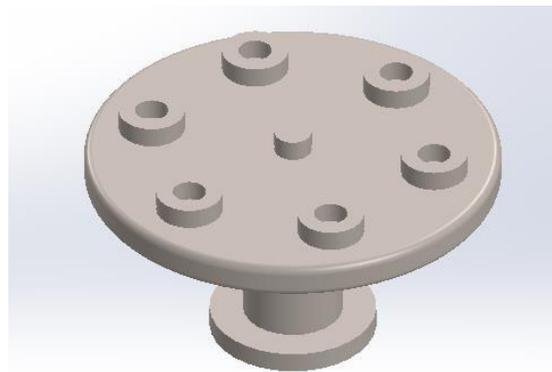


Figura 2.6. Motor reductor.

Este tipo de equipo tiene como ventajas: una fácil adquisición por la gran cantidad de catálogos existentes, es desmontable para poder ser utilizado en otras máquinas o para darle un mantenimiento periódico sin necesidad de un experto y debido a su poca potencia posee dimensiones reducidas. Este tipo de equipos pueden comenzar a fallar con largas jornadas de trabajo, además de poseer una complicada programación debido a la calibración del tiempo y

rotación a una velocidad determinada, por lo que estas características pasarían a ser tomadas como desventajas del equipo en cuestión.

El giro y detención mediante cilindros neumáticos y guías de rueda como se observa en la figura 2.7, es otra de las opciones a considerar, ya que es un método de ejecución sencilla, que bien podría ser manual pero también semi automatizado, donde la rotación se da mediante el empuje de un cilindro neumático a cierta distancia para generar un momento angular donde la rueda o disco determina los grados de desplazamiento de este, de acuerdo a un corto avance del cilindro neumático.

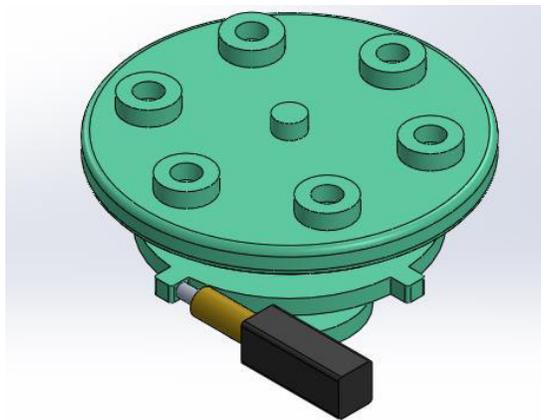


Figura 2.7. Cilindro neumático y guías de rueda.

Existen algunas ventajas que pueden aprovecharse en favor de un máximo aprovechamiento del equipo observado en la figura 2.7, como lo son: fácil montaje, sencilla programación de los cilindros neumáticos, alta precisión en los movimientos, puede ejecutarse manualmente, semiautomático y completamente automático, pero también tiene puntos negativos o desventajas como por ejemplo: el extra peso debido a las guías en el disco, una fabricación más complicada, costo más elevado, y una mayor cantidad de elementos para generar empuje.

El giro y detención mediante rueda-muelle-manivela como se observa en la figura 2.8, es un proceso que puede ser netamente manual o automático, debido a los elementos que se usan se garantiza la detención y movimiento al tiempo y posición que se deseen sin necesidad de una gran programación, dándose mediante el giro de una manivela conectada por un eje a una rueda de perfil semejante a una leva en donde mediante este perfil se va girando la mesa con precisión.



Figura 2.8. Rueda-muelle-manivela.

Analizando este tipo de equipos se pueden tener como ventajas que: son fáciles de usar, precisas y pueden ser controlados manualmente, aunque también aparecen desventajas tales como: la difícil fabricación de la rueda, movimientos bruscos en el retroceso por lo cual se necesitaría de un amortiguador para reducir vibraciones y también un uso excesivo de elementos no normalizados para su fabricación.

La tercera función del módulo 1 es la fijación de la mesa rotatoria en donde simplemente se opta por una sola opción de fijación simple y cotidiana de pernos anclados como se observa en la figura 2.9, para evitar las vibraciones que pueden ocasionar un mal ensamblaje.

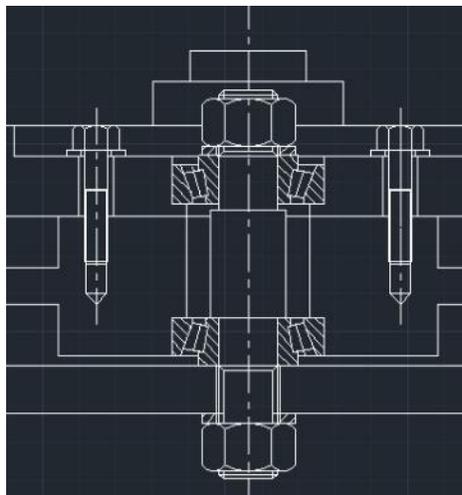


Figura 2.9. Representación de pernos sujetos a la mesa rotatoria.

Posteriormente a partir de las diferentes soluciones expuestas se procede a realizar el respectivo diagrama de matriz morfológica como se indica en la tabla 2.2, y elegir así la mejor solución que cumpla los requerimientos previamente establecidos con la casa de la calidad, logrando de esta manera la solución final del módulo 1 como se observa en la figura 2.10.

Tabla 2.2. Matriz morfológica del módulo 1: Alimentación de piezas a ensamblar.

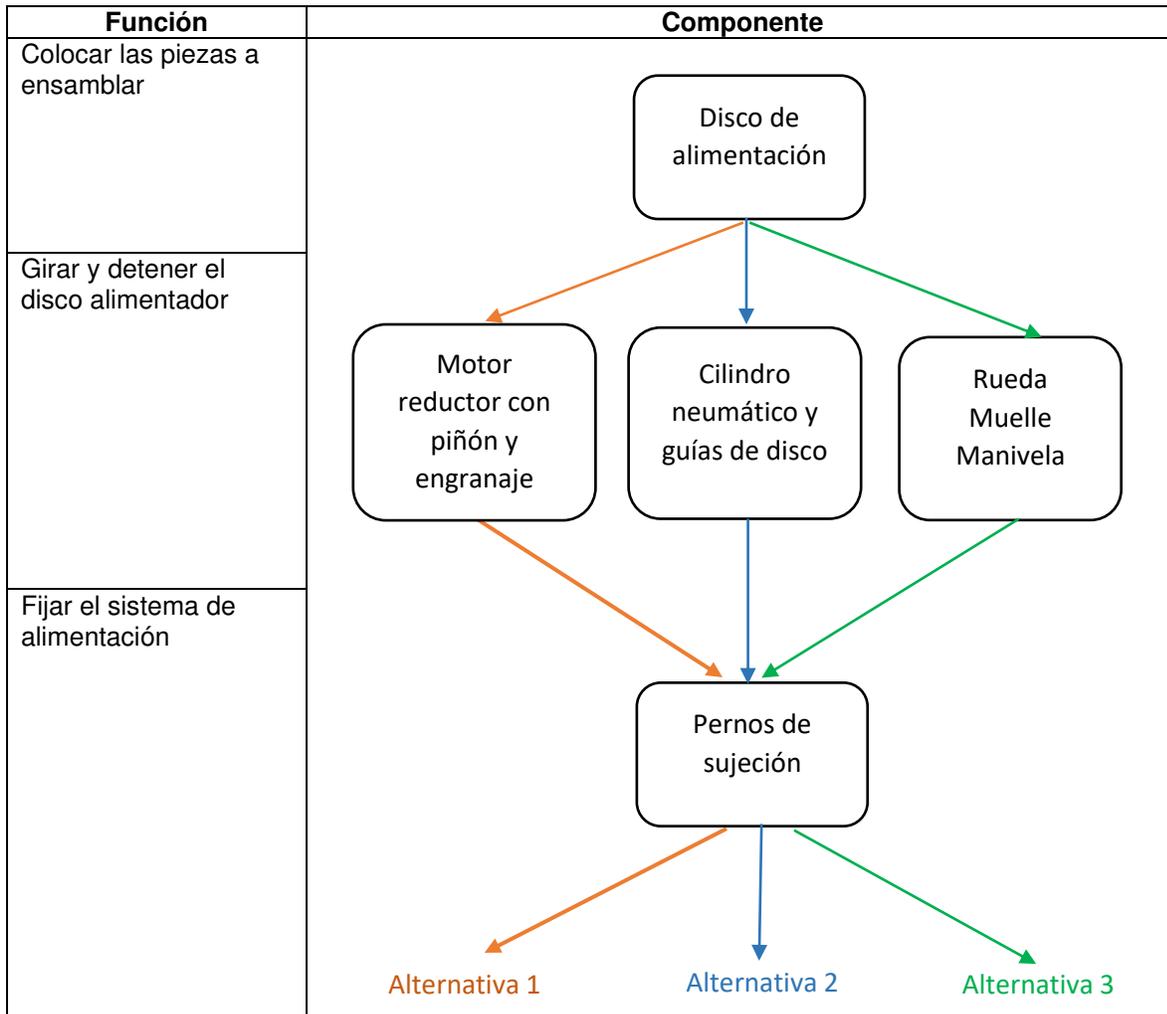




Figura 2.10. Solución de la alternativa ganadora del módulo 1.

Para tener un mejor resultado de lo expuesto en el módulo 1, se procede con la evaluación de los diferentes sistemas existentes en el mismo en base a criterios como son: la precisión, la simpleza, el costo, el tamaño y la manejabilidad. Para el caso del sistema de alimentación de piezas y la fijación de la mesa rotatoria existe una sola solución por lo que se procede solo con la evaluación del sistema de giro y detención del disco de alimentación como se observa en las tablas 2.3. a la 2.9. respectivamente, tomando en cuenta la siguiente ponderación: (Precisión>Mecanismo simple=Costo>Tamaño=Manejabilidad).

Tabla 2.3. Evaluación de cada criterio del módulo 1.

	Precisión	Mecanismo Simple	Costo	Tamaño	Fiabilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Precisión		1	1	1	1	5	0,322580645
Mecanismo simple	0		0,5	1	1	3,5	0,225806452
Costo	0	0,5		1	1	3,5	0,225806452
Tamaño	0	0	0		1	2	0,129032258
Manejabilidad	0	0	0	0,5	0	1,5	0,096774194
Precisión>Mecanismo Simple= Costo>Tamaño=Manejabilidad					Suma	15,5	1

A partir de la tabla 2.4. se procede a la evaluación de cada criterio por separado:

Tabla 2.4. Evaluación de soluciones a causa de la precisión.

Precisión	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,166666667
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	1	0		2	0,333333333
Solución 2>Solución 3>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.5 Evaluación de soluciones a causa de un mecanismo simple.

Mecanismo Simple	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3	0,5
Solución 2	0		1	2	0,333333333
Solución 3	0	0		1	0,166666667
Solución 1>Solución 3>Solución 2			Suma	6	1

Tabla 2.6. Evaluación de soluciones a causa del costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	2	0,333333333
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	0	0		1	0,166666667
Solución 2>Solución 1>Solución 3			Suma	6	1

Tabla 2.7. Evaluación de soluciones a causa del tamaño.

Tamaño	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3	0,5
Solución 2	0		1	2	0,333333333
Solución 3	0	0		1	0,166666667
Solución 1>Solución 2>Solución 3			Suma	6	1

Tabla 2.8. Evaluación de soluciones a causa de su fiabilidad.

Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,166666667
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	1	0		2	0,333333333
Solución 2>Solución 3>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.9. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 1.

Conclusiones	Precisión	Mecanismo Simple	Costo	Tamaño	Fiabilidad	Σ	Prioridad
Solución 1	0,0544	0,115	0,0759	0,065	0,01632	0,32662	2
Solución 2	0,16	0,0759	0,115	0,0429	0,048	0,4418	1
Solución 3	0,1056	0,0391	0,0391	0,0221	0,03168	0,23758	3

Por consiguiente, de acuerdo a la tabla 2.9, la mejor alternativa para el módulo 1 es la solución 2 ya que tiene el mayor orden de prioridad en base a los criterios de residuos ponderados.

2.2.3. Sistema de ensamblado

En el módulo 2 se pueden destacar 3 funciones principales: los movimientos alternante y rotativo del atornillador, además del accionamiento del atornillador, teniendo en cuenta que todas estas funciones hablan de un mismo equipo, podemos analizar diversas alternativas con una misma finalidad.

Para el ensamble de la aguja, como primera alternativa para el módulo 2 tenemos un brazo atornillador electromecánico como se observa en la figura 2.11, el mismo que se encuentra equipado con solenoides accionados eléctricamente, los cuales requieren de una fuente de voltaje que pueda proporcionar la cantidad de corriente necesaria para este dispositivo.

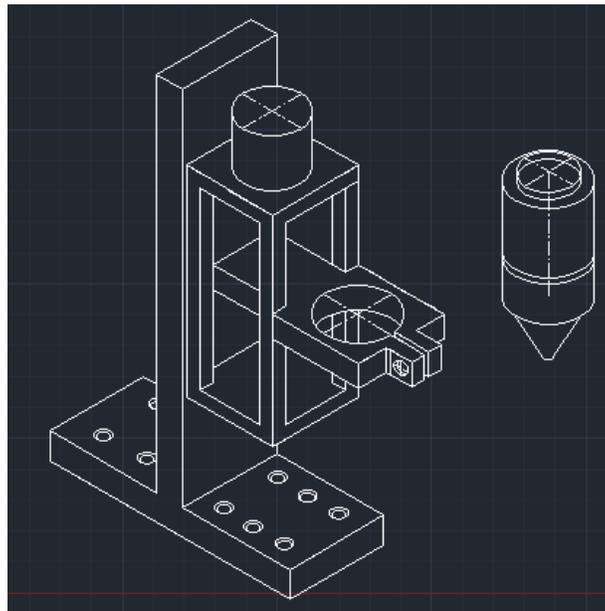


Figura 2.11. Atornillador electromecánico.

Analizando los puntos positivos de esta alternativa tenemos que: es un sistema relativamente barato además de rápido y para hacerlo funcionar solamente se necesitaría una fuente de energía para alimentar el sistema de control y cada uno de los solenoides, pero a su vez este

tipo de atornilladores poseen un elevado consumo de corriente eléctrica y los solenoides con dimensiones específicas son difíciles de encontrar y mantener.

Podemos tener otra opción para el ensamblado de las agujas mediante un brazo atornillador hidráulico como se observa en la figura 2.12, cuyo funcionamiento es gracias a pistones hidráulicos, los cuales evidentemente se accionan con aceite hidráulico para alta presión, requiriendo además de una bomba eléctrica que logre elevar la presión de aceite dentro de todo el sistema.

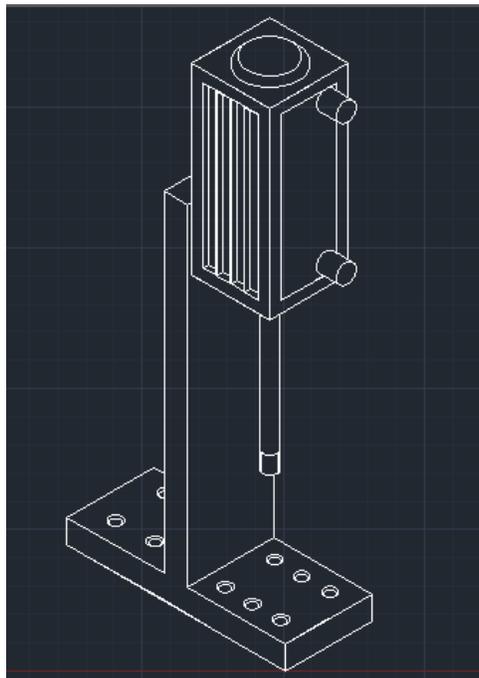


Figura 2.12. Atornillador con brazo hidráulico.

Si se investigan los aspectos positivos de este tipo de atornillador encontramos que: puede elevar una alta cantidad de fuerzas y presiones, siendo un sistema bastante seguro, permitiendo accionamientos repetitivos y a distancia, pero como desventajas este es un sistema relativamente lento, que requiere de electricidad y un sistema de accionamiento netamente hidráulico, provocando un costo elevado, por lo que su viabilidad económica debe ser analizada para su selección.

También se puede ensamblar agujas de válvulas de gas con ayuda de un brazo atornillador neumático como se observa en la figura 2.13, el mismo que funciona gracias a la presión del aire previamente tratado y comprimido, que se genera debido a la instalación de un compresor específico para estos fines, el cual alimentaría los pistones neumáticos del sistema.

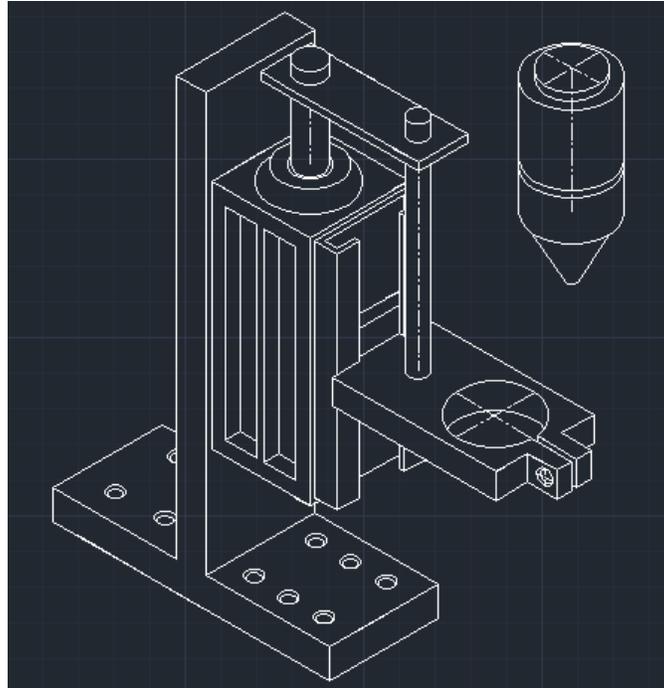


Figura 2.13. Atornillador con brazo neumático.

Destacando los puntos a favor de este atornillador de tipo neumático, podemos decir que es un sistema sencillo, de fácil mantenimiento y relativamente rápido. En contra tendremos que este equipo requeriría al igual que el sistema hidráulico de un fluido de trabajo (aire), a más de la de electricidad; a la vez que es algo costoso, aunque no mucho en comparación con la instalación hidráulica.

Para el sistema de ensamblado de las agujas partiremos de las diferentes soluciones analizadas, procediendo a realizar el respectivo diagrama de matriz morfológica como se indica en la tabla 2.10, dando la mejor solución a fin de cumplir con los requerimientos previamente establecidos con la casa de la calidad, obteniéndose la solución final del módulo 2 como se observa en la figura 2.14.

Tabla 2.10. Matriz morfológica del módulo 2: Sistema de ensamblado.

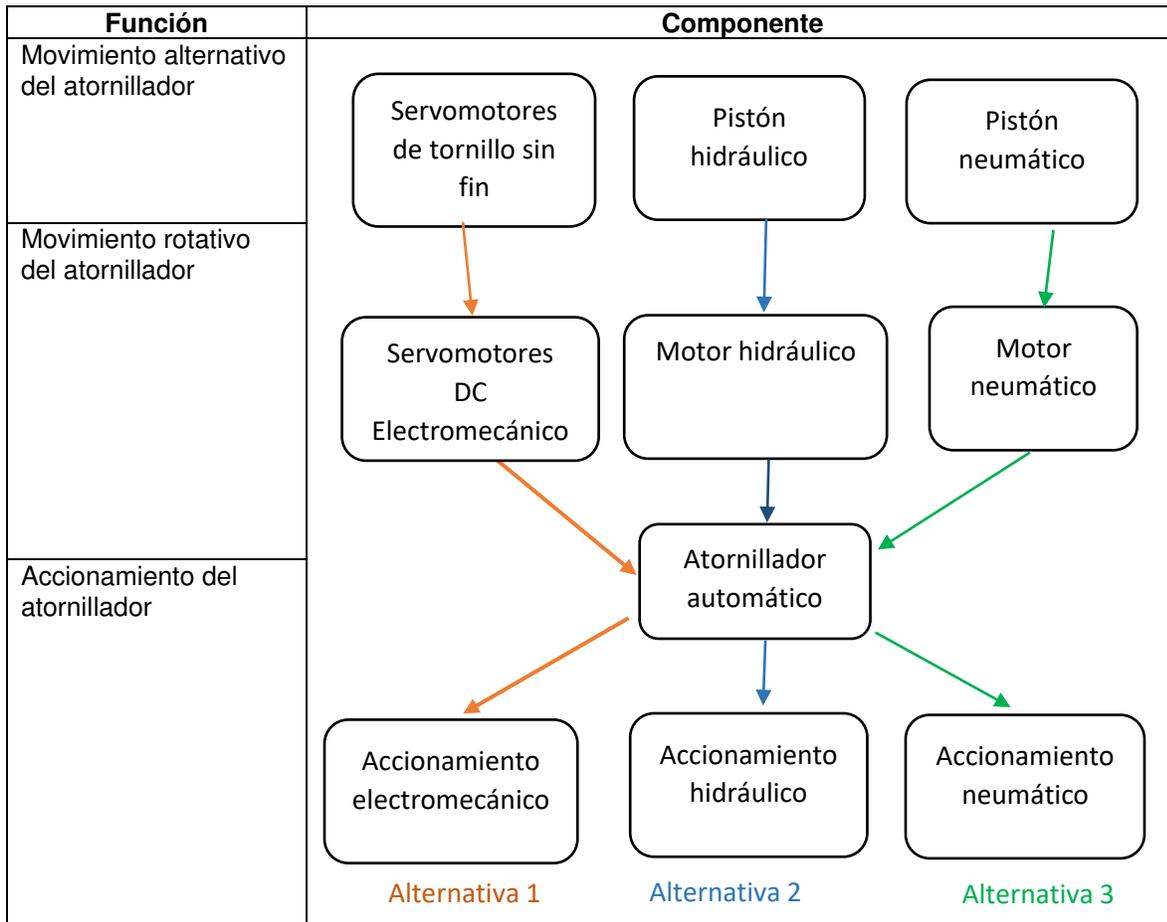




Figura 2.14. Solución de la alternativa ganadora del módulo 2.

Para tener un mejor resultado de lo expuesto en el módulo 2, se procede con la evaluación de los diferentes sistemas existentes en el mismo en base a criterios como lo son la confiabilidad, durabilidad, productividad y bajo costo como se observa en las tablas 2.11. a la 2.16. respectivamente, tomando en cuenta la siguiente ponderación: (Confiabilidad > Durabilidad = Productividad > Bajo costo).

Tabla 2.11. Evaluación de cada criterio del módulo 2.

	Confiabilidad	Durabilidad	Productividad	Bajo Costo	$\sum +1$	Ponderación
Confiabilidad		1	1	1	4	0,4
Durabilidad	0		0,5	1	2,5	0,25
Productividad	0	0,5		1	2,5	0,25
Bajo Costo	0	0	0		1	0,1
Confiabilidad > Durabilidad = Productividad > Bajo costo				Suma	10	1

A partir de la tabla 2.12. se procede a la evaluación de cada criterio por separado:

Tabla 2.12. Evaluación de soluciones a causa de su confiabilidad.

Confiabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0	1	0,16
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3>Solución 1>Solución 2			Suma	6	1

Tabla 2.13 Evaluación de soluciones a causa de su durabilidad.

Durabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0,5	1,5	0,25
Solución 3	1	0,5		2,5	0,42
Solución 3=Solución 2>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.14. Evaluación de soluciones a causa de su productividad.

Productividad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0	1	0,16
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3>Solución 1>Solución 2			Suma	6	1

Tabla 2.15. Evaluación de soluciones a causa de su bajo costo.

Bajo costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,16
Solución 2	1		0	2	0,33
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3>Solución 2>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.16. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 2.

Conclusiones	Confiabilidad	Durabilidad	Productividad	Bajo costo	Σ	Prioridad
Solución 1	0,132	0,0825	0,0825	0,016	0,313	2
Solución 2	0,064	0,0625	0,04	0,033	0,199	3
Solución 3	0,2	0,105	0,125	0,05	0,48	1

Por consiguiente, de acuerdo a la tabla 2.16, la mejor alternativa para el módulo 2 es la solución o alternativa número 3 ya que tiene el mayor orden de prioridad en base a los criterios de residuos ponderados.

2.2.4. Sistema de transporte mediante brazo robótico

El módulo 3 se caracteriza por tener 3 funciones necesarias para su desarrollo como son: Girar el brazo robótico, subir y bajar el brazo robótico y activar y desactivar su agarre, conociéndose diversas alternativas para cada una de estas funciones. Existen varias opciones para hacer girar al brazo robótico y tener una transmisión de movimiento con el mismo.

Para girar el brazo robótico se puede usar el giro mediante acoplamiento metálico entre ejes como se observa en la figura 2.15, el cual se realiza con ayuda de una unión metálica ubicada al final de los dos ejes principales; el acoplamiento lo que hace es que el eje superior que se encuentra sujeto al eje fijo pueda girar sin ninguna dificultad, realizando el movimiento requerido para el brazo robótico.



Figura 2.15. Acoplamiento metálico de ejes mediante cardán.
(Fuente: Klugers, 2014)

Este tipo de acoplamiento permite unir dos ejes que giran en un ángulo respecto del otro, transmite movimiento de rotación de un eje a otro a pesar del ángulo que se le ubique y es empleado para conectar ejes donde cabe esperar diferencias de alineación angular superiores a cinco grados, pero a su vez se produce un desgaste excesivo en la unión entre los dos ejes, disminuyendo su tiempo de vida útil, requiriendo lubricación constante para garantizar la duración del sistema además de que la velocidad angular del eje de salida no suele ser constante.

También podemos realizar el giro mediante poleas con correas para ejes que se cruzan como se observa en la figura 2.16; este tipo de movimiento se tiene cuando se utilizan dos poleas entrecruzadas, pero con diferentes direcciones para que se puedan encontrar de manera perpendicular entre ellas produciéndose un movimiento de 360 grados para cada uno de los ejes no paralelos sujetos a dichas poleas.

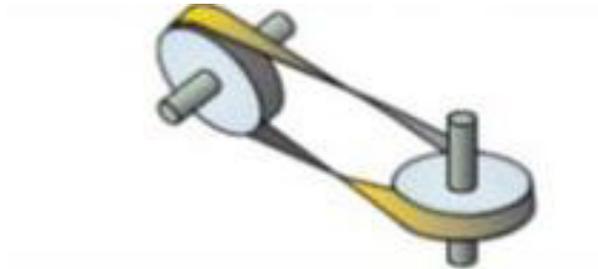


Figura 2.16. Sistema de poleas con correas para ejes que se cruzan.
(Fuente: Sergiomecatrónica, 2019)

Estas poleas pueden tener un movimiento giratorio de los ejes que conforman, son fáciles de reemplazar en caso de que suceda algún percance con las mismas, pueden transmitir fuerzas y velocidades angulares entre los ejes que se encuentren unidos y a una cierta distancia, son de costo reducido y el proceso de transmisión de movimiento es de elevado rendimiento, aunque tienen como puntos negativos la limitación de transmisión de grandes potencias debido al rozamiento de la banda con las poleas, su nivel de desgaste es elevado y es más propenso a fallar en comparación con otros sistemas de transmisión de movimiento.

El brazo robótico asimismo puede girar a través de movimientos neumáticos como se observa en la figura 2.17, empleando aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos. Como se utiliza aire entonces dicho sistema se rige por la ley de los gases ideales.



Figura 2.17. Brazo manipulador con movimiento neumático.
(Fuente: Direct industry, 2021)

Considerando las características de este mecanismo podemos encontrar las siguientes ventajas: se obtienen velocidades muy elevadas, se puede llegar en los elementos neumáticos hasta su total parada, sin riesgos de sobrecarga, la energía neumática se puede almacenar, pudiendo emplearse en casos de fallos eléctricos, y al utilizar un fluido compresible, este absorbe parte de la energía. Igualmente podemos encontrar las siguientes desventajas: la obtención de aire comprimido es costosa, se necesita de un compresor para el funcionamiento neumático y muchas veces debido a la compresibilidad, no se obtienen velocidades uniformes en los elementos de trabajo.

Para subir y bajar el brazo robótico tenemos varias posibilidades, entre las cuales tenemos las siguientes opciones: movimiento mediante servomotores, electromecánica y movimiento neumático.

Se puede manejar el movimiento de un brazo robótico mediante servomotores divisado en la figura 2.18, estos funcionan como motores auxiliares, aumentando automáticamente la energía disponible para un determinado movimiento.

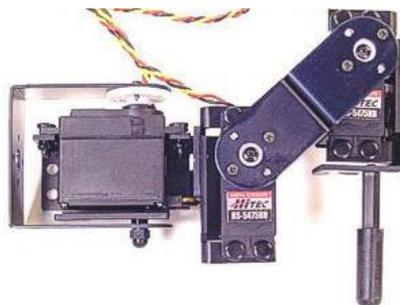


Figura 2.18. Movimiento con servomotores.
(Fuente: Super Robótica, 2021)

Estos dispositivos tienen como puntos a su favor: el tener la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación y mantenerse estable en dicha posición, también su velocidad puede ser controlada y no consume mucha energía, sin embargo solo pueden girar su eje 180 grados, tampoco existe la posibilidad de cambiar las características eléctricas y energéticas del motor y cuando se excede la carga, se destruye la sincronización, generándose vibraciones y ruidos a altas velocidades.

Otra opción para poder mover el brazo robótico es con un sistema electromecánico como se observa en la figura 2.19. Para este movimiento se combinan partes eléctricas y mecánicas para conformar un mecanismo, en este caso para lograr subir y bajar el brazo robótico.



Figura 2.19. Sistema de movimiento mediante electromecánica.
(Fuente: Dobontech, 2012)

Se destacan dos ventajas en este tipo de mecanismos, una de las cuales es su buen tiempo de respuesta y la otra es su bajo mantenimiento, pero a la vez al ser un sistema compuesto, puede fallar tanto la parte mecánica o eléctrica del sistema, dejando de funcionar en su totalidad, tampoco posee una dirección muy precisa cuando trabaja a altas velocidades.

El brazo robótico a su vez puede moverse mediante movimientos neumáticos de subida y bajada como se observa en la figura 2.20, utilizando y aplicando el mismo principio que para el caso anterior del brazo robótico ya que igualmente se comprime al aire como fluido, pero esto se lo realiza ya sea de arriba hacia abajo o viceversa según se necesite y sea el caso sin necesidad de componentes eléctricos.

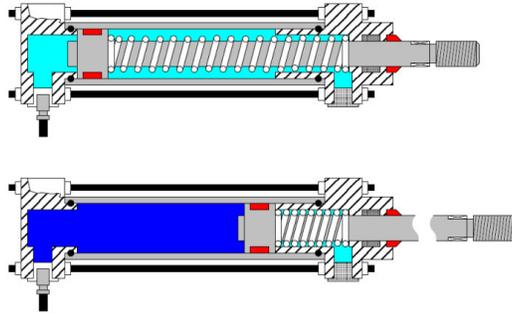


Figura 2.20. Movimiento neumático mediante un pistón.
(Fuente: Escalera M, 2020)

El movimiento neumático con la ayuda de pistones produce un mejor desenvolvimiento y una mayor velocidad de movimiento en relación a otros tipos de sistemas, además de que sus equipos son fáciles de manejar. Para un correcto funcionamiento de estos equipos se necesita que el aire se encuentre totalmente comprimido, si se producen fugas, puede disminuir la capacidad de funcionamiento del sistema neumático, conllevando un mantenimiento costoso.

Para activar y desactivar el agarre se necesita de un proceso en el cual mediante un sistema neumático se procede a abrir y cerrar respectivamente la garra del brazo robótico, teniendo en cuenta 3 opciones para ser usadas con relación a su número de garras.

El brazo robótico de 4 garras mostrado en la figura 2.21, es el que posee un mayor agarre de las tres opciones presentadas, pero a su vez al tener un mayor número de extremidades realiza su trabajo con la ayuda de más ejes, aumentando su peso, debido a que las garras ocupan una mayor área, provocando a su vez que sea la opción más costosa.



Figura 2.21. Brazo robótico de 4 garras.

El brazo robótico de 3 garras como se observa en la figura 2.22, es la opción más conocida dentro del mercado, ya que sirve para muchos tipos de máquinas, principalmente expendedoras, pero aun así cuenta con fallas en su sistema de agarre en algunas ocasiones.

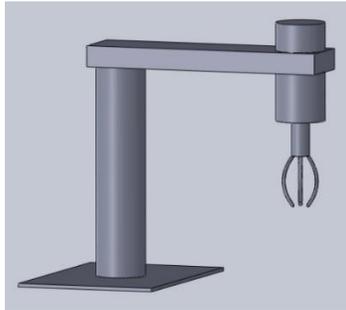


Figura 2.22. Brazo robótico de 3 garras.

El brazo robótico de 2 garras conocido también como pinza como se muestra en la figura 2.23, cuenta con dos extremidades, volviéndolo como el más eficiente al momento trabajar dentro de una fábrica que utilice procesos de producción ya que solo se necesita de un eje para su movimiento sin necesidad de más componentes lo que implica un menor peso, reduciendo su costo final.

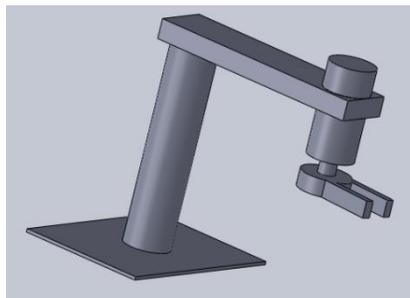
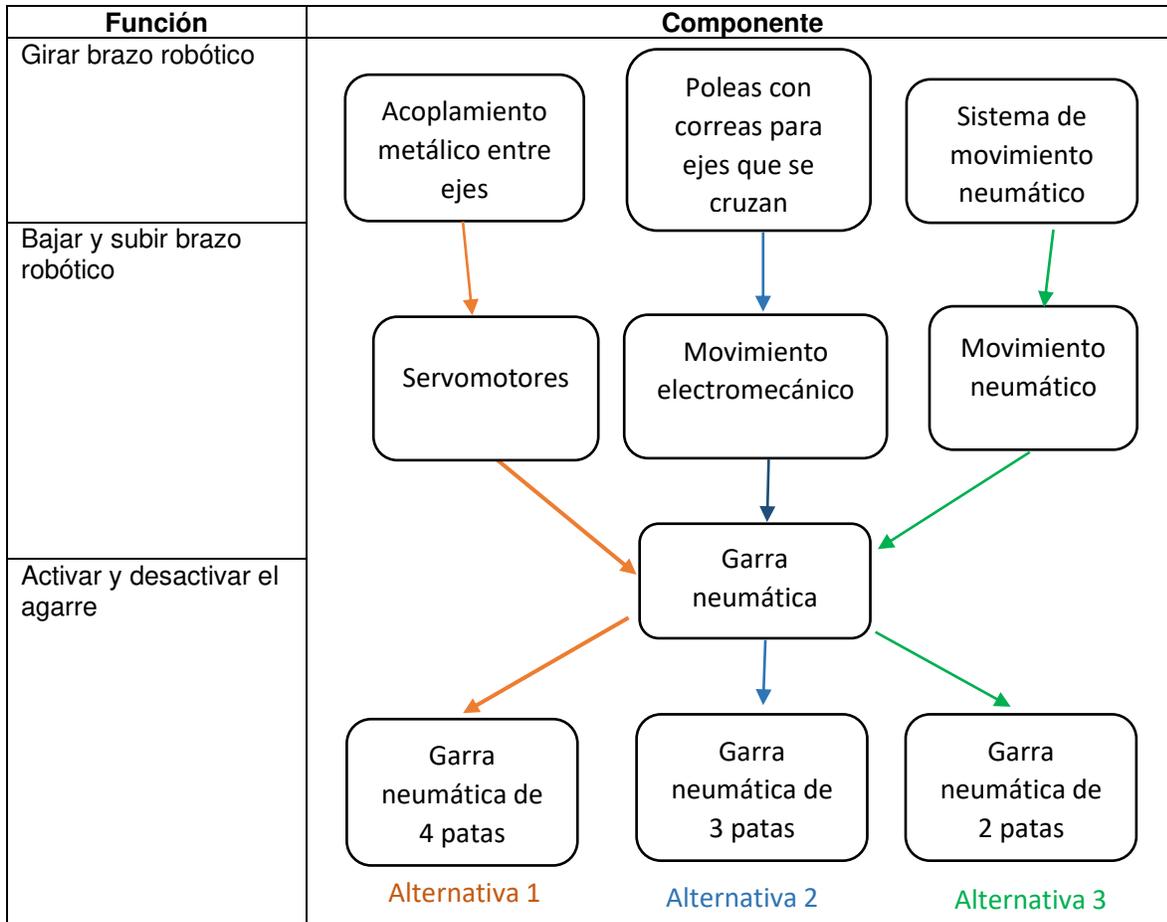


Figura 2.23. Brazo robótico con pinza o de 2 garras.

Para el sistema de transporte de válvulas mediante brazo robótico partiremos de las diferentes soluciones analizadas, procediendo a realizar el respectivo diagrama de matriz morfológica como se indica en la tabla 2.17, dando la mejor solución a fin de cumplir con los requerimientos previamente establecidos con la casa de la calidad, obteniéndose la solución final del módulo 3 como se observa en la figura 2.24.

Tabla 2.17. Matriz morfológica del módulo 3: Sistema de transporte mediante brazo robótico.



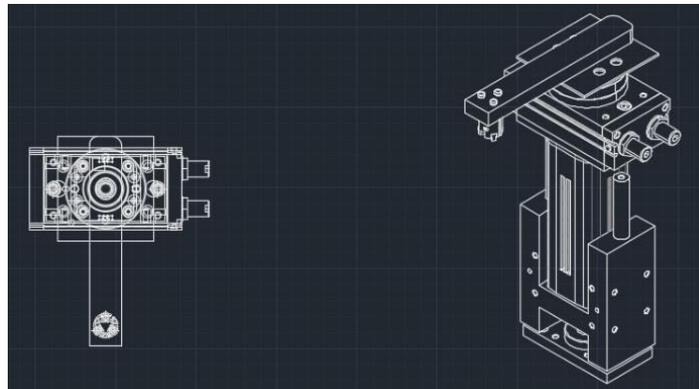


Figura 2.24. Solución de la alternativa ganadora del módulo 3.

Para tener un mejor resultado de lo expuesto en el módulo 3, se procede con la evaluación de los diferentes sistemas existentes en el mismo en base a criterios como lo son la rapidez, durabilidad, costo y trabajo continuo como se observa en las tablas 2.18. a la 2.23. respectivamente, tomando en cuenta la siguiente ponderación: (Rapidez > durabilidad > costo > trabajo continuo).

Tabla 2.18. Evaluación de cada criterio del módulo 3.

	Rapidez	Durabilidad	Bajo Costo	Trabajo continuo	\sum_{+1}	Ponderación
Rapidez		1	1	1	4	0,4
Durabilidad	0		1	1	3	0,3
Bajo Costo	0	0		1	2	0,2
Trabajo continuo	0	0	0		1	0,1
Rapidez > durabilidad > costo > trabajo continuo				Suma	10	1

A partir de la tabla 2.19. se procede a la evaluación de cada criterio por separado:

Tabla 2.19. Evaluación de soluciones a causa de su rapidez.

Rapidez	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0	1	0,16
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3 > Solución 1 > Solución 2			Suma	6	1

Tabla 2.20. Evaluación de soluciones a causa de su durabilidad.

Durabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,16
Solución 2	1		0	2	0,33
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3>Solución 2>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.21. Evaluación de soluciones a causa de su costo.

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,16
Solución 2	1		1	3	0,5
Solución 3	1	0		2	0,33
Solución 2>Solución 3>Solución 1			Suma	6	1

Tabla 2.22. Evaluación de soluciones a causa de su trabajo continuo.

Trabajo continuo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	\sum_{+1}	Ponderación
Solución 1		1	0	2	0,33
Solución 2	0		0	1	0,16
Solución 3	1	1		3	0,5
Solución 3>Solución 1>Solución 2			Suma	6	1

Tabla 2.23. Soluciones con sus respectivas prioridades para el módulo 3.

Conclusión	Rapidez	Durabilidad	Costo	Trabajo continuo	Σ	Prioridad
Solución 1	0.132	0.048	0.032	0.033	0,245	3
Solución 2	0.064	0.099	0.1	0.016	0,279	2
Solución 3	0.2	0.15	0.066	0.05	0,466	1

Por consiguiente, de acuerdo a la tabla 2.23, la mejor alternativa para el módulo 3 es la solución o alternativa número 3 ya que tiene el mayor orden de prioridad en base a los criterios de residuos ponderados.

2.3. Diseño de materialización de la máquina

Dentro del diseño de materialización se procede con los cálculos respectivos de cada uno de los módulos mencionados en el diseño conceptual, estos son: el sistema de alimentación, el sistema de ensamblado o atornillado y el transporte de las válvulas mediante un brazo robótico.

2.3.1. Sistema de alimentación

Para el sistema de alimentación primero debemos realizar el dimensionamiento de uno de los 6 dados en donde irán las válvulas, para lo cual se realizó una visita técnica a las instalaciones de la fábrica Eni Esacontrol S.A, en donde se tomaron las medidas respectivas de las válvulas.



Figura 2.25. Válvulas de gas de bronce listas para ser medidas.

Una vez medida la válvula se procede a anotar sus dimensiones, dividiéndola en 4 secciones: una hexagonal, 2 cilíndricas, y una roscada que irá en la parte exterior del dado para el ensamble de las agujas en las válvulas. Con estas dimensiones incluyendo una pequeña holgura para que encaje la válvula, podemos determinar el área y volumen que ocupara una válvula para poder realizar el respectivo agujero en el dado y determinar así las dimensiones finales del dado ya agujereado listo para la ensambladora como se observa en la figura 2.26.

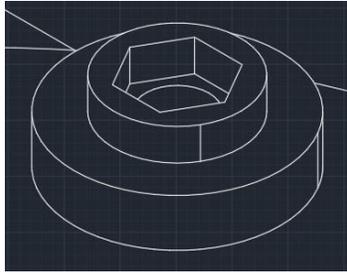


Figura 2.26. Vista en 3 dimensiones del dado para válvulas de gas.

Comenzamos con el cálculo de las áreas y volúmenes de las 3 secciones que se observan en la figura 2.27, en donde se divide mediante el corte como está conformado el agujero para alojar a la válvula: primero encontramos un polígono regular de 6 lados que posee las siguientes dimensiones: longitud $L = 17,32$ mm y altura $h_1 = 10$ mm.

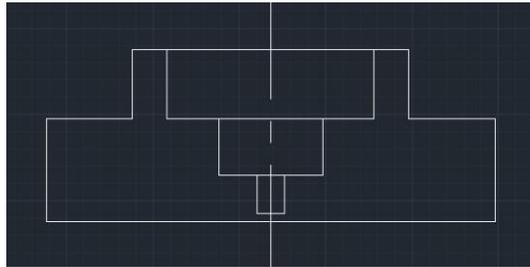


Figura 2.27. Vista de un corte del dado para válvulas de gas.

Procedemos a calcular el espacio que ocupará la parte superior del dado utilizando la figura 2.28, para hallar la apotema, perímetro, área y finalmente su volumen como nos muestran las Ec. 2.1. a la 2.3. respectivamente.

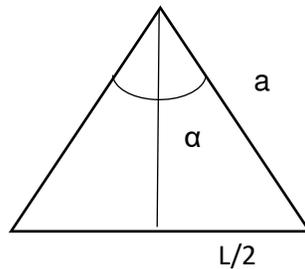


Figura 2.28. Triángulo representando 1/6 del polígono del agujero hexagonal.

$$a = \frac{L/2}{\tan \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

a Apotema

$L/2$ Mitad de la longitud de un lado de la parte hexagonal donde irá la válvula

α Angulo de la mitad del triángulo de la figura 2.26.

A partir de la Ec. 2.1. determinamos la apotema $a = 0,023$ m y a su vez para poder calcular el área del dado hexagonal, debemos hallar primero su perímetro mediante la Ec. 2.2.

$$P = 6L \quad (\text{Ec. 2.2})$$

De la Ec 2.2. se obtiene el perímetro de seis veces la figura 2.26, cuyo resultado es $P = 0,10392$ m y una vez obtenido este valor, así como también su respectiva apotema podemos proceder al cálculo del área mediante la Ec. 2.3.

$$A = \frac{P*a}{2} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Por lo que resolviendo la Ec. 2.3. logramos encontrar el área total $A = 0,00119$ m^2 del agujero de la primera sección hexagonal. Ahora, para determinar su volúmen multiplicamos el valor obtenido en la Ec. 2.3. con el dato de la altura h_1 que ya se tiene, obteniendo el siguiente resultado $V_{a1} = 0,0000119$ m^3 , siendo este valor identificado como volumen del área 1 para ser usado en posteriores cálculos.

La segunda sección del agujero para la válvula es de forma cilíndrica y de menor tamaño como se observa en la figura 2.27, contando además con las siguientes dimensiones: diámetro $\emptyset = 15$ mm y una altura $h_2 = 8,20$ mm, tomadas a partir del dimensionamiento de las válvulas, y calculándose su volumen mediante la Ec. 2.4.

$$V = \frac{\pi}{4} * \emptyset^2 * h \quad (\text{Ec. 2.4})$$

De la Ec. 2.4. obtenemos un resultado correspondiente al volumen del área 2: $V_{a2} = 0,000001449 \text{ m}^3$, por lo que podemos volver a usar la Ec. 2.4. pero ahora con los datos de la tercera sección cilíndrica de menor tamaño de la válvula, como se observa en la figura 2.27. cuyos datos son: diámetro $\varnothing = 4 \text{ mm}$ y una altura $h_3 = 5,52 \text{ mm}$, tomados también del dimensionamiento de las válvulas, lográndose un tercer resultado de volumen del área 3: $V_{a3} = 0,00000006936 \text{ m}^3$.

Después de haber calculado las dimensiones de los agujeros en donde se ubicará la válvula, ahora calculamos los volúmenes enteros de las dos secciones por las que se encuentra formado el dado para válvulas completo, como se observa en la figura 2.29, para luego restar el volumen de los agujeros y así encontrar el volumen final del dado a ser usado en la máquina como se observa en la figura 2.26. Al ser de forma cilíndrica la parte superior e inferior del dado, utilizamos igualmente la Ec. 2.4. para determinar sus volúmenes, tomando en cuenta que la sección superior del dado debe ser de mayor dimensión a las del agujero hexagonal ya calculado y además la sección inferior tiene que poseer un diámetro mayor al de la sección superior para su correcto apoyo.



Figura 2.29. Dado para válvulas de gas sin agujeros.

Partiendo de la información previamente dicha para la sección superior del dado diseñaremos con un diámetro $\varnothing = 40 \text{ mm}$ y la misma altura $h_1 = 10 \text{ mm}$ del primer agujero hexagonal y utilizando al Ec. 2.4. obtendremos el siguiente volumen $V_{D1} = 0,00001256 \text{ m}^3$. Para la sección inferior del dado utilizamos también la Ec. 2.4, pero ahora con los siguientes datos: diámetro $\varnothing = 65 \text{ mm}$ y una altura $h_4 = 15 \text{ mm}$, recalcando que esta altura debe ser mayor a la suma de las alturas de los agujeros de las dos secciones que conforman la parte inferior del dado, todo esto con la finalidad de que las válvulas tengan un tope o punto final cuando ingresan al agujero del dado. Una vez aclarado este punto utilizamos nuevamente la Ec. 2.4. obteniendo el siguiente volumen para la sección inferior del dado $V_{D2} = 0,00004977 \text{ m}^3$.

Para saber el volumen real del dado para alojar válvulas utilizamos la Ec. 2.5.

$$V_R = (V_{Dt} - V_{at}) \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

- V_R Volumen real del dado
- V_{Dt} Volumen del dado completo
- V_{at} Volumen del agujero completo

Entonces resolviendo la Ec. 2.5 obtendremos un volumen real del dado $V_R = 0,00004891 \text{ m}^3$, mismo que debe ser multiplicado por 6 debido a la existencia de 6 dados sobre el disco alimentador, por lo que $6V_R = 0,0002934 \text{ m}^3$.

Una vez realizados los cálculos de los dados, procedemos con el disco alimentador, el cual para su dimensionamiento se toman como referencia las medidas de los 6 dados y se elige un diámetro aproximado $\varnothing = 400 \text{ mm}$ para el disco alimentador en el que puedan caber dichos dados de forma espaciada como se observa en la figura 2.30, separados 60 grados uno de otro y para su altura se debe tomar un valor mayor al de los dados que es de 25 mm, optando por una altura de $h_5 = 30 \text{ mm}$.

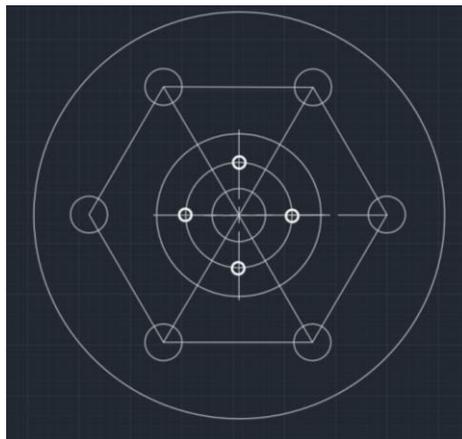


Figura 2.30. Vista superior de los dados sobre el disco alimentador.

Nuevamente al ser el alimentador un disco de forma cilíndrica se procede al cálculo de su volumen mediante la Ec. 2.4, lográndose obtener el volumen $V_{DA} = 0,003769 \text{ m}^3$ y para realizar los cálculos del módulo 1 se deben sumar todos los volúmenes respectivos al sistema de alimentación utilizando la Ec. 2.6.

$$V_{T1} = (V_{DA} + 6V_R) \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Hallando el volumen total del disco de alimentación con un valor $V_{T1} = 0,004062 \text{ m}^3$. Si se desea mover toda la masa conjunta del sistema de alimentación, incluido el trinquete, primero se debe calcular su volúmen; sin embargo, debido a que no existe en ningún lugar información sobre el dimensionamiento de este tipo de elementos, se toma al trinquete como dos discos “uniformes”, uno interno y otro externo para su movimiento como se observa en la figura 2.31.

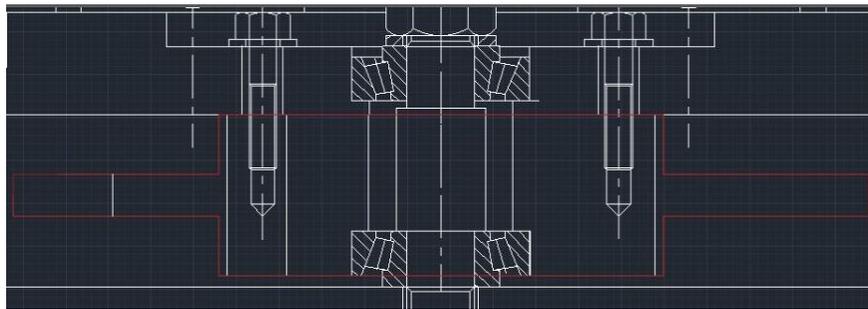


Figura 2.31. Representación de la vista lateral del trinquete con líneas rojas.

Las dimensiones del diámetro promedio del disco exterior del trinquete se eligen en base a que este no debe ser de mayor tamaño que el disco alimentador, ya que cuando el pistón se encuentra trabajando sobre este, podría salirse de su ubicación, eligiéndose un diámetro promedio exterior incluyendo las aspas de $\varnothing = 230 \text{ mm}$ y uno interior de $\varnothing = 130 \text{ mm}$ para lograr una correcta sujeción. Al considerar la altura total del trinquete de los dos discos se tomó un valor de $h_6 = 47 \text{ mm}$, siendo esta altura ligeramente mayor que la del pistón seleccionado en catálogos como se muestra en los anexos del módulo 1, el cual posee una altura de 46 mm , evitando así una posible colisión entre estos dos, así también se consideró ubicar el disco interno en la mitad del trinquete para su funcionamiento con una altura de $h_7 = 12 \text{ mm}$, teniendo el área y volumen suficiente para cuando la máquina se encuentre funcionando.

A partir de estos datos procedemos a calcular el volumen del trinquete con la Ec. 2.7. sumando los dos volúmenes de los discos y restando el volumen repetido y el del eje.

$$V_{T2} = (V_1 - V_3) + (V_3 - V_4) \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

- V_1 Volumen del disco interior del trinquete
- V_2 Volumen del espacio donde va el eje
- V_3 Volumen del disco exterior del trinquete
- V_4 Volumen repetido entre los dos discos

Resolviendo la Ec. 2.7 obtenemos el siguiente volumen $V_{T2} = 0,0008980 \text{ m}^3$. Una vez calculado este valor es necesario conocer el valor de la masa de todo el sistema de alimentación que va a ser movido, razón por la cual se deben sumar los valores de V_{T1} con los de V_{T2} , dando como resultado: $V_T = 0,00496 \text{ m}^3$, correspondiente al volumen de todo el sistema de alimentación.

Habiéndose conocido el resultado del volumen y con el dato de la de la densidad del acero AISI 1006, cuyo valor es $\rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (Matmatch, 2021), procedemos con el cálculo de su masa mediante la Ec. 2.8.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

De la Ec. 2.8. despejamos la masa, dando como resultado: $m = 39,184 \text{ kg}$. Como sabemos que toda esta masa necesita ser movida por una fuerza F , generada en esta máquina por un cilindro neumático y cuya carrera que recorre cuando necesita girar 60 grados el trinquete debe ser mínimo de 78,41 mm que es la distancia de una de las aspas del trinquete, entonces seleccionamos un pistón como elemento normalizado con la presión necesaria para realizar este trabajo como se observa en la figura 2.32. y en los anexos del módulo 1, dicho pistón es el Art CA32100, este posee un diámetro $\phi_c = 32 \text{ mm}$, una carrera de 100 mm y trabaja con 5 bares de presión (la mitad del rango de presiones que el modelo CA32100 puede manejar), capaz de mover hasta 40 kg, mas que suficiente para realizar el trabajo de mover el sistema de alimentación.

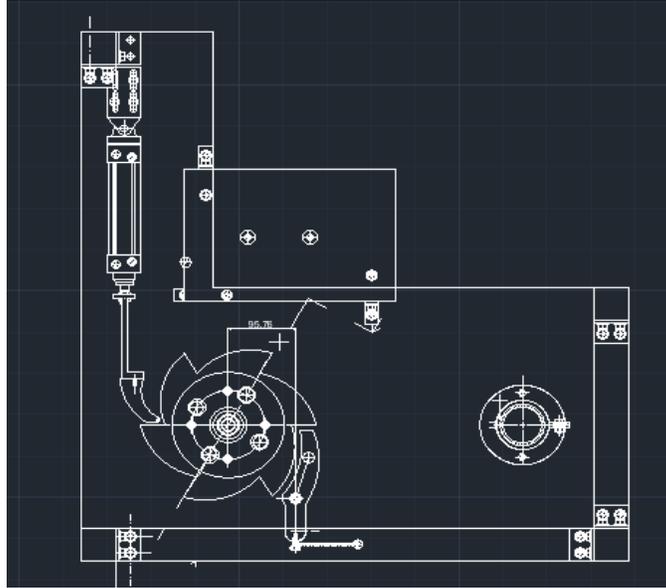


Figura 2.32. Vista superior del pistón neumático accionando el trinquete.

Cabe recalcar que para no se produzcan movimientos bruscos se debe sostener al pistón con ayuda de un elemento normalizado conocido como base pivotante en función del diámetro del pistón, por lo que se elige la base Art ISO 15552 VDMA 24562 32 que puede observarse en la figura 2.33. y en su respectivo catalogo dentro de los anexos del módulo 1.

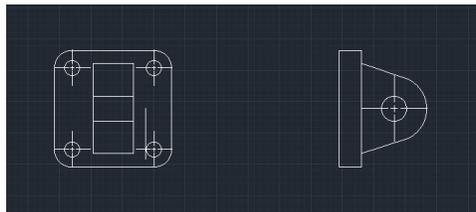


Figura 2.33. Vistas superior y lateral de la base para el pistón CA32100.

Con toda esta información, procedemos a realizar un análisis mediante dinámica rotacional del trinquete, el mismo que recibirá la fuerza del cilindro neumático seleccionado, todo esto puede representarse en un diagrama de cuerpo libre como lo indica la figura 2.34.

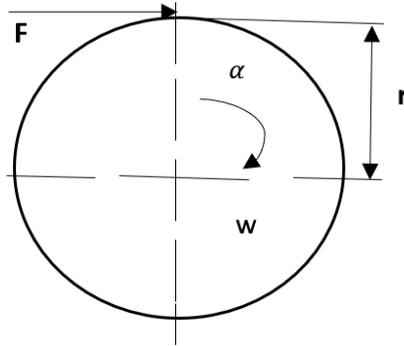


Figura 2.34. Diagrama de cuerpo libre del del trinquete.

Comenzamos hallando el torque del sistema de alimentación mediante la Ec. 2.9.

$$\tau = I * \alpha \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

τ Torque

I Inercia del sistema de alimentación de dos discos unidos

α Aceleración angular

Como el sistema de alimentación se encuentra compuesto por dos cilindros unidos, su inercia será calculada mediante la Ec. 2.10.

$$I = Mro^2 \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

M Masa correspondiente al sistema de alimentación

ro Radio del trinquete

Reemplazando los valores de los datos en la Ec 2.10 obtenemos una inercia $I = 0,529 \text{ kg m}^2$.

A continuación, la aceleración angular puede ser obtenida mediante el despeje de la Ec. 2.11. correspondiente al MCUV de un disco.

$$\phi_f = \phi_o + \omega_o t + \frac{1}{2} * \alpha * t^2 \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Se sabe que la posición final del sistema debe ser cada 60 grados, es decir $\frac{\pi}{3} \text{ rad}$ y su posición inicial es cero, además de que el tiempo en realizar este recorrido es de 1 segundo de acuerdo a datos obtenidos del catálogo del cilindro neumático CA32100 de los anexos del módulo 1, obteniéndose una aceleración angular $\alpha = 16,75 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$, pudiendo regresar a usar la Ec. 2.9. del torque con un resultado: $\tau = 8,860 \text{ Nm}$. Para estar más seguros de este torque lo multiplicamos por un factor de seguridad $n = 2$ seleccionado a criterio ingenieril, dando como resultado un torque final del sistema de alimentación: $\tau_o = 17,72 \text{ Nm}$. Para verificar si se eligió bien el cilindro neumático, se procede a calcular su torque, resultando en un valor de: $\tau_c = 46,24 \text{ Nm}$, siendo este valor mayor al torque del sistema de alimentación, por lo que la selección es adecuada. También determinamos la fuerza F que el cilindro neumático aplica sobre el sistema de alimentación a partir de la Ec. 2.12.

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Sabemos que P es la presión del pistón que trabaja a 5 bares, y al ser un cilindro con un diámetro de 32 mm, su área es de $0,0008042 \text{ m}^2$, por lo que despejando la fuerza de la Ec. 2.12, obtenemos un valor de $F = 402,123 \text{ N}$.

En el módulo 1 también se encuentra ubicado el eje, para el cual realizamos su respectivo análisis de cálculos, tomando en cuenta los diferentes elementos por los que va a atravesar, observando como referencia las medidas obtenidas en los planos como se observa en la figura 2.35. y así determinar las reacciones que están actuando sobre este elemento giratorio.

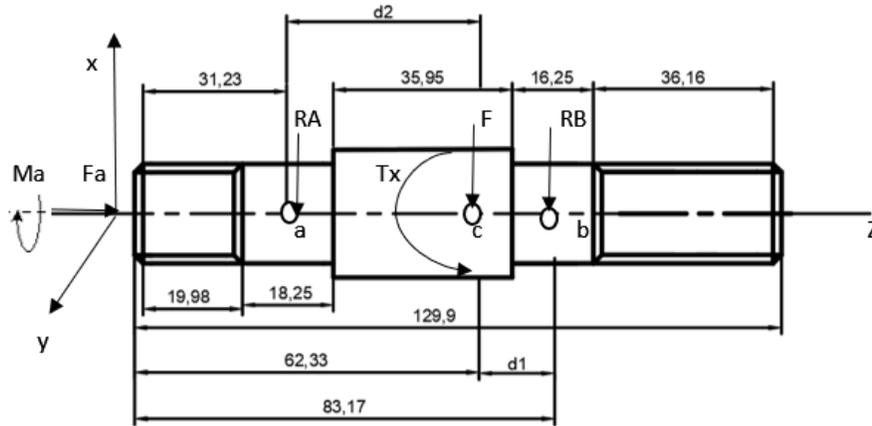


Figura 2.35. Diagrama de cuerpo libre del del eje.

En la figura 2.35 encontramos una fuerza F_a representando la fuerza axial de todo el peso, cuyo valor se calcula multiplicando la masa de todo el sistema alimentador por la gravedad, obteniéndose un resultado de: $F_a = 384 \text{ N}$. También se observa una fuerza $F = 402,123 \text{ N}$, correspondiente a la fuerza necesaria para mover el trinquete, además de dos reacciones R_A y R_B concernientes a los rodamientos que se deben alojar en el eje y debido a los cambios de sección existentes se producen cargas en los puntos a, b y c. Como dato importante para los cálculos, se debe incluir al torque del sistema de alimentación calculado previamente $\tau_o = 17,72 \text{ Nm}$. Asimismo, de la figura 2.32, desconocemos los valores de d_1 y d_2 , por lo que, restando los valores de las secciones conocidas, encontramos los valores $d_1 = 20,79 \text{ mm}$ y $d_2 = 31,15 \text{ mm}$.

Una vez determinados los datos principales del eje, procedemos con el cálculo de las reacciones para posteriormente poder realizar sus respectivos diagramas de cortante, momento y torque. Partimos de la Ec. 2.13. con una sumatoria de momentos en el punto A.

$$\sum MA = F (d_2) - R_B(d_1 + d_2) = 0 \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Despejamos R_B de la Ec. 2.13, obteniendo una reacción $R_B = 241,16 \text{ N}$. A continuación, efectuamos una sumatoria de fuerzas en el eje x como indica la Ec 2.14.

$$\sum F_x = F + R_A + R_B = 0 \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Despejamos R_A de la Ec. 2.14, obteniendo una reacción $R_A = 160,96 \text{ N}$. Con la fuerza aplicada en C obtenemos un torque medio $T_x = 46,24 \text{ N}$ y un momento o torque amplitud $M_a = 17,72 \text{ N}$.

Una vez obtenidos estos datos, procedemos a la realización de sus diagramas de cortante, momento y torque, mostrados en las figuras 2.36, 2.37. y 2.38. respectivamente.

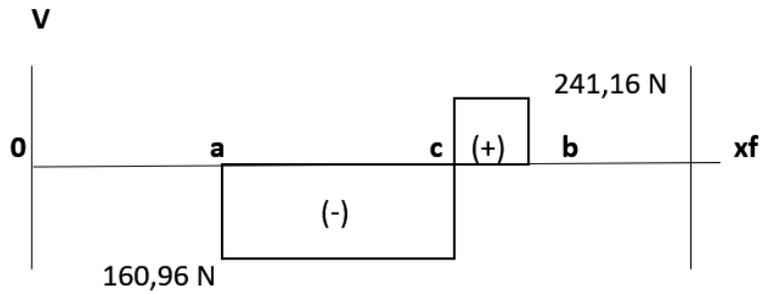


Figura 2.36. Diagrama de cortante del eje.

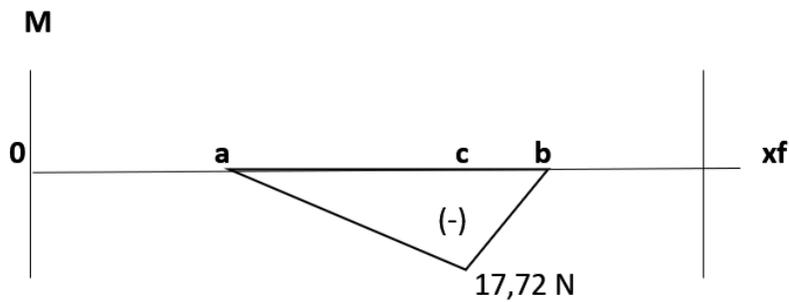


Figura 2.37. Diagrama de momento del eje.

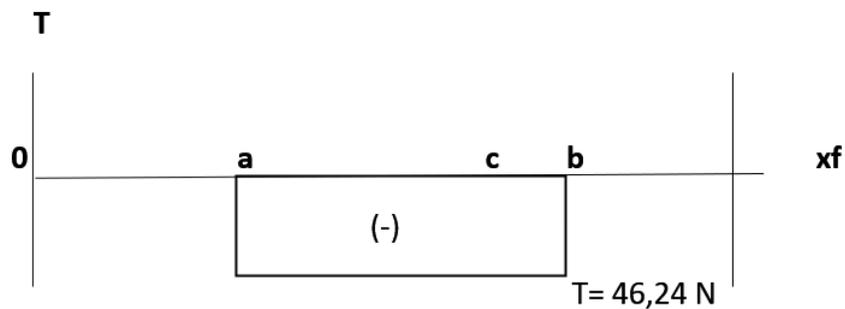


Figura 2.38. Diagrama de torque del eje.

Además, consideramos $M_m = T_a = 0$, ya que tenemos un esfuerzo de flexión reversible y una torsión constante. Del análisis de reacciones y diagramas del eje encontramos la ubicación del punto más crítico en C, es decir en la sección del trinquete, existiendo a su vez concentraciones de esfuerzos, que se dan principalmente a los cambios de sección de los diferentes elementos

que aloja el eje, por lo que utilizamos la tabla 2.24, donde $(r/d) = 0,1$, seleccionando un $K_t = 1.5$ y un $K_s = 1.7$ sugerido, en donde $K_t = K_f$ y $K_{ts} = K_{fs}$.

Tabla 2.24. Factores de concentración de esfuerzos cuando existen cambios de sección.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d=0,02$)	2,7	2,2	3,0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0,1$)	1,7	1,5	1,9
Cuñero fresado ($r/d = 0,02$)	2,2	3,0	-
Cuñero de patín o trapecial	1,7	-	-
Ranura para anillo de retención	5,0	3,0	5,0

(Fuente: Shigley, 2008, pág. 361)

Ahora a partir de estos factores, calculamos el límite de resistencia a la fatiga del eje mediante la Ec. 1.8.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Como se seleccionó un acero AISI1006 para todos los elementos de forma cilíndrica, incluyendo al eje, cuyo material tiene un $S_{ut} = 330,85$ Mpa (Matmatch, 2021), se puede determinar la resistencia a la fatiga del eje usando la Ec. 1.9, obteniendo el siguiente resultado $S'_e = 165,45$ [MPa]. Para el caso de los factores de Marín comenzamos con k_a , más conocido como factor de condición superficial con ayuda de la Ec 1.10. y la tabla 2.25 que nos indica los valores de a y b para un elemento maquinado.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Tabla 2.25. Parámetros en el factor de condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a Sut, kpsi	Factor a Sut MPa	Exponente b
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

(Fuente: Shigley, 2008, pág. 280)

Resolviendo la ecuación antes mencionada obtenemos un factor de acabado superficial $k_a = 0,96$. El valor del factor k_b se resuelve con ayuda de la Ec. 1.11, con el diámetro de menor tamaño del eje, obteniéndose un $k_b = 0,90$, para cargas combinadas se utiliza $k_c = 1$, como si fuera flexión, si la temperatura de trabajo es al ambiente, entonces $k_d = 1$, para una confiabilidad del 99.99% se utilizará $k_e = 0.702$ (Shigley J, 2008, pg. 285). El factor de concentración de tensiones modificado a la fatiga $k_f = 1$, pues cuando se tiene cargas combinadas, es mejor modificar los esfuerzos tanto en los momentos flectores y los torques usando K_f , con los factores de Marín ya calculados y usando la Ec. 1.8, obtenemos el resultado de la resistencia a la fatiga $S_e = 116,36$ [MPa].

Para calcular la dimensión del diámetro aproximado del eje utilizamos la Ec. 1.17 con ayuda del Criterio de Goodman Modificado (EDM), contemplando un factor de seguridad $n = 2$ y reemplazando los valores hallados previamente (Shigley, 2008), se obtiene un diámetro $d_1 = 20,77$ mm como valor aproximado, pero por lo general en el mercado se encuentran ejes de $d_2 = 25,4$ mm equivalentes a una pulgada, dimensión que, si se puede encontrar para ejes, obteniéndose una relación $d_2/d_1 = 1,22$.

Asumimos un radio de filete $r = 1$ mm, y $r/d_1 = 0,05$ por lo que encontramos los valores de $q = 0,6$ y $q_s = 0,95$ (Shigley, 2008, pg. 287), Así también los valores de $K_t = 2$ y $K_{ts} = 1,6$ respectivamente (Shigley, 2008, pg. 1008). Con estos valores podemos determinar K_f y K_{fs} resolviendo las Ec. 1.14 y 1.15.

$$K_f = 1 + 0,6(2 - 1) = 1,6$$

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,6 - 1) = 1,5$$

Una vez determinados estos valores, también hallamos el esfuerzo alternante equivalente $\sigma'_a = 32,23$ Mpa y el esfuerzo medio equivalente $\sigma'_m = 68,28$ Mpa y mediante el criterio de Goodman Modificado despejamos el factor de seguridad para este nuevo diámetro con ayuda de la Ec. 1.16.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{32,23}{116,36} + \frac{68,28}{330,85}$$

$$n = 2,06$$

Este nuevo factor de seguridad es cercano al valor del factor anterior, por lo que decidimos que esta correctamente dimensionado.

En el módulo 1 continuamos los cálculos del resorte de tracción, para esto seleccionamos como material recomendado al alambre estirado duro 227 debido a su bajo costo relativo y buenas características como se indica en la tabla 1.3. Una vez seleccionado el material se debe estimar su resistencia mínima a la tensión mediante la Ec 1.32, donde los valores de A y m se obtienen de la tabla 1.3, siendo el diámetro del alambre elegido uno de los más usados dentro del mercado, cuya extensión máxima es de 12,5 mm.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = \frac{1783 MP_a * mm}{(2,5mm)^{0,190}}$$

$$S_{ut} = 1498,10 MP_a$$

Ahora determinamos el esfuerzo de fluencia S_y del alambre del resorte estimándolo de la siguiente forma: $S_y = 0,75S_{ut}$, lográndose un resultado $S_y = 1123,58 MP_a$ y el esfuerzo cortante se lo obtiene así: $S_{sy} = 0,45S_{ut}$, cuya respuesta es $S_{sy} = 674,15 MP_a$.

Para visualizar de una mejor manera las fuerzas que están actuando en el resorte para el sistema de alimentación es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre como lo indica la figura 2.39.

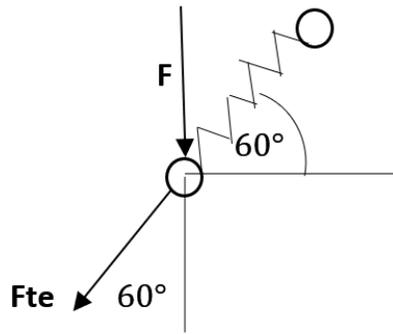


Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre del resorte.

Donde F es la fuerza ejercida para el movimiento del resorte, cuyo dato sabemos y F_{te} es la reacción que se provoca por dicho movimiento cada 60 grados, y aplicando la ley del coseno en el triángulo rectángulo que se forma podemos hallar la fuerza F_{te} , despejando su valor de la Ec. 2.15.

$$\cos 60^\circ = \frac{F}{F_{te}}$$

$$F_{te} = \frac{402,123 \text{ N}}{\cos 60^\circ}$$

$$F_{te} = 804,24 \text{ N}$$

Para encontrar el valor de C , se debe despejar e igualar la Ec. 1.34 con la Ec. 1.7, para luego reemplazar la Ec. 1.35 en esta nueva ecuación que se ha formado para resortes de extensión, considerando un factor de seguridad $n = 1,5$.

$$\sigma_A = F \left[(K)_A \frac{16D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right] = \frac{S_y}{n_y}$$

$$\sigma_A = \frac{F_{max}}{\pi * d^2} [(K)_A (16C) + 4] = \frac{S_y}{n_y}$$

Reemplazamos el valor de $(K)_A$ en la ecuación realizada.

$$\frac{4c^2 - c - 1}{4c(c - 1)} * (16c) + 4 = \frac{\pi * d^2 * Sy}{ny * Fmax}$$

$$4C^2 - C - 1 = (C - 1) \left[\frac{\pi * d^2 * Sy - 1}{4ny * Fmax} \right]$$

$$C^2 - \frac{1}{4} \left(1 + \frac{\pi * d^2 * Sy}{4ny * Fmax} - 1 \right) * C + \frac{1}{4} \left(\frac{\pi * d^2 * Sy}{4ny * Fmax} - 2 \right) = 0$$

Tomamos el valor de la raíz positiva para determinar el valor de C.

$$C = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi * d^2 * Sy}{16ny * Fmax} + \sqrt{\left(\frac{\pi * d^2 * Sy}{16ny * Fmax} \right)^2 - \frac{\pi * d^2 * Sy}{4ny * Fmax} + 2} \right]$$

$$C = 7$$

Encontrado el valor de C, determinamos el valor de D, equivalente al diámetro externo del resorte con ayuda de la Ec. 1.33.

$$C = \frac{D}{d}$$

$$D = C * d$$

$$D = 7 * (2,5) = 17,5 \text{ mm}$$

Posteriormente calculamos el esfuerzo inicial de precarga del resorte τ_i mediante la Ec. 1.36.

$$\tau_i = \frac{8F_i D}{\pi d^3}$$

Se procede a despejar F_i para determinar la fuerza inicial del sistema, además de reemplazar la Ec. 1.37. del esfuerzo inicial dentro de la ecuación obtenida.

$$F_i = \frac{\pi d^3 \tau_i}{8D} = \frac{\pi d^3}{8D} \left[\frac{33500}{\exp(0,105 c)} \pm 1000 \left(4 - \frac{c-3}{6.5} \right) \right]$$

Como estamos determinando la fuerza inicial, entonces realizamos el cálculo con el rango más bajo de los valores de los diámetros para este tipo de resortes.

$$F_i = \frac{\pi 0,098^3}{8(0,2)} \left[\frac{33500}{\exp(0,105 (2))} \pm 1000 \left(4 - \frac{2-3}{6.5} \right) \right]$$

$$F_i = 42,51 \text{ lbf} = 416,81 \text{ N} = 417 \text{ N}$$

Hallada la fuerza inicial F_i ; otro dato importante que se debe determinar es la constante k del resorte despejando de la Ec. 1.31.

$$k = \frac{F_{te} - F_i}{x}$$

$$k = \frac{804,24 - 417}{0,0125}$$

$$k = 30,97 \text{ N/m}$$

Se desea hallar el número de espiras y vueltas activas que posee el resorte helicoidal, para esto usamos las Ec. 1.38 y 1.39, sabiendo primeramente que los valores de los módulos de elasticidad al cortante y a la tensión para un resorte estirado duro A277 son: $G = 79,36 \text{ GPa}$ y $E = 197,2 \text{ GPa}$ (Shigley, 2008, pg. 508).

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8kD^3}$$

$$N_a = \frac{(2,5 \times 10^{-3})^4 * (79,3 \times 10^9)}{8(30,97) * (17,5 \times 10^{-3})^3}$$

$$N_a = 23,32 \text{ vueltas}$$

$$N_b = N_a - \frac{G}{E}$$

$$N_b = 23,32 - \frac{79,36}{197,26}$$

$$N_b = 22,91 \text{ vueltas}$$

Por último, dentro del cálculo de los resortes encontramos las fórmulas para hallar las longitudes original y total del resorte utilizando las Ec. 1.40 y 1.41 respectivamente.

$$L_o = 2(D - d) + (N_b + 1)d$$

$$L_o = (2C - 1 + N_b)d$$

$$L_o = [2(7) - 1 + 22,91] * (2,5 \times 10^{-3})$$

$$L_o = 0,089 \text{ m} = 89,77 \text{ mm}$$

A este valor de la longitud inicial se le suma el valor de $x = 12,5 \text{ mm}$, es decir su extensión para obtener la longitud total del resorte.

$$L = L_o + x$$

$$L = 89,77 \text{ mm} + 12,5 \text{ mm}$$

$$L = 102,27 \text{ mm}$$

A partir de estos resultados obtenidos se fabrica un resorte de alambre estirado duro ASTM A227, cuyo diámetro será de 17,5 mm y tendrá una extensión de 102,27 mm, es decir un valor un poco mayor al de la carrera del pistón.

Dentro del módulo 1 también encontramos cuatro pernos para el alimentador, por lo que tomamos las consideraciones necesarias para los pernos elegidos que se muestran en los anexos del módulo 1, cuya denominación es PG031150 (M8) de dimensiones 8mm x 3/4" con una rosca de paso $P = 1,25$ mm, y un área de esfuerzo $A_t = 36,6$ mm² de acuerdo a la tabla 1.1. Un ejemplo más claro de cómo se encuentran distribuidos los pernos en el centro del sistema de alimentación se muestra en la figura 2.40.

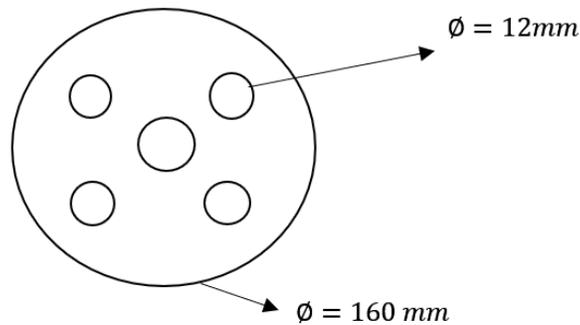


Figura 2.40. Vista superior de la localización de los pernos.

Para saber si se encuentran correctamente elegidos los pernos, procederemos a analizar y verificar su rigidez con ayuda de algunas de las Ec. 1.25 a la 1.30. Se sabe que el módulo de elasticidad de los pernos es $E_1 = 207$ GPa, y el módulo de elasticidad del acero AISI 1006 es $E = 200$ GPa. (Shigley, 2008, pg. 1027). Para un mejor cálculo se toman también en cuenta los datos de la tabla 1.1 y la figura 2.41.

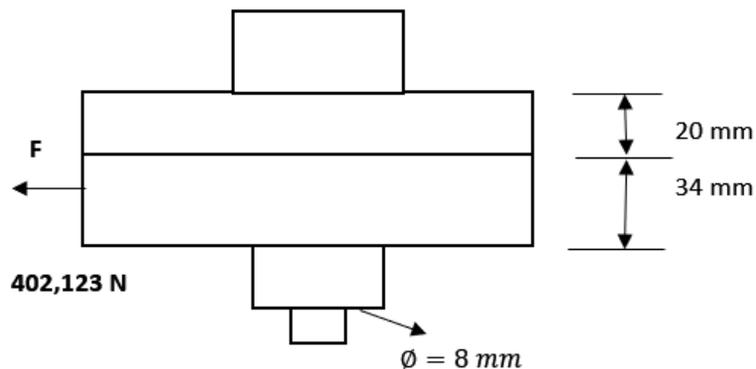


Figura 2.41. Diagrama de cuerpo libre de una sección emperrada del sistema de alimentación.

Partiremos de la Ec. 1.25. determinando la carga de empuje inducido, sumando la secciones roscada y no roscada del perno.

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$$

Para tornillos o pernos métricos $L_t = 2d + 6$ si $L \leq 125\text{mm} \wedge d \leq 48\text{ mm}$, entonces $L_t = 22\text{ mm}$ (Shigley, 2008, pg. 408). La longitud total de agarre será la mostrada en la figura 2.38, sumada una longitud de 4mm correspondiente al espesor de la tuerca, por lo que $L = 58\text{ mm}$ y la longitud L_d será $L_d = L - L_t = 36\text{ mm}$. En cuestión a las áreas $A_d = \pi * \frac{\phi^2}{4} = 50,26\text{ mm}^2$ y $A_t = 36,6\text{ mm}^2$ de acuerdo a la tabla 1.1.

$$k_b = \frac{(50,26)(36,6)(2,07 \times 10^5)}{50,26(22) + 36,6(36)}$$

$$k_b = 0,15713 \frac{MN}{mm}$$

Ahora procedemos a calcular el valor de k_m de la rigidez del perno mediante la Ec. 1.25.

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln\left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d}\right)}$$

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * 2 \times 10^5}{2 * \ln\left(5 * \frac{0.5774 * 22 + 0.5 * 8}{0.5774 * 22 + 2.5 * 8}\right)}$$

$$k_m = 0,19389 \frac{MN}{mm}$$

También debemos hallar la constante de rigidez C mediante la Ec. 1.28.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{0,15713}{0,15713 + 0,19389}$$

$$C = 0,447$$

De la tabla 1.2 sabemos que la resistencia mínima de prueba del perno es $S_p = 225 \text{ MPa}$, con la que se puede determinar la fuerza de precarga F_i despejando de la Ec. 1.29 o también mediante la Ec. 2.15.

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad (\text{Ec. 2.15})$$

$$F_i = 0,75 (36,6 \times 10^{-6}) (225 \times 10^6)$$

$$F_i = 6,176 \text{ kN}$$

Finalmente, para saber el factor de carga del perno utilizamos la Ec. 1.30, sabiendo que el número de pernos entre el trinquete y el disco alimentador es $N = 4$ y la carga aplicada hacia el trinquete es $P = F_i / (1 - C) = 6176 / (1 - 0,447) = 11,168 \text{ kN}$.

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

$$n = \frac{(225)(36,6) - 6176}{0,447 \left(\frac{11168}{4} \right)}$$

$$n = 1,64$$

De la tabla 1.2. extraemos el valor de la resistencia mínima a la fluencia $S_y = 240$ Mpa para el perno con rosca M8, por lo que $S_{sy} = 0,577 (240) = 138,48$ Mpa, con la finalidad de determinar los factores de seguridad de cortante y flexión para los pernos mediante la Ec. 2.16.

$$\tau = \frac{F}{2A_t} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

$$\tau = \frac{402,123}{2(36,6)}$$

$$\tau = 5,49 \text{ MPa}$$

Ahora calculamos el esfuerzo equivalente de la Ec. 2.17, cuyo resultado es reemplazado en la Ec. 2.18. del factor de seguridad a corte.

$$\sigma = \sqrt{3} * \tau \quad (\text{Ec. 2.17})$$

$$\sigma = \sqrt{3} * 5,49$$

$$\sigma = 9,51 \text{ MPa}$$

Con el esfuerzo calculado determinamos el factor de seguridad que está actuando a corte sobre el perno con la Ec. 2.18.

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

$$n = \frac{138,48}{9,51}$$

$$n = 14,56$$

En el caso de flexión en pernos se debe hallar su esfuerzo mediante la Ec. 1.3. para poder determinar su factor de seguridad.

$$\sigma_1 = \frac{Mc}{I}$$

De esta ecuación desconocemos todos sus valores, por lo que calculamos su momento con ayuda de la Ec. 1.1, donde d será la distancia del radio del disco alimentador, es decir la distancia desde el exterior hasta el centro de los pernos.

$$M = Fd$$

$$M = 40,123 * 0,20$$

$$M = 80,42 \text{ Nm}$$

La inercia para discos ya fue calculada en la Ec 2.10 obteniendo un resultado $I = 0,529 \text{ kg m}^2$, quedando pendiente el cálculo de la distancia entre pernos h también conocida como C dentro de la fórmula de esfuerzos, cuyo valor se determina a partir de medidas tomadas de los planos y que se pueden observar en la figura 2.42. a ser resuelta mediante el teorema de Pitágoras.

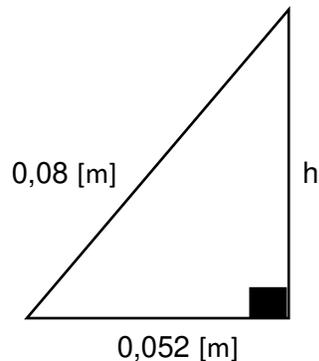


Figura 2.42. Triángulo rectángulo formado a partir de las distancias de pernos.

Resolviendo el triángulo rectángulo se obtuvo un valor $h = 0,0954 \text{ m}$, con lo cual ya se puede determinar el esfuerzo para flexión $\sigma_1 = 14,5 \text{ Mpa}$, y de una vez el factor de seguridad, actuando a flexión mediante la Ec. 2.19.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_1} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$n = \frac{240}{14,5}$$

$$n = 16,55$$

Los dos factores de seguridad al poseer valores elevados nos dan una indicación de su confiabilidad para asegurarnos de que sea muy complicado para que los pernos fallen.

Dentro del módulo 1 también se hacen presentes dos rodamientos cónicos que van acoplados al eje para darle una mayor movilidad al sistema de alimentación como se muestra en la figura 2.43. Como datos tenemos a la fuerza sobre el eje $F_{ay} = 384 \text{ N}$, las reacciones de los cojinetes $R_A = F_{rAx} = 160,96 \text{ N}$ y $R_B = F_{rBx} = 241,16 \text{ N}$, el diámetro del eje donde van a ser ubicados los rodamientos es $d = 20 \text{ mm}$, un factor $k = 1,5$ y una confiabilidad del 99 % para un cojinete de tipo radial (Shigley, 2008, pg. 572). A partir del diámetro d se trabaja con un determinado rodamiento que embone con dicha medida, se busca dentro del catálogo del rodamiento SKF y se encuentra el rodamiento 30304 J2/Q con una velocidad nominal de referencia $n_o = 11000 \text{ rpm}$, una capacidad de carga $C = 34,1 \text{ kN}$ y constantes $y_o = x = 2 \wedge y = 1.1$. Todos estos datos obtenidos del catálogo SKF forman parte de los anexos del módulo 1.

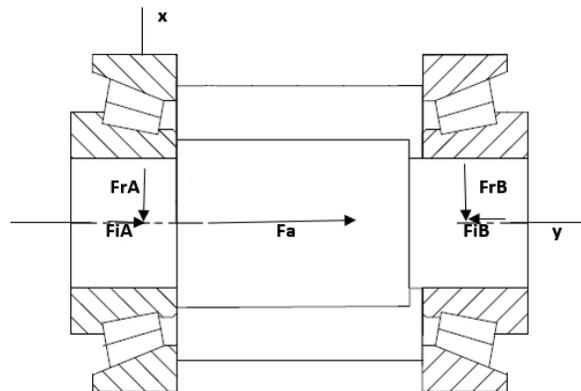


Figura 2.43. Diagrama de rodamientos colocados en el eje.

A partir de los datos establecidos se determina la carga dinámica P con la Ec. 1.18. para los rodamientos A y B.

$$P = xF_r + yF_a$$

$$P_A = 2(160,96) + 1,1(384N)$$

$$P_A = 744,32 N$$

$$P_B = xF_{rBX} + xF_{ay}$$

$$P_B = 2(241,16) + 1,1(384N)$$

$$P_B = 904,72 N$$

Una vez determinadas las cargas dinámicas de los dos rodamientos, para saber si se eligió bien el tipo de rodamiento el valor de C debe ser siempre mayor al valor de P_A y P_B , por lo que si es aprobado el modelo de rodamiento para la máquina. Finalmente podemos encontrar cual va a ser la vida nominal de dichos rodamientos con la Ec. 1.20.

$$L_{A10} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^k$$

$$L_{A10} = \left(\frac{34000}{744,32}\right)^{1,5}$$

$$L_{A10} = 308,73 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{B10} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^k$$

$$L_{A10} = \left(\frac{34000}{904,72}\right)^{1,5}$$

$$L_{B10} = 230,38 \text{ millones de revoluciones}$$

Cabe recalcar que las cargas dinámicas y vidas nominales de los rodamientos difieren en resultados debido a que sobre cada uno de los rodamientos se aplica una reacción diferente.

2.3.2. Sistema de ensamblado

El sistema de ensamblado de agujas para las válvulas, más conocido como módulo 2 de la máquina, se encuentra compuesto por un pedestal de forma cilíndrica hueca sujeto a la mesa por 4 pernos, además de un motor atornillador, un cilindro neumático para su movimiento, placas y elementos móviles como se pudo observar previamente en la figura 2.14.

Primero para el pedestal seleccionamos un tubo de acero estructural que se pueda encontrar en el mercado de $\varnothing = 2,5" = 63,5 \text{ mm}$, espesor $e = 2 \text{ mm}$, y una altura suficiente como para dejar realizar el trabajo de atornillar, tal como se indica en los anexos del módulo 2 y en los planos relacionados a tubos cilíndricos huecos, posteriormente se debe realizar un diagrama de cuerpo libre donde converjan las fuerzas de los elementos acoplados al pedestal, tal como se observa en la figura 2.44, para su respectivo análisis.

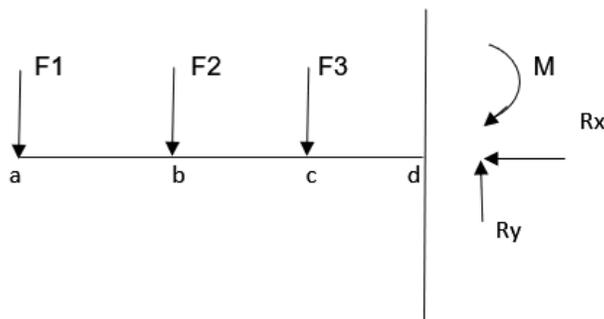


Figura 2.44. Representación del diagrama de cuerpo libre del sistema de ensamblado.

De la figura 2.44. F1 corresponde a la fuerza ejercida por el motor; F2 está relacionado con el peso de las placas junto con el pedestal y F3 sería la fuerza que ejerce el pistón neumático seleccionado.

Para F1 se selecciona según la normativa actual vigente para el ensamblado de la agujas de válvula de gas, la cual dicta que para el ajuste entre la aguja y el cilindro plástico requiere de un mínimo de 300Nm, que es de hecho relativamente alto, por lo que en el mercado existen algunos modelos de motor capaces de cumplir con éste requisito, en particular el motor que llama nuestra atención se encuentra dentro del catálogo de Atlas – Copco dentro de los anexos del módulo 2

con una nomenclatura A0002-11 8411 0320 82; este posee una masa $m = 5 \text{ kg}$, una velocidad de hasta 10 RPM, logrando una vuelta en 6 segundos, siendo capaz de trabajar con un torque constante de 340 Nm y con un torque de arranque de más de 600Nm, suficientes como para realizar el trabajo deseado. Con estos datos procedemos a calcular la fuerza F1 mediante la Ec. 2.20.

$$F = m * g \quad (\text{Ec. 2.20})$$

$$F_1 = (5)(9,8) = 49 \text{ N}$$

Para F2 se determinan los volúmenes y masas del pedestal y las placas mediante las Ec. 2.4 y 2.8, para una vez encontrados estos valores, sumarlos y hallar la fuerza F2 correspondiente al peso total sin incluir al motor y al pistón con la Ec. 2.20.

$$V_{pedestal} = \pi * (R^2 - r^2) * h$$

$$V_{pedestal} = \pi * [(31,75 \times 10^{-3})^2 - (29,75 \times 10^{-3})^2] * 760 \times 10^{-3}$$

$$V_{pedestal} = 2,9367 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

La masa se despeja de la fórmula de la densidad de la Ec. 2.8, sabiendo que la densidad del acero A36 es $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

$$m_1 = \rho * V_{pedestal}$$

$$m_1 = 2,30 \text{ kg}$$

Ahora calculamos el volumen de las placas rectangulares con la Ec. 2.21. y las medidas obtenidas de los planos a partir de las dimensiones del pedestal para poder despejar la masa m_2 de las mismas. Cabe recalcar que para las placas se tiene la misma densidad del acero A36.

$$V_{placas} = A * L * e \quad (\text{Ec. 2.21})$$

$$V_{placas} = 1,607 \times 10^{-4} m^3$$

$$m_2 = \rho * V_{placas}$$

$$m_2 = 1,26 \text{ kg}$$

Sumamos las dos masas, obteniendo una masa total $m_T = 3,56 \text{ kg}$, la cual nos servirá para hallar la fuerza F_2 con la Ec. 2.20.

$$F_2 = m_T * g$$

$$F_2 = (3,56)(9,8)$$

$$F_2 = 34,88 \text{ N}$$

Para F_3 utilizamos nuevamente un cilindro neumático Art CA32100 debido a que es capaz de levantar hasta 40 kg con una presión de 5 bares y una carrera de 100 mm, tal y como se indica en los anexos de este tipo de pistón, siendo necesario poder levantar un mínimo de 7 kg correspondientes al motor y a las piezas que suben y bajan con el atornillador de agujas. Un detalle importante a ser tomado en cuenta es que su velocidad de trabajo es bastante alta, llegando incluso a 1,5 metros por cada segundo, por lo que concluimos que dicho elemento esta correctamente elegido. Su fuerza ya fue obtenida en cálculos anteriores debido a que estamos usando el mismo modelo de cilindro neumático por lo que $F_3 = 402,123 \text{ N}$.

Se realiza también un análisis de momentos y fuerzas, conociendo previamente que la distancia desde el pedestal al cilindro neumático cd es de 120,75 mm, la distancia desde le pedestal al motor ad es de 321,25 mm y por lo tanto la distancia bd será calculada como $bd = ad - cd = 200,5 \text{ mm}$, todo esto a partir de la figura 2.43 y posteriormente las Ec. 2.13 y 2.14.

$$Md = F_1 (ad) + F_2(bd) + F_3(cd)$$

$$Md = 49 (0,321) + 34,88(0,200) + 402,123(0,120)$$

$$Md = 70,95 \text{ N/m}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = F_1 + F_2 + F_3$$

$$R_y = 486 \text{ N}$$

Con estos valores, procedemos a la realización de sus diagramas de cortante y momento para el módulo 2, como se indican en las figuras 2.45. y 2.46. respectivamente.

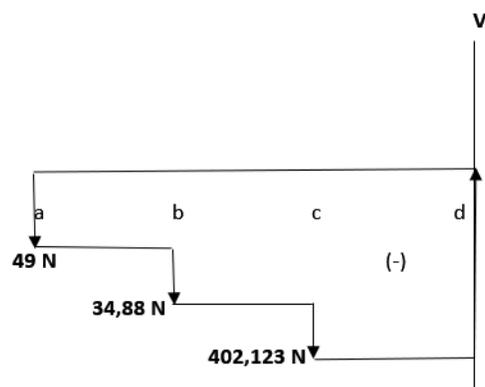


Figura 2.45. Diagrama cortante del sistema de ensamblado de válvulas.

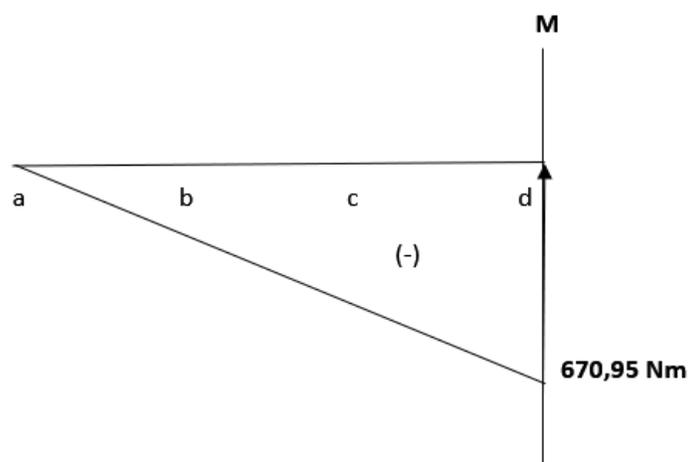


Figura 2.46. Diagrama de momento del del sistema de ensamblado de válvulas.

Calculamos también el esfuerzo que se produce en el sistema de ensamblado con la Ec 1.3, para luego hallar su factor de seguridad con la Ec. 1.7, conociendo que para un acero estructural A36 tenemos un $S_y = 36 \text{ ksi} = 250 \text{ Mpa}$.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{Md}{2I} = \frac{Md}{2 * \frac{\pi * d^4}{64}}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 (670,95)}{\pi(0,0635^3)}$$

$$\sigma = 26,69 \text{ MPa}$$

Por lo que el factor de seguridad será:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{26,69 \text{ MPa}}$$

$$n = 9,36$$

En el módulo 2 también existen 4 pernos THE025050NA de dimensiones 6mm x 1/2" que se pueden verificar en los anexos del módulo 2 y cuya finalidad es la de sostener el pedestal con respecto a la mesa de trabajo; estos pernos poseen una rosca de paso $P = 1 \text{ mm}$, y un área de esfuerzo $A_t = 20,1 \text{ mm}^2$ de acuerdo a la tabla 1.1. Sus cálculos se realizan de la misma forma que con los pernos del módulo 1; las únicas diferencias están en el cambio de dimensiones y en la fuerza aplicada, ya que los pernos se encontrarán de igual manera empernados sobre una placa con la mesa de trabajo como se observa en la figura 2.47. La fuerza ejercida será el promedio de todas las fuerzas que se encuentran en el sistema de ensamblado debido a la ubicación de los alojamientos, por lo que $F_{\text{prom}} = (F_1 + F_2 + F_3)/3 = 162 \text{ N}$.

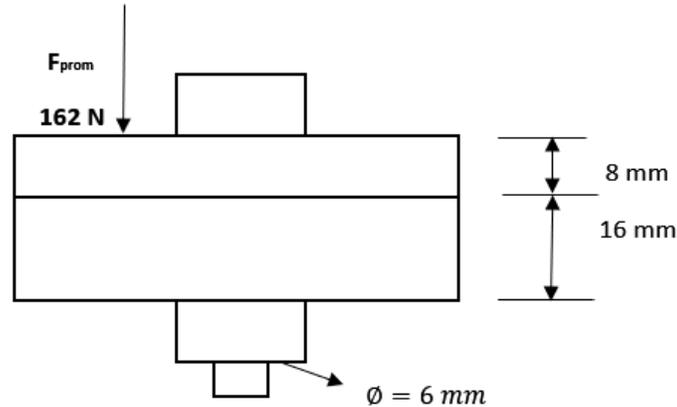


Figura 2.47. Diagrama de cuerpo libre de una sección emperrada de la base del pedestal.

Tenemos una longitud $L_t = 2d + 6$ si $L \leq 125\text{ mm} \wedge d \leq 48\text{ mm}$, entonces $L_t = 18\text{ mm}$ (Shigley, 2008, pg. 408), $L = 28\text{ mm}$ y la longitud L_d será $L_d = 10\text{ mm}$. En cuestión a las áreas $A_d = \pi * \frac{\varnothing^2}{4} = 28,27\text{ mm}^2$; con estos datos hallamos k_b, k_m y C ; se conoce también que la resistencia mínima del perno es $S_p = 225\text{ MPa}$, por lo que $F_i = 3,391\text{ kN}$ y $P = 6,9222\text{ kN}$. Con estos valores determinamos el factor de carga del perno $n_2 = 1,28$.

Sabemos además el valor de la resistencia mínima a la fluencia $S_y = 240\text{ MPa}$ para un perno de rosca M6, por lo que $S_{sy} = 0,577 (240) = 138,48\text{ MPa}$; con ayuda de estos valores se pueden determinar los factores de seguridad que trabajan a cortante y a flexión de estos pernos.

Calculamos un esfuerzo cortante $\tau = 4,029\text{ MPa}$, para luego encontrar el esfuerzo equivalente $\sigma = 6,97\text{ MPa}$ y finalmente el factor de seguridad por corte $n = 19,86$. Para el caso de flexión encontramos un esfuerzo $\sigma = 11,96\text{ MPa}$ y un factor de seguridad a flexión $n = 20,06$.

2.3.3. Sistema de transporte mediante brazo robótico

En el módulo 3 se trabaja netamente con elementos normalizados, por lo que no son necesarios ningún tipo de cálculos, sino más bien solo seleccionar el modelo del elemento que se piense comprar y que exista en el mercado para la máquina, ya que es muy común en la actualidad encontrar compuestos que formen parte de un sistema de brazo robótico en catálogos. Dentro de este módulo encontraremos 3 elementos normalizados con sistemas neumáticos como se observan en las figuras 2.48 a la 2.50.

En primer lugar tenemos una pinza paralela de tipo neumática, seleccionada a partir de las dimensiones del elemento a manipular, es decir las válvulas ya ensambladas con un diámetro $\varnothing = 30$ mm, por lo las tenazas de la pinza deberían tener una apertura ligeramente mayor, además su modo de apertura tiene que ser lineal y paralelo, ya que en mercado existen pinzas de tenazas angulares de 90 y 180 grados, las cuales en nuestro caso no serían las aplicables, porque no son capaces de cerrar hasta la medida de 30mm, necesaria para atenazar la aguja ensamblada, por lo que según catálogos del fabricante, cada tipo de estas pinzas tendrá una fuerza mínima requerida, así como también una fuerza segura. Observando varias alternativas se llegó a la conclusión de que la pinza adecuada para cumplir todos estos requerimientos dimensionales, físicos y demás es la Art CPP25, cuyos datos se encuentran en los anexos del módulo 3, los cuales ayudaron para su posterior diseño en el software AutoCAD tal como se muestra en la figura 2.48.

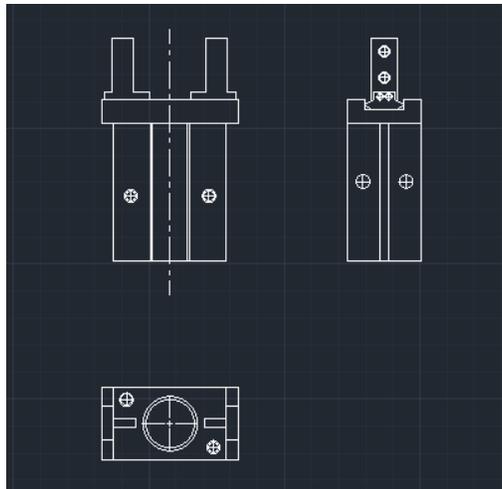


Figura 2.48. Pinza manipuladora paralela neumática.

El segundo elemento normalizado es una mesa giratoria o actuador giratorio neumático de 180 grados, capaz de colaborar con el movimiento del brazo robótico. Un primer requerimiento muy importante que debe tenerse en cuenta es el ángulo necesario, el cual tiene que ser de 180 grados, además la mesa debe poder girar dentro de un rango de velocidades; ambos parámetros se especifican dentro del catálogo de los anexos del módulo 3, permitiendo identificar a la mesa giratoria Art CRM30 como la que cumple las características tanto de ángulo, velocidad y torque mínimo, tal como se observa en la figura 2.49.

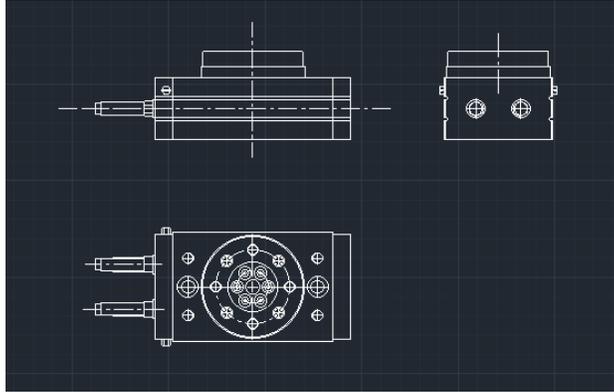


Figura 2.49. Mesa giratoria neumática de 180 grados.

El tercer y último elemento normalizado del módulo 3 que conformará el sistema de transporte mediante brazo robótico es el pistón neumático con guía lineal anti giro. Para determinar el pistón y su respectiva guía primeramente se toman los datos de las dimensiones de los elementos que tienen que ser levantados verticalmente, entre los cuales se enlistan: el conjunto de ensamble de aguja con el cilindro plástico, la tenaza con el brazo propiamente dicho y la mesa giratoria de 180 grados. Una vez que se tienen las dimensiones de todos los elementos anteriores, se consultan los materiales de los que cada uno está constituido y se les aplica la ecuación de la densidad para obtener la masa que se tendrá que levantar con el pistón.

Dado que todo el sistema está trabajando con una presión de 5 bares, y la masa total que tiene que levantar sumando todos los elementos según sus materiales son cerca de 2.5 kilogramos, elegimos nuevamente el pistón Art CA32100, capaz de levantar verticalmente 40 kilogramos. Por otro lado, en este dispositivo es muy importante que no exista rotación a medida que el brazo suba o baje, ya que pudieran producirse estrellamientos y afortunadamente dentro del mismo catálogo se encuentra una guía lineal que permite trabajar al pistón neumático a velocidades de hasta 500 mm/s sin necesidad de lubricación, entonces seleccionamos para el pistón Art CA32100 la guía lineal disponible por catálogo CAGB32100 como se observa en la figura 2.50, cuyas demás especificaciones se presentan también en la página de catálogo adjunta en los anexos del módulo 3.

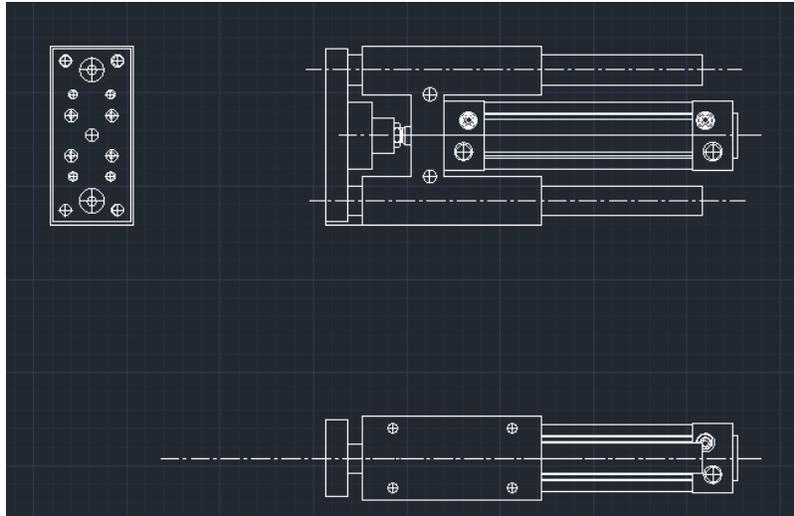


Figura 2.50. Pistón neumático con guía lineal anti giro.

2.4. Programación del sistema de control

El programa que se ha elaborado para el control de la máquina viene escrito en Ladder o sistema de escalera, una forma de programación muy popular para determinar las acciones que el PLC debe llevar a cabo. A continuación, se muestran y explican cada uno de los networks con los que se propone controlar la máquina. Todo el programa se ha trabajado en MicroWin Step 7 y se describe paso a paso su programación desde la figura 2.51 hasta la figura 2.68, además de contar con un respaldo digital del trabajo realizado.

En el primer “peldaño” como se muestra en la figura 2.51, se encuentra el pulsador I0.0 (arranque general), el cual al ser presionado y levantado (N), enciende un primer contacto (Q1.0) correspondiente a la válvula 5/2 que hace que la mesa giratoria ingrese a posicionarse sobre el disco de alimentación. Como todo el programa debe efectuarse secuencialmente, también se activa una memoria inicial M0.0 y M0.1 que utilizaremos posteriormente. Se ha programado con la seguridad de que el programa no vuelva a ejecutarse nuevamente por haber presionado otra vez el pulsador de arranque general, esto como una medida de seguridad que no puede dejarse de lado para este tipo de instalaciones y para maquinaria que utiliza dispositivos que pudieran ser peligrosos en caso de no tener estas previsiones.

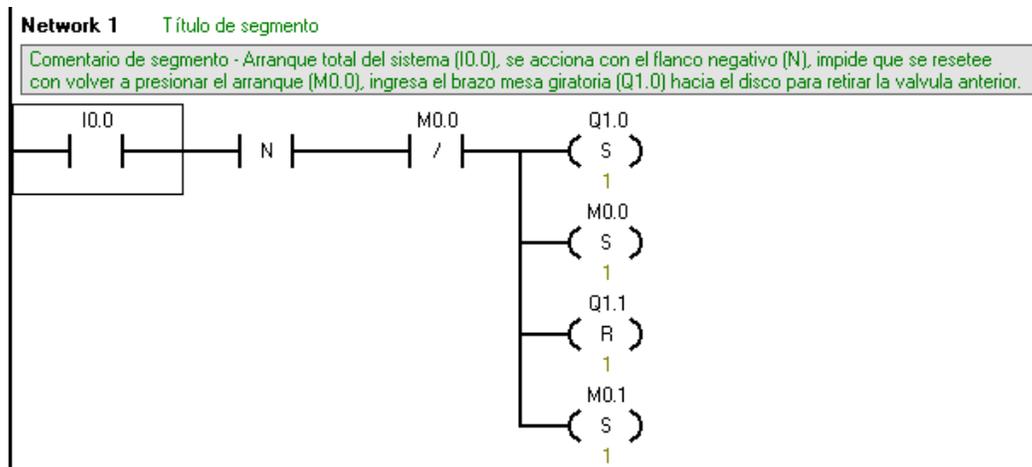


Figura 2.51. Network 1 de la programación en Ladder.

Cabe recalcar que para la posterior simulación del sistema de control en el simulador PCSimu, el brazo giratorio se coloca en el lado derecho en la posición de “adentro” por seguridad, tal como se muestra en la figura 2.52.



Figura 2.52. Representación del brazo pivote del primer peldaño en el simulador PCSimu.

En el “Network 2” o segundo peldaño tal como se observa en la figura 2.53. es programado el paro de emergencia I0.1 normalmente cerrado; el cual, al ser presionado impide que la secuencia del programa se siga ejecutando, reseteándose 25 memorias y 25 “contactos”. A continuación, en la figura 2.54. se pueden observar los botones pulsadores que se han colocado en el simulador PCSimu, así como también el señalizador de que un nuevo ciclo se está efectuando. Debe tenerse en cuenta que en la máquina algunas secuencias pueden ejecutarse paralelamente, de modo que más de una aguja de válvula pueda ser procesada a la vez, gracias a la capacidad de procesamiento con la que cuenta el PLC.

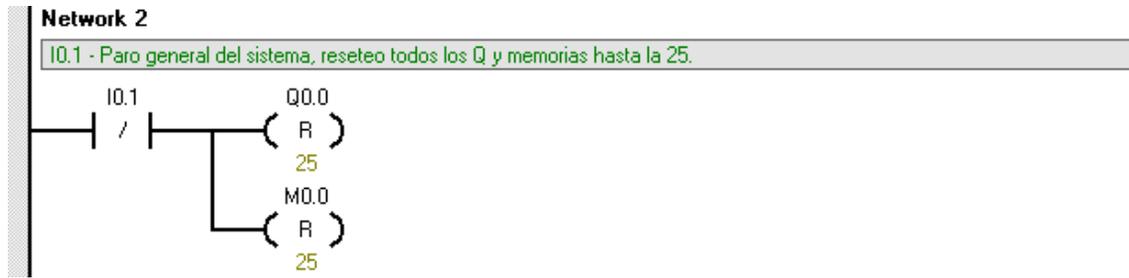


Figura 2.53. Network 2 de la programación en Ladder.



Figura 2.54. Representación de los botones de control para el sistema semiautomático de la máquina. A continuación, en el “Network 3” correspondiente a la figura 2.55; se puede observar que gracias a la previa activación de la memoria M0.1 y también al sensor magnético del brazo articulado que detecta su ubicación sobre el disco de revólver, el pistón del brazo neumático con su válvula 5/2 (Q0.6) va a bajar, seteando la válvula e impidiendo que suba (Q0.5), procediendo con la siguiente memoria de la secuencia (M0.2) y reseteando la anterior memoria (M1.1).

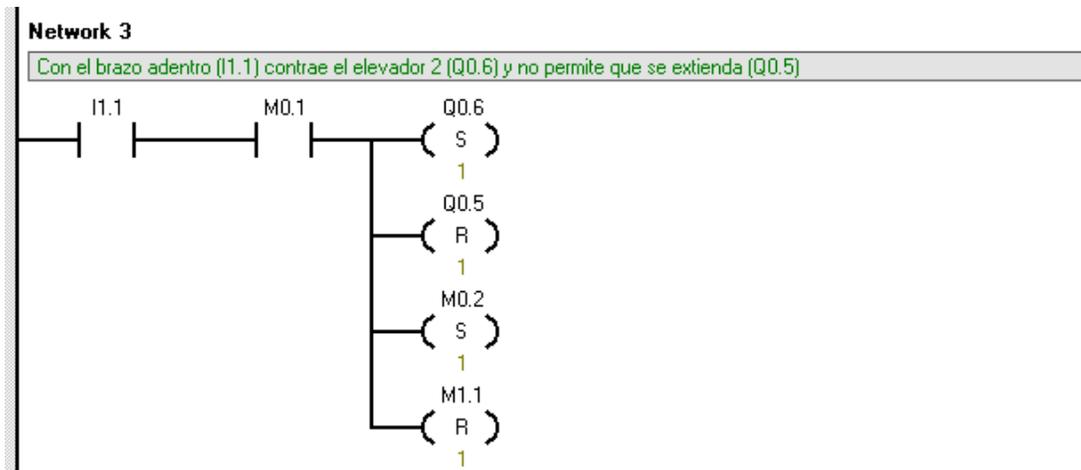


Figura 2.55. Network 3 de la programación en Ladder.

Como puede observarse en la figura 2.56, el pistón del brazo neumático baja hasta accionar el sensor magnético I0.6 que le avisará al PLC que la pinza está lista para ser accionada.



Figura 2.56. Representación del elevador para el brazo neumático dentro del simulador PCSimu.

Posteriormente se inicia el “Network 4” como se observa en la figura 2.57, en donde, debido a la activación anterior de la memoria M0.2 y también a la detección del sensor magnético (I0.6), el cual detecta que el pistón del brazo neumático ha terminado de bajar, activando la válvula 5/2 correspondiente al cierre de la pinza neumática (Q1.3).

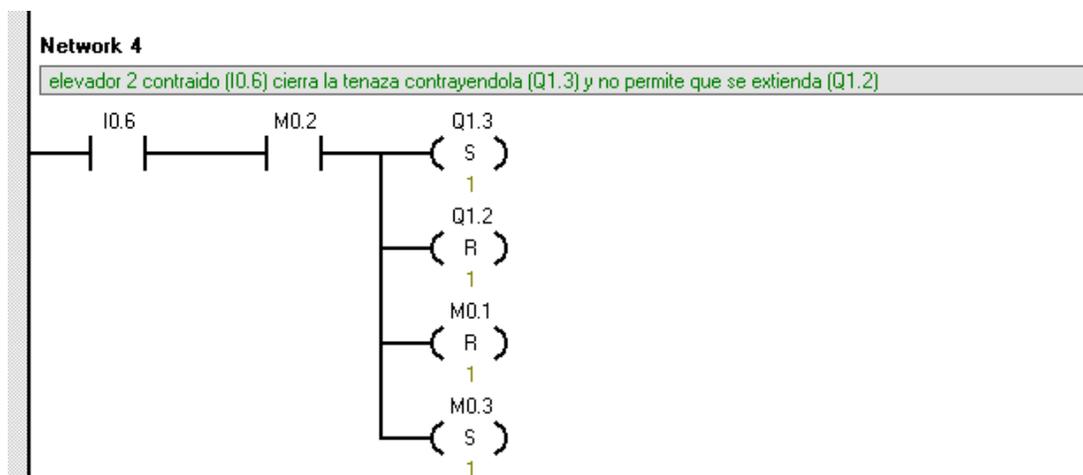


Figura 2.57. Network 4 de la programación en Ladder.

Tal como puede apreciarse en las figuras 2.57 y 2.58, a más de setear el cierre, por seguridad no se permite el accionamiento de la válvula para lograr la apertura (Q1.2); acto seguido se resetea la anterior memoria M0.1 y se setea la siguiente (M0.3) para que la misma junto con el sensor respectivo puedan activar la siguiente parte de la secuencia.

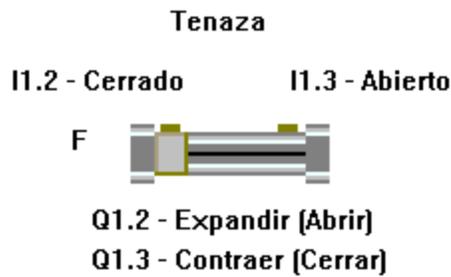


Figura 2.58. Representación de la tenaza dentro del simulador PCSimu.

Tal como puede verse en el “Network 5” correspondiente a la figura 2.59, el pistón del brazo empieza a subir levantando la aguja del disco revólver que supuestamente ya ha sido atornillada con el motor de 340 Nm. De igual manera puede observarse que se resetea la anterior memoria M0.2, seteándose la siguiente memoria M0.4, la misma que se usará en la siguiente parte del programa.

Ahora que la memoria M0.4 ha sido seteada junto con el sensor de salida del vástago del pistón del brazo neumático, se realizarán varias operaciones: en primer lugar, girar el brazo neumático (Q1.1) hacia afuera del disco, luego desactivar la posibilidad de girar al centro (Q1.0), saliendo el pistón del disco tipo revólver (Q0.0), ubicando el nuevo ensamble debajo del módulo atornillador. Por seguridad, inmediatamente se impide que se active el retorno del pistón del disco tipo revólver (Q0.1), se setea la siguiente memoria M0.5 y se resetea la anterior M0.3.

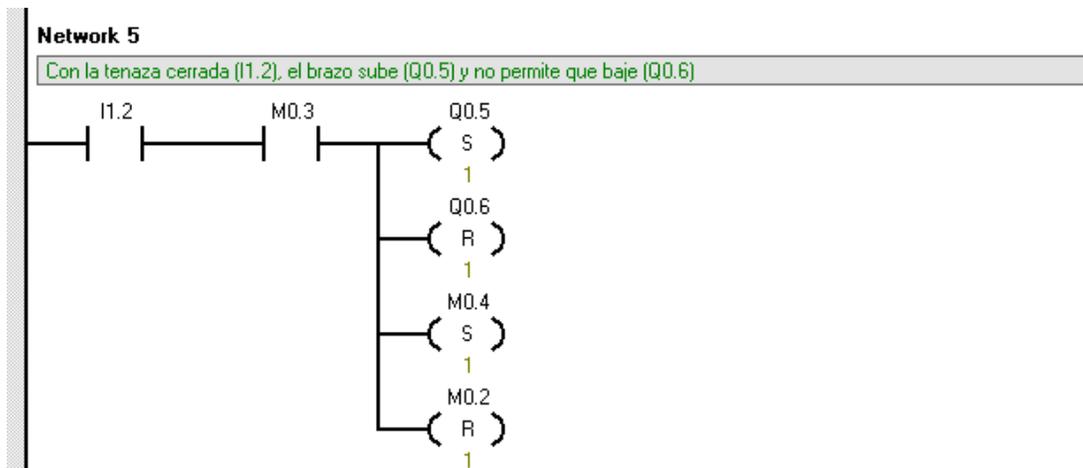


Figura 2.59. Network 5 de la programación en Ladder.

En lo referente al “Network 6” como se observa en la figura 2.60, el sensor magnético detecta que la pinza se ha cerrado aprisionando la aguja de la válvula, logrando en conjunto con la anterior memoria seteada (M0.3) accionar la válvula 5/2 (Q0.5) que hace que el pistón del brazo neumático proceda a subir con la pinza cerrada y la aguja atenazada.

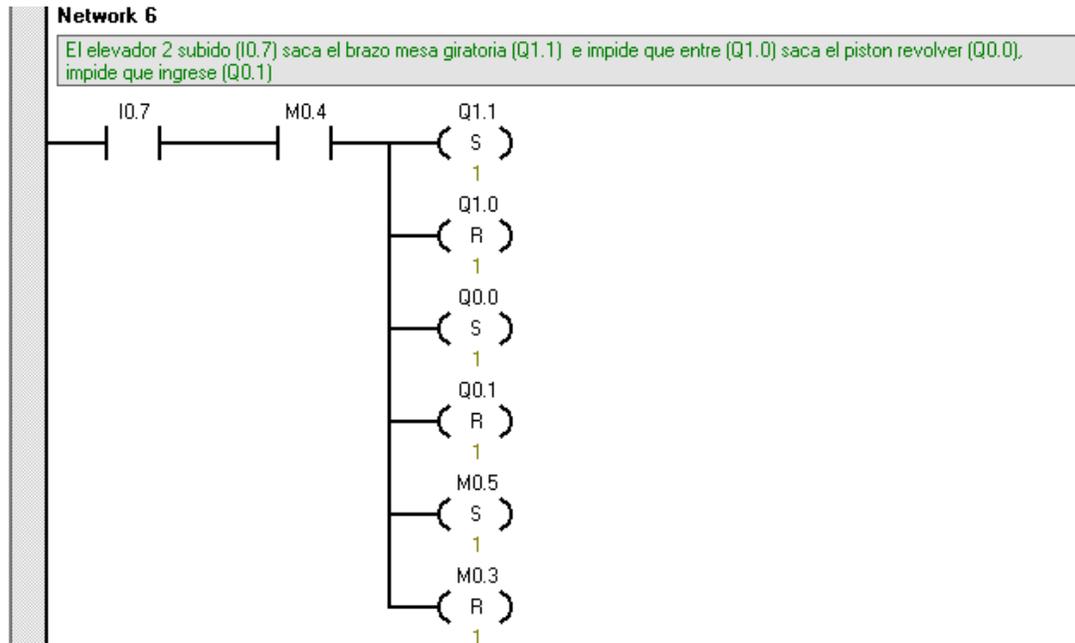


Figura 2.60. Network 6 de la programación en Ladder.

Como se ha mencionado anteriormente, se activa la salida del pistón del trinquete o disco tipo revólver mediante el accionamiento de Q0.0 como se observa en la figura 2.61, pasando a ingresar la aguja de la válvula hacia la sección del motor atornillador.

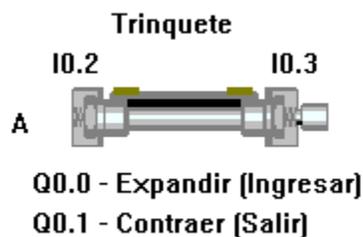


Figura 2.61. Representación del cilindro neumático del trinquete dentro del simulador PCSimu.

Llegando ahora al “Network 7” como se observa en la figura 2.62; se aprovecha la capacidad del PLC permitiendo accionar varios actuadores neumáticos a la vez, permitiendo trabajar con por lo menos dos agujas de válvula en paralelo. En esta nueva secuencia se trabaja con la señal de

accionamiento proveniente de la memoria anterior M0.5, así como también del sensor magnético que detecta que el brazo neumático se encuentra fuera del disco (I1.0).

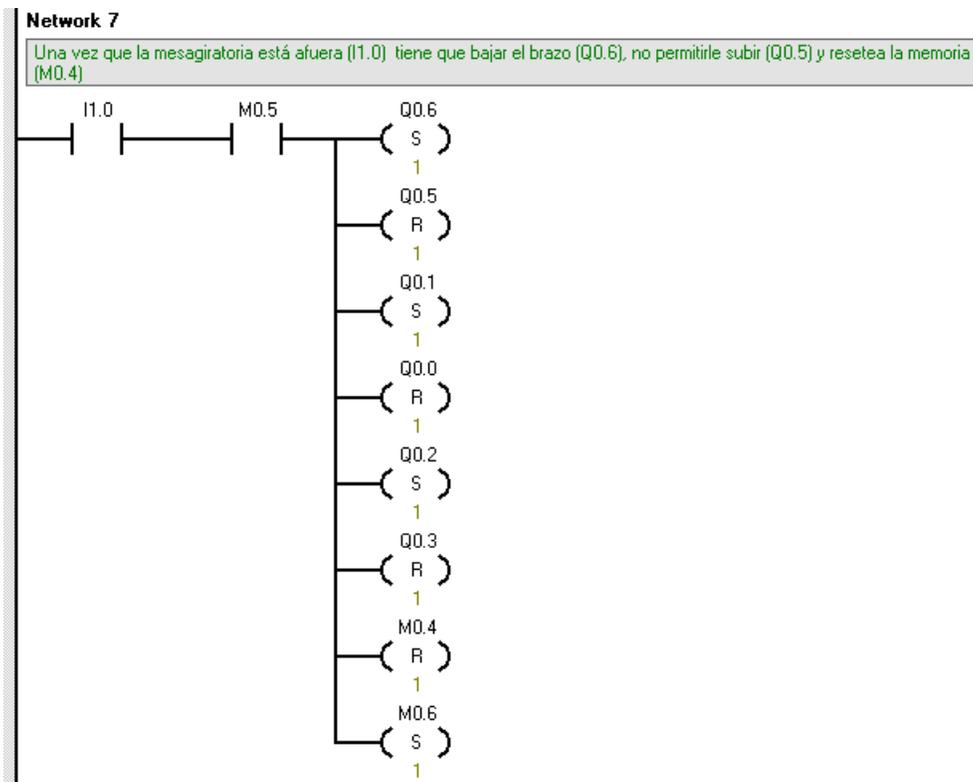


Figura 2.62. Network 7 de la programación en Ladder.

Una vez que se ha cumplido este requerimiento, se permitirá que se accione la válvula 5/2, la cual bajará el pistón del brazo neumático (Q0.6) y también regresará el pistón del disco tipo revólver (Q0.1).

Además, como tercer elemento, se accionará la válvula 5/2 que está a cargo de bajar el motor neumático como se observa en la figura 2.63. para que haga contacto con el preensamble ya colocado sobre el dado del disco tipo revólver (Q0.2), cabe recalcar que aun no se hace girar el motor, el cual solamente arrancará una vez que reciba su respectiva orden desde la válvula comandada por el PLC.

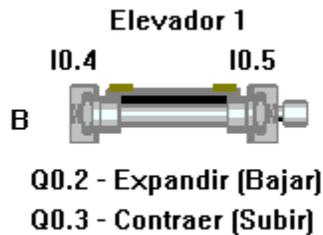


Figura 2.61. Representación del elevador del motor neumático dentro del simulador PCSimu.

En el “Network 8” como se observa en la figura 2.62, el pistón del brazo neumático manipulador ha llegado a su punto más bajo; disponiéndose a depositar en un recipiente externo la válvula ensamblada previamente; al haber hecho esto, y gracias a la memoria anteriormente seteada (M0.6), se acciona la válvula 5/2 que abre la tenaza neumática (Q1.2), enviándose el aire necesario para el accionamiento del motor (Q0.4).

A continuación, realizaremos un ajuste manual que permita regular el tiempo de atornillado del motor neumático sin recurrir a trabajar con temporizadores en el PLC, regulando el tiempo de elevación del pistón del brazo neumático mediante una válvula de estrangulamiento, pudiendo retardar manual y externamente el tiempo de atornillado del motor. El tiempo que el pistón del brazo neumático demora en llegar hasta la parte superior es el mismo que el del motor neumático girando para conseguir el sello; lo cual, según especificaciones del fabricante del motor y gracias a datos de catálogo, se logra en 6 segundos. La razón de hacer esto, es porque nos evitará tener que recurrir a un programador y al programa de forma permanente para realizar ajustes en el tiempo de atornillado, lográndose que solamente sea necesario retrasar los accionamientos de los dispositivos con la regulación de la salida de aire.

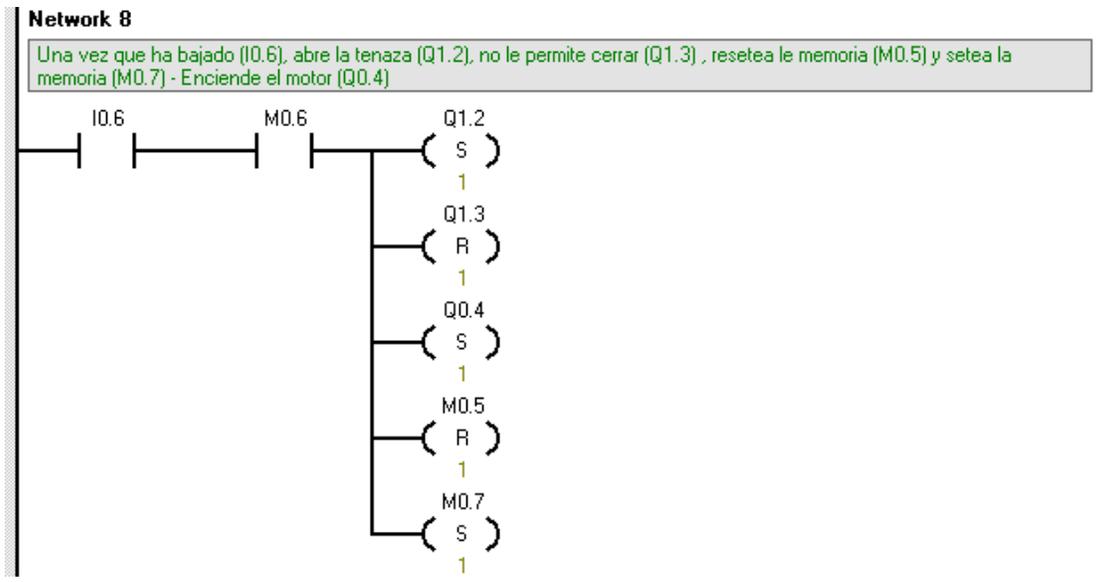


Figura 2.64. Network 8 de la programación en Ladder.

Ahora que la aguja está ajustada con su cubierta plástica y depositada en un contenedor externo a la máquina, se procede con el giro nuevamente del motor neumático, completando el sello de la siguiente válvula, lográndose accionar a su vez el sensor magnético que avisa de la apertura total de las pinzas (I1.3), accionándose nuevamente la válvula que sube el brazo neumático gracias a la memoria previa (M0.7), seteando la siguiente memoria M1.0, tal como puede observarse en la figura 2.65. correspondiente al “Network 9”.

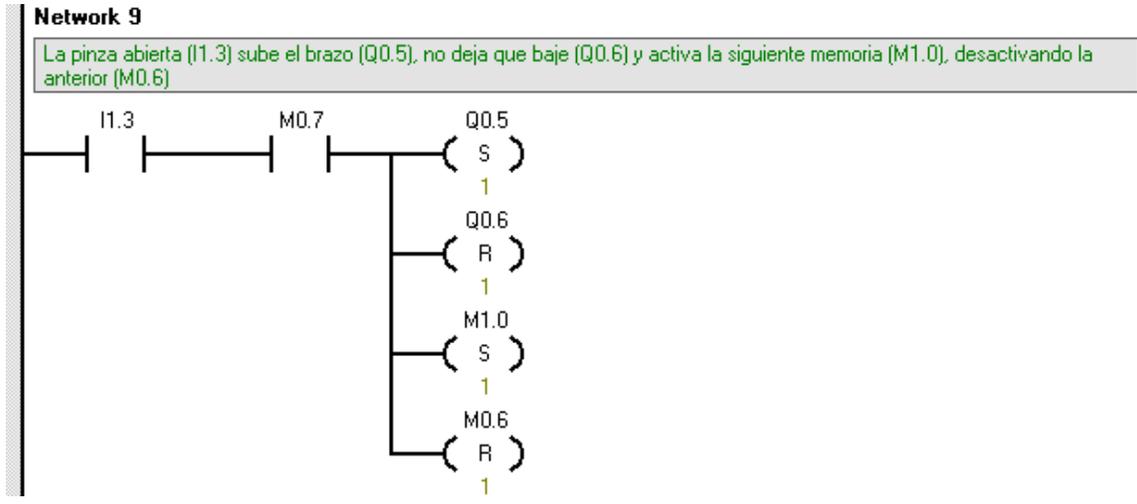


Figura 2.65. Network 9 de la programación en Ladder.

Una vez seteada la memoria M1.0, y gracias a que el brazo neumático vuelve a estar en el punto más alto, luego de haber soltado la válvula ensamblada, se detiene el motor atornillador y se activa la válvula 5/2 a cargo de elevar el motor, de manera que se pierda contacto físico entre el dado atornillador y la aguja ensamblada que está depositada en el disco con el trinquete en el sistema del revólver, reseteando la memoria anterior (M0.7) y seteando la siguiente (M1.1) tal como puede observarse en la figura 2.66. correspondiente al “Network 10”.

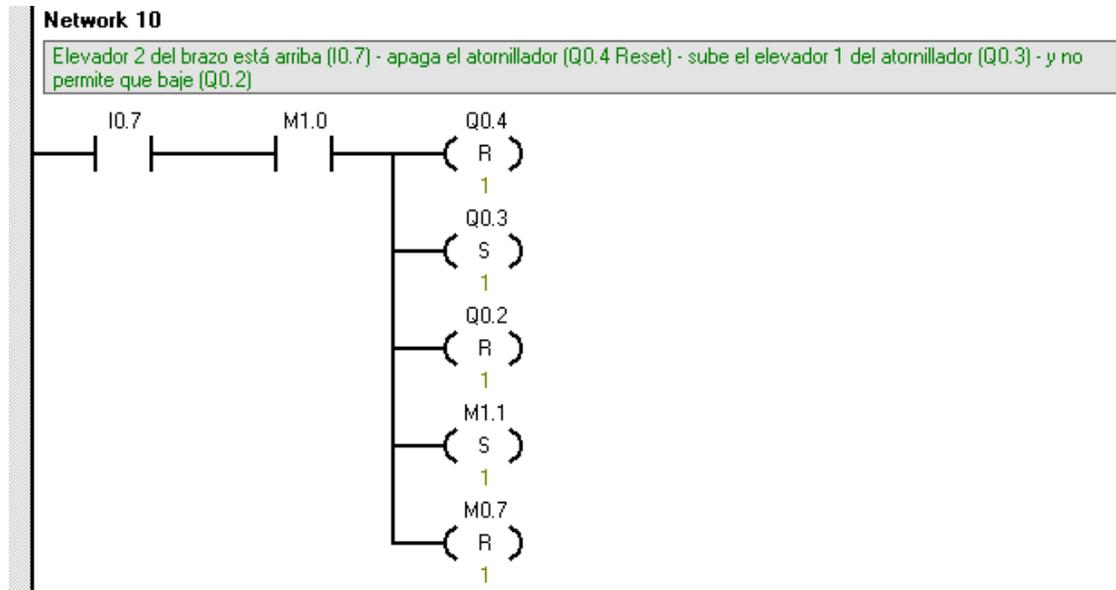


Figura 2.66. Network 10 de la programación en Ladder.

Llegado a este punto, en el “Network 11”, el pistón neumático del atornillador se ha contraído totalmente, elevando el motor neumático atornillador (I0.4), y gracias a la activación de la anterior memoria (M1.1), el brazo neumático gira 180 grados para volver a colocarse sobre el disco tipo revólver, reseteando la penúltima memoria (M1.0) y volviendo a setear la primera, para regresar a completar todo el ciclo descrito y volver a trabajar con dos válvulas simultáneamente.

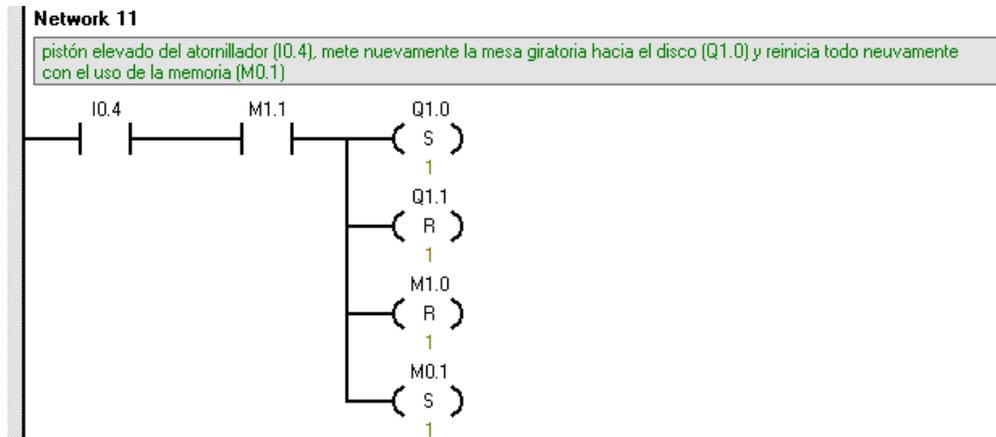


Figura 2.67. Network 11 de la programación en Ladder.

Todo lo anterior puede también observarse como funcionamiento en tiempo real mediante la simulación del circuito que se ha preparado en el software Festo Fluid Sim, en donde el archivo tipo. ct permite observar todas las secuencias que se han descrito anteriormente. En la figura 2.68. puede observarse el funcionamiento de la simulación neumática, así como el diagrama de desplazamientos de los actuadores neumáticos de la máquina ensambladora.

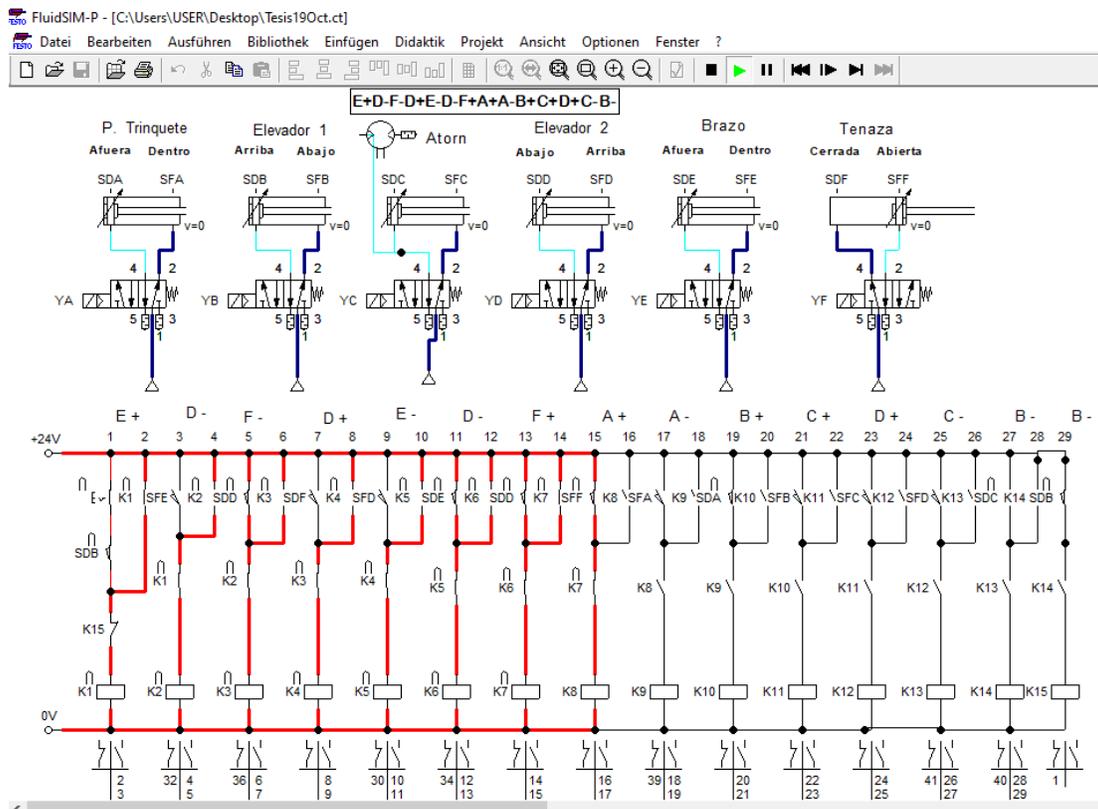


Figura 2.68. Simulación del circuito de la máquina en el software Festo Fluid Sim.

En la simulación de la figura 2.68, se ha utilizado la técnica en la que se identifica el accionamiento de cada uno de los seis actuadores. El Pistón “A” es el del trinquete del disco tipo revólver, el pistón “B” es el correspondiente al del elevador del motor atornillador neumático, el “C” es el motor neumático, el “D” corresponde al pistón elevador del brazo neumático que manipula las agujas de las válvulas ya ensambladas, el “E” es la articulación neumática llamada también actuador o mesa giratoria, y, por último, el “F” es la pinza neumática. Igualmente, el archivo de la simulación neumática se encuentra entre los anexos virtuales de la máquina.

2.5. Análisis de costos

Debido a su naturaleza personalizada, una máquina de ensamblaje puede tener un costo inicial muy alto, que podría estar fuera del alcance de los pequeños productores, pero su eficiencia deja claro que es una inversión inteligente. Si bien, cada negocio debe ajustarse a un precio, es importante que se evalúe si se dispone del financiamiento para trabajar con una de estas máquinas. En el presente apartado se detalla el aspecto económico de los rubros de cada módulo correspondiente a actividades de construcción, mano de obra, montaje, etc.

2.5.1. Costos del sistema de alimentación (Módulo 1)

Dentro de los costos del módulo 1 se deben detallar las cantidades, especificación y precios de los elementos normalizados, mano de obra, material y por último el costo total de fabricación tal como se indica en las tablas 2.26 a la 2.30.

Tabla 2.26. Costo de elementos normalizados del sistema de alimentación.

ELEMENTO	ESPECIFICACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$/U)	PRECIO TOTAL (\$)
Tornillos de cabeza hexagonal con arandela	ISO 1665- DIN 6921, $\varnothing 50\text{ mm}$, M6	4	0,25	1,00
Pernos hexagonales	PG025300 $\varnothing 6\text{mm}$ 3"	4	0,29	1,16
Tuercas hexagonales de sujeción	IISO 4032- DIN 934 AD 2000 – W2, M6	2	0,15	0,30
Rodamientos cónicos	30304 J2/Q	2	11,52	23,04
Tornillo para resorte de tracción	PA038350 $\varnothing 3/8"$ 3"	1	0,30	0,30
Pistón neumático	CA32100	1	167,55	167,55
			TOTAL	193,35

Tabla 2.27. Costo de mano de obra 1 del sistema de alimentación.

Maquinaria	Cant.	Torno		Fresado		Taladro		deformado		TOTAL
		10		16		8		1		
COSTOS HHM										
Pieza		Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	USD
Eje	1	2	20	0	0	0	0	0	0	20
Trinquete	1	0	0	1	16	0,5	4	0	0	20
Cuña de retención	1	0	0	0	0	0,2	1,6	0	0	1,60
Dado de la válvula	6	3	30	3	48	0	0	0	0	78
Disco alimentador	1	0	0	0	0	0,5	4	0	0	4
Cuña de empuje	1	0	0	0	0	0,2	1,6	0	0	1,60
Acople de la cuña	1	0	0	0	0	0,2	1,6	0	0	1,60
Resorte	1	0	0	0	0	0	0	1	9,0	9,00
TOTAL		5	50	4	64	1,6	12,08	1,5	13,50	135,80

Tabla 2.28. Costo de mano de obra 2 del sistema de alimentación.

Maquinaria	Cant.	Machuelado		Corte con chorro de agua		Soldadura		Operario General		TOTAL
		9		90		15		2		
COSTOS HHM										
Pieza		Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	USD
Eje	1	0	0	0	0	0	0	0,5	1	1
Trinquete	1	0,5	4,5	0,2	18	0	0	0,5	1	23,50
Cuña de retención	1	0,2	1,8	0,1	9	0	0	0,5	1	11,90
Dado de la válvula	6	0	0	0	0	0,5	7,5	1	2	9,50
Disco alimentador	1	0,5	4,5	0,3	27	0	0	0,5	1	32,50
Cuña de empuje	1	0,2	1,8	0,1	9	0	0	0,5	1	11,80
Acople de la cuña	1	0,1	0,9	0,1	9	0,5	7,5	0,5	1	18,40
Resorte	1	0	0	0	0	1	7,5	0,5	1	8,50
TOTAL		1,5	13,50	0,8	72	2	22,50	4,5	9	117,10

Sumando los valores de las dos tablas anteriores 2.27. y 2.28. se obtiene un costo total de mano de obra de 252,90 USD.

Tabla 2.29. Costo de materiales del sistema de alimentación.

PIEZA	EJE AISI 1006 CD Ø1"		Plancha acero AISI 1006 espesor 16 mm		TOTAL
	6 (\$/kg)		6 (\$/kg)		
COSTO UNITARIO	Cant.	USD	Cant.	USD	USD
Eje	5,17	31,02	0	0	31,02
Trinquete	0	0	18,11	108,66	108,66
Cuña de retención	0	0	2,16	13,00	13,00
Dado de la válvula			1,00	36,00	36,00
Disco alimentador	0	0	59,2	355,12	355,12
Cuña de empuje	0	0	2,16	13,00	13,00
Acople de la cuña	0	0	1,24	7,44	7,44
TOTAL	5,17	31,02	83,87	533,22	564,24

Tabla 2.30. Costo de fabricación del sistema de alimentación.

RUBRO	Valor (\$)
MATERIALES	564,24
MANO DE OBRA	252,90
ELEMENTOS NORMALIZADOS	193,35
SUBTOTAL 1	1010,49
IMPREVISTOS (10%)	101,05
TOTAL	1111,54

2.5.2. Costos del sistema de ensamblado (Módulo 2)

Dentro de los costos del módulo 2 se deben detallar las cantidades, especificación y precios de los elementos normalizados, mano de obra, material y por último el costo total de fabricación tal como se indica en las tablas 2.31 a la 2.35.

Tabla 2.31. Costo de elementos normalizados del sistema de ensamblado.

ELEMENTO	ESPECIFICACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$/U)	PRECIO TOTAL (\$)
Pernos	THE025050NA	4	0,18	0,72
Tornillos de sujeción	Allen 2.6 DIN-912	32	0,15	4,80
Motor	A0002-11 8411 0320 82	1	855,99	855,99
Cilindro neumático	CA32100	1	167,55	167,55
TOTAL				1029,06

Tabla 2.32. Costo de mano de obra 1 del sistema de ensamblado.

Maquinaria COSTOS HHM	Cant.	Torno		Taladro		Machuelado		TOTAL
		10		8		9		
Pieza		Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	USD
Pedestal	1	1	10	0	0	0	0	10
Base de motor	1	0	0	0,5	4	0,5	4,5	8,50
Carro exterior	1	0	0	0,5	4	0,2	1,8	5,80
Carro interior	1	0	0	0,5	4	0,2	1,8	5,80
Corredera	1	0	0	0,5	4	0	0	4
Tapa superior	1	0	0	0,5	4	0,5	4,5	8,50
Tapa inferior	1	0	0	0,5	4	0,5	4,5	8,50
Haladeras	2	0	0	1	8	1	9	17
Vástago	1	0,5	5	0,5	4	0,2	1,8	10,80
Bases	1	0	0	0,5	4	0	0	4
Abrazadera	1	0	0	0,5	4	0,2	1,8	5,80
TOTAL		1,5	15	5,5	44	3,3	29,7	88,70

Tabla 2.33. Costo de mano de obra 2 del sistema de ensamblado.

Maquinaria COSTOS HHM	Cant.	Rectificado		Corte con chorro de agua		Soldadura		Operario General		TOTAL
		8		90		15		2		
Pieza		USD	USD	Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	USD
Pedestal	1	0	0	0,1	9	2	30	0,5	1	40
Base de motor	1	0	0	0,2	18	0	0	0,5	1	19
Carro exterior	1	0,5	4	0,3	27	0	0	0,5	1	32
Carro interior	1	0,5	4	0,3	27	0	0	0,5	1	32
Corredera	1	0	0	0,3	27	0	0	0,5	1	28
Tapa superior	1	0	0	0,2	18	0	0	0,5	1	19
Tapa inferior	1	0	0	0,2	18	0	0	0,5	1	19
Haladeras	2	0	0	0,4	36	0	0	1	2	38
Vástago	1	0	0	0	0	0	0	0,5	1	1
Bases	1	0	0	0,2	18	0	0	0,5	1	19
Abrazadera	1	0	0	0,2	18	1	15	0,5	1	34
TOTAL		1	8,0	2,4	216	3	45	5,5	11	281

Sumando los valores de las dos tablas anteriores 2.32. y 2.33. se obtiene un costo total de mano de obra de 369,70 USD.

Tabla 2.34. Costo de materiales del sistema de ensamblado.

PIEZA	Tubo estructural A36 Ø2,5"		Plancha A36 espesor 16 mm		Electrodo E6011 Ø1/8		TOTAL
	3,5 (\$/kg)		3 (\$/kg)		2,5 (\$/kg)		
COSTO UNITARIO	Cant.	USD	Cant.	USD	Cant.	USD	
Pedestal	3,2	11,2	0	0	1,5	3,75	14,95
Base de motor	0	0	0,51	1,54	0	0	1,54
Carro exterior	0	0	0,35	1,05	0	0	1,20
Carro interior	0	0	0,22	0,66	0	0	0,66
Corredera	0	0	1,15	3,45	0	0	3,45
Tapa superior	0	0	0,54	1,62	0	0	1,62
Tapa inferior	0	0	0,54	1,62	0	0	1,62
Haladera	0	0	0,18	0,54	0	0	0,54
2da haladera	0	0	0,22	0,66	0	0	0,66
Vástago	0	0	0,17	0,51	0	0	0,51
Bases	0	0	0,2	0,60	0	0	0,60
Abrazadera	0	0	3,36	10,08	1	2,5	10,08
TOTAL	3,2	11,2	7,44	22,33	2,5	6,25	37,43

Tabla 2.35. Costo de fabricación del sistema de ensamblado.

RUBRO	Valor (\$)
MATERIALES	37,43
MANO DE OBRA	369,70
ELEMENTOS NORMALIZADOS	1029,06
SUBTOTAL 1	1436,19
IMPREVISTOS (10%)	143,61
TOTAL	1579,80

2.5.3. Costos del sistema de transporte mediante brazo robótico (Módulo 3)

Dentro de los costos del módulo 3 se deben detallar las cantidades, especificación y precios de los elementos normalizados, mano de obra, material y por último el costo total de fabricación tal como se indica en las tablas 2.36. a la 2.40.

Tabla 2.36. Costo de elementos normalizados del sistema de brazo robótico.

ELEMENTO	ESPECIFICACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$/U)	PRECIO TOTAL (\$)
Pinza neumática de 2 dedos	CPP 25	1	200,75	200,75
Cilindro neumático	CA32100	1	167,55	167,55
Guía anti giro	CAGB32100	1	183,33	183,33
Pernos para patas	PG025300	40	0,15	6,00
Actuador neumático giratorio	CRM30	1	285,98	285,98
TOTAL				843,61

Tabla 2.37. Costo de mano de obra del sistema de brazo robótico.

Maquinaria	Cant.	Taladro		Machuelado		Corte con chorro de agua		Operario General		TOTAL
COSTOS HHM		8		9		90		2		
Pieza		Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	Cant	USD	
Acoplamiento entre cilindro neumático y actuador giratorio	3	2	16	2	18	1	90	1	2	126
Bastidor	1	0,5	4	0,5	4,5	0,2	18	0,5	1	27,50
Placa de asientos	1	0,5	4	0,5	4,5	0,3	27	0,5	1	36,50
Patatas menores	3	0,5	4	0	0	0,1	9	1	2	15
Patatas mayores	4	0,5	4	0	0	0,2	18	2	4	26
Apoyo de pata 1	1	0,5	4	0	0	0,1	9	0,5	1	14
Apoyo de pata 2	1	0,5	4	0	0	0,1	9	0,5	1	14
Apoyo de pata 3	1	0,5	4	0	0	0,1	9	0,5	1	14
TOTAL		5,5	44	3	27	2,1	189	6,5	13	273,00

Tabla 2.38. Costo de materiales 1 del sistema de brazo robótico.

PIEZA	2 m Tubo estructural rectangular 50x25x3 mm		1,2 m Tubo cuadrado 50x50x3 mm		Perfil en L de 26 cm de longitud 40X40X3 mm		TOTAL
	1,6 (\$/kg)		1 (\$/kg)		3,13 (\$/kg)		
COSTO UNITARIO	Cant.	USD	Cant.	USD	Cant.	USD	
Acoplamiento 1	0	0	0	0	0	0	0
Acoplamiento 2	0	0	0	0	0,48	1,5	1,50
Bastidor	0	0	0	0	0	0	0
Placa de asientos	0	0	0	0	0	0	0
Patatas menores	0	0	0	0	0	0	0
Patatas mayores	0	0	4,2	4,2	0	0	4,2
Apoyo de pata 1	0,96	1,54	0	0	0	0	1,54
Apoyo de pata 2	2,05	3,28	0	0	0	0	3,28
Apoyo de pata 3	2,22	3,55	0	0	0	0	3,55
TOTAL	5,23	8,37	4,2	4,2	0,48	1,5	14,07

Tabla 2.39. Costo de materiales 2 del sistema de brazo robótico.

PIEZA	20 cm Tubo estructural rectangular 50x90x4 mm		30 cm Tubo cuadrado 20x20x3 mm		Plancha acero A 36 de 286x230x13 mm		TOTAL
	3,25 (\$/kg)		5,45 (\$/kg)		3 (\$/kg)		
COSTO UNITARIO	Cant.	USD	Cant.	USD	Cant.	USD	
Acoplamiento 1	1,226	4,0	0	0	0	0	4,00
Acoplamiento 2	0	0	0	0	0	0	0
Bastidor	0	0	0	0	64,99	195,0	195,00
Placa de asientos	0	0	0	0	13,36	40,0	40,00
Patatas menores	0	0	0,55	3,0	0	0	3,00
Patatas mayores	0	0	0	0	0	0	0
Apoyo de pata 1	0	0	0	0	0	0	0
Apoyo de pata 2	0	0	0	0	0	0	0
Apoyo de pata 3	0	0	0	0	0	0	0
TOTAL	1,226	4,0	0,55	3,0	78,35	235	242

Sumando los valores de las dos tablas anteriores 2.38. y 2.39. se obtiene un costo total de materiales de 256,07 USD.

Tabla 2.40. Costo de fabricación del sistema de brazo robótico.

RUBRO	Valor (\$)
MATERIALES	256,07
MANO DE OBRA	273,00
ELEMENTOS NORMALIZADOS	843,61
SUBTOTAL 1	1372,68
IMPREVISTOS (10%)	137,26
TOTAL	1509,94

2.5.4. Costos del sistema de automatización

Para los costos del sistema de automatización de la máquina se detallan cantidades, especificación y precios de los elementos normalizados, material y una mano de obra generalizada para toda la instalación del sistema, realizada por un programador experimentado, y por último el costo total de fabricación tal como se indica en las tablas 2.41. a la 2.43.

Tabla 2.41. Costo de elementos normalizados del sistema de automatización.

ELEMENTO	ESPECIFICACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$/U)	PRECIO TOTAL (\$)
PLC	S7-200	1	350,00	350,00
Compresor de 2 HP	7.2 CFM	1	250,00	250,00
Sensores neumáticos	M/50/lsc/cp	12	40,00	480,00
Racores	∅ 0,25" con rosca de 8 mm	11	1,50	16,50
Unidad FRL	FRL-2-1/4-A	1	40,00	40,00
Pulsador industrial para tablero eléctrico	3a color rojo	3	4,00	12,00
Luces piloto	Luz led 24 vatios	2	3,00	6,00
Riel DIN metálico perforado	CNC 35 mm x 1 m	1	1,00	1,00
Fuente de poder	Siemens LOGO Power 24 V	1	24,00	24,00
Electroválvulas 5/2	XCPC 4V210-08	5	18,70	93,50
			TOTAL	1273,00

Dentro del costo de mano de obra, consultando precios a personas que realizan este tipo de trabajo de instalaciones de sistemas de control automático, nos supieron manifestar que el trabajo solicitado tendría un costo aproximado de 800 USD.

Tabla 2.42. Costo de materiales del sistema de automatización.

ELEMENTO	ESPECIFICACION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$/U)	PRECIO TOTAL (\$)
Cable de conexión	cable 18 AWG	10	18,00	180,00
Caja de control	Acero A36 10x30x40 cm	1	50	50,00
			TOTAL	230,00

Tabla 2.43. Costo de fabricación del sistema de automatización.

RUBRO	Valor (\$)
MATERIALES	230,00
MANO DE OBRA	800,00
ELEMENTOS NORMALIZADOS	1273,00
SUBTOTAL 1	2303,00
IMPREVISTOS (10%)	230,30
TOTAL	2533,30

2.5.5. Costo total de la máquina

Para el costo total de la máquina se deben sumar los valores obtenidos de cada sistema, sumando los valores finales de las tablas 2.30, 2.35, 2.40. y 2.43, obteniéndose el resultado que puede observarse en la tabla 2.44.

Tabla 2.44. Costo total de la máquina.

RUBRO	Valor (\$)
Costo del mecanismo alimentador (\$)	1111,54
Costo del mecanismo ensamblador (\$)	1579,80
Costo del mecanismo de transporte mediante brazo robótico (\$)	1509,94
Costo del sistema de automatización (\$)	2533,30
SUBTOTAL (\$)	6734,58
Costo de montaje (10%)	673,46
Costo de diseño (10%)	673,46
Utilidades (15%)	1010,18
COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA (\$)	9091,68

2.6. Simulación digital del funcionamiento de la máquina

En la simulación de la secuencia neumática para ensamblar válvulas de gas existen 6 actuadores neumáticos ejecutando tareas de acuerdo a un orden establecido para nuestra simulación. El pistón A realiza la fuerza de empuje para girar la plataforma en donde se colocan las válvulas para ser ensambladas; el pistón B corresponde al movimiento longitudinal en sentido vertical que debe realizar el destornillador; el pistón C ejecuta el movimiento en el eje vertical del brazo del módulo 3 que sirve para retirar de la máquina las válvulas; el actuador D es un motor neumático giratorio por pasos perteneciente al módulo 3 y posee 4 posiciones que corresponden a 90°, 180°, 270° y 360°; el actuador E es el motor neumático giratorio encargado de generar el torque para ajustar las válvulas; el actuador F corresponde a la pinza neumática que se encarga de agarrar, así como de soltar las válvulas.

Para realizar la simulación primeramente se debe construir un modelo en un programa de diseño asistido por computadora, el mismo que fue realizado mediante el programa Inventor, el cual consta de los 3 módulos desarrollados anteriormente. Para realizar la simulación de movimiento es necesaria la detección de interferencias para determinar que el modelo CAD este bien desarrollado. En la figura 2.69. se puede diferenciar cada uno de los actuadores que van a ensamblar las válvulas de gas para la máquina.

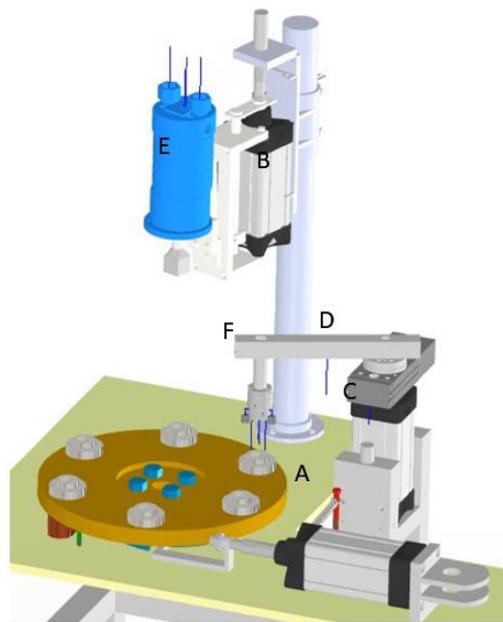


Figura 2.69. Actuadores neumáticos de la máquina.

Una vez ensamblados todos los componentes de la máquina dentro del programa CAD, se procede a la creación de un archivo para presentar los proyectos, el cual consta de herramientas en donde se pueden mover sus componentes para simular el movimiento de cada uno de los actuadores neumáticos. Los movimientos que se realizan quedan registrados en la barra del tiempo en donde se pueden ir controlando y contabilizando cada uno de estos, tal como se indica en la figura 2.70.

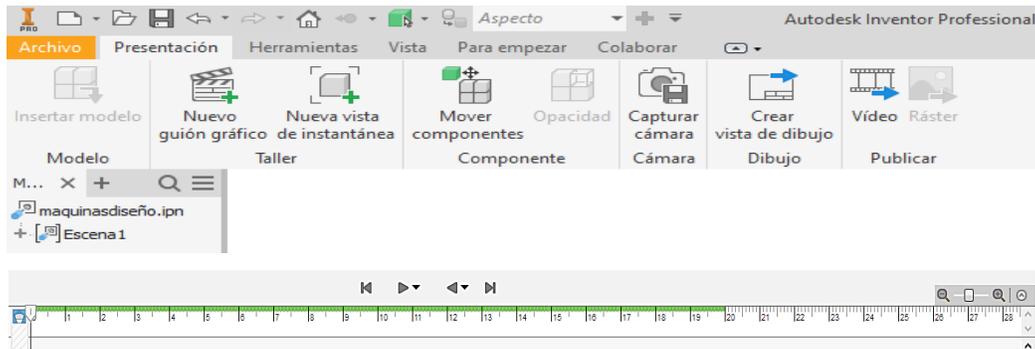


Figura 2.70. Menú de herramientas del módulo de simulación de Inventor.

Como se desea mover componentes, se debe seleccionar el botón indicado en la figura 2.71, posteriormente se despliegan las opciones, en donde se debe primeramente escoger la pieza con la cual se va a realizar el movimiento, posteriormente se debe elegir el punto de origen de las coordenadas desde donde va a partir el movimiento y finalmente se debe analizar si se va a desplazar o girar este componente, para así seleccionar el eje del movimiento con su respectivo recorrido.



Figura 2.71. Ejemplo de figuras, técnicas e instrumentos de investigación.

Seguindo la secuencia neumática anteriormente determinada, se procede a obtener la distancia de recorrido de cada uno de los actuadores, teniendo en cuenta las especificaciones que se encuentran en el catálogo de cada uno de estos. Comenzando la secuencia con el movimiento en sentido descendente de los pistones que corresponden al atornillador y brazo neumático que previamente esta con las tenazas abiertas; la siguiente secuencia corresponde al giro del motor del atornillador mientras se ejecuta conjuntamente el cierre de las tenazas con la válvula y el movimiento en sentido vertical del brazo neumático; luego se tiene el movimiento en sentido ascendente del atornillador y el giro del brazo neumático; posteriormente se ejecuta el giro de la plataforma conjuntamente con la abertura de las tenazas del brazo neumático que retiran las válvulas de la máquina y finalmente retorna el pistón que realizó el giro al mismo tiempo que regresa el brazo neumático a la posición inicial, cada uno de estos movimientos se puede observar en la figura 2.72.

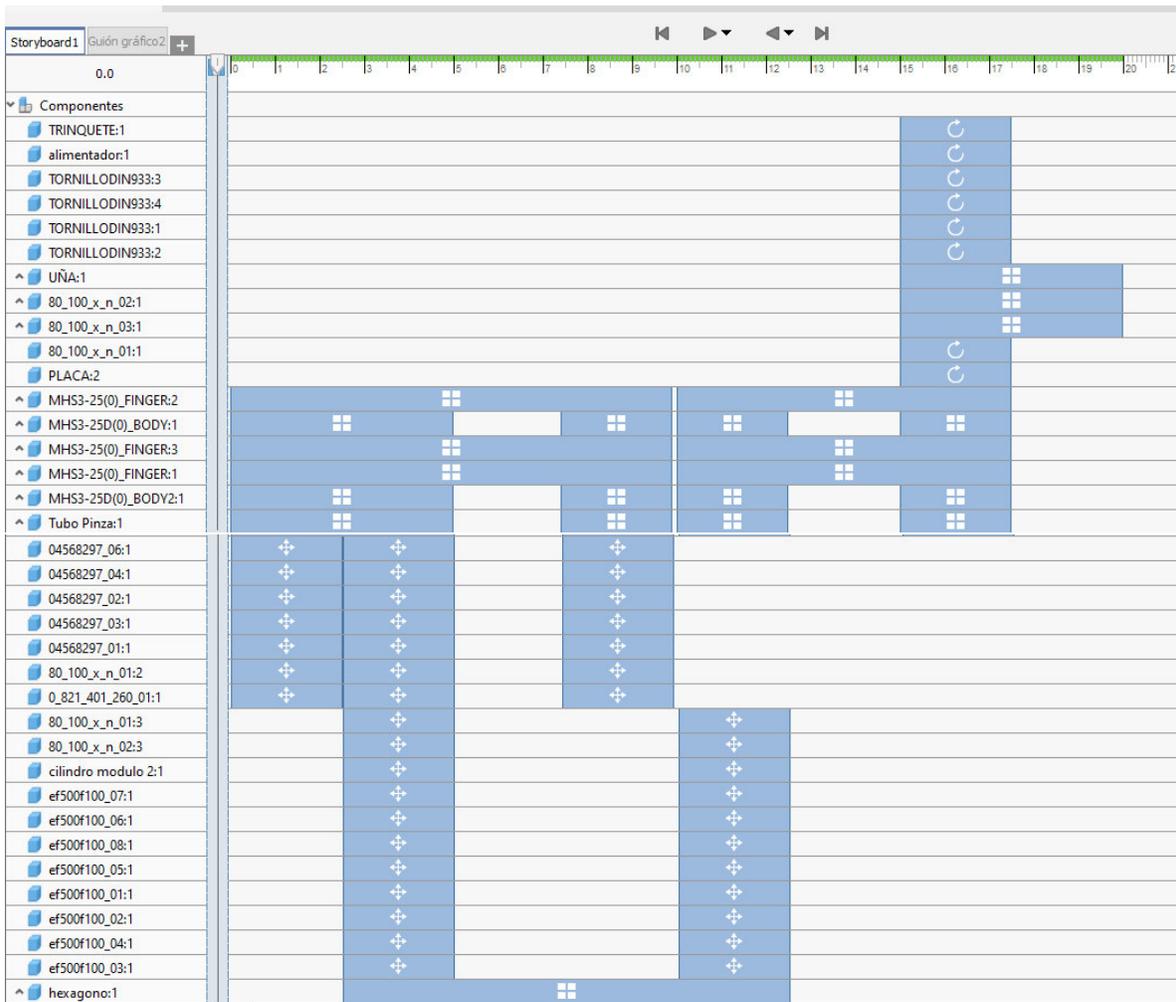


Figura 2.72. Secuencia de movimientos en la línea del tiempo.

Para demostrar toda esta secuencia de movimientos se usó el programa Autodesk Inventor, partiendo previamente de los planos realizados en AutoCAD, y cuya simulación se encuentra también en un archivo digital dentro de los anexos.

2.7 Productividad

Para el análisis de productividad de la máquina, primeramente, debemos obtener una determinada secuencia de funcionamiento, respetando el tiempo de cada actuador, ya que de esto dependerán los costos relacionados a la máquina; para esto presentamos la figura 2.73. que muestra tanto el nombre del cilindro, como la acción que toma, los actuadores y sensores involucrados en el funcionamiento y también el “Network” implicado en el accionamiento de su secuencia específica.

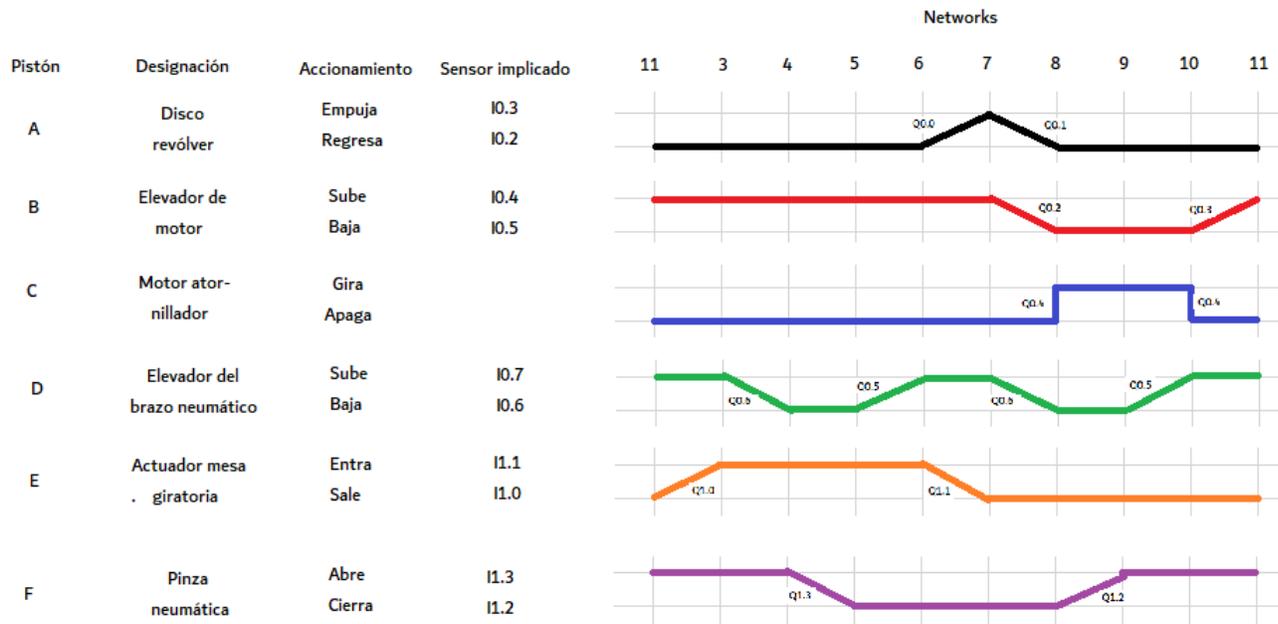


Figura 2.73. Designación de pistones, tipo de accionamiento, sensor involucrado, línea de programación correspondiente y comportamientos de los pistones en función de la secuencia.

La secuencia de programación por Ladder traslapa el proceso de ensamblaje de la aguja de válvula, lo cual permite que varios actuadores puedan accionarse de forma simultánea como puede apreciarse en la figura 2.74, con la siguiente secuencia neumática: E+ D- F- D+ (A+ y E-) (A- B- D-) (C+ F+) D+ C- B+.

Para poder conocer el tiempo total de trabajo de la máquina de principio a fin se presenta la tabla 2.45, en donde se puede observar el análisis de cada secuencia con sus respectivos pistones involucrados y los tiempos de actuación frente a tres diferentes tipos de velocidades.

Tabla 2.45. tiempos de desplazamiento y operación de los actuadores neumáticos con tres regulaciones diferentes de velocidad.

Nro.	Secuencia analizada	Pistones involucrados	Tiempos abarcados (s) (baja)	Tiempos abarcados (s) (media)	Tiempos abarcados (s) (alta)
1	N11-N3	E	1,4	0,9	0,4
2	N3 - N4	D	1	0,125	0,067
3	N4 - N5	F	1	0,125	0,067
4	N5 - N6	D	1	0,125	0,067
5	N6 - N7	A, F	1,4	0,9	0,4
6	N7 - N8	A, B, D	1	0,125	0,067
7	N8 - N9	C, F	6	6	6
8	N9 - N10	C, D	1	0,125	0,067
9	N10 - N11	B	1	0,125	0,067
Tiempo total de operación unitaria (s)			14,8	8,55	7,202

Se analiza el caso en el que se pueda tener un mayor tiempo de trabajo en donde, primero debe mencionarse que para el paso 7 todos los valores son de 6 segundos, esto se debe a que las especificaciones de catálogo del motor Atlas Copco menciona que el modelo del motor tiene una velocidad de 10 revoluciones por minuto, al necesitarse una vuelta para el sellado, por lo que el tiempo disponible será en todos los casos de 6 segundos para una sola vuelta.

El valor de 1,4 segundos se obtuvo al considerar la velocidad de accionamiento de la mesa giratoria, ya que en el respectivo catálogo menciona que el tiempo de accionamiento va desde 0,2 a 0,7 segundos para girar un ángulo de 90 grados, por lo que en este caso suponemos que la accionaremos a la más baja velocidad; es decir 0,7 segundos para 90 grados, lo cual resulta en 1,4 s para 180 grados, ángulo requerido para que gire en la ensambladora. Este valor afecta tanto al paso 1 como al 5. Para la velocidad media se utiliza un valor promedio de 0,45 segundos para 90 grados, lo que da como resultado 0,9 segundos para los 180 grados. En el caso de la alta velocidad utilizamos 0,2 segundos para 90 grados, lo que resulta en 0,4 segundos para 180 grados.

El valor de 1 segundo se ha tomado en cuenta con respecto a los valores de los pistones neumáticos Art CA32100, los cuales se mencionan dentro de catálogos que pueden accionarse en un rango de velocidades de 0,1 a 1,5 metros por cada segundo, seleccionando un valor de 0,1 metros por cada segundo para la más baja velocidad disponible en este pistón. Debe tenerse en cuenta que la carrera es de 0,1 metros, por lo que, se tiene que el tiempo que se demoraría el pistón con una velocidad de 0,1 (m/s) sería de 1 segundo, este valor se tendría en cuenta en los pasos 2, 3, 4, 6, 8, 9. Para la velocidad media se utiliza el valor promedio de 0,8 metros por cada segundo, el cual, aplicado a una distancia de 0,1 metros característico de este pistón, logrará un tiempo de desplazamiento de 0,125 segundos. Para el caso de alta velocidad utilizamos la especificación de catálogo de 1,5 metros por cada segundo, lo cual, aplicado a la distancia de 0,1 metros da como resultado un tiempo de 0,067 segundos, tal como lo muestra la última columna de la tabla 2.45.

La medida actual de productividad se estima aproximadamente en dos agujas de válvula por minuto, actualmente con una fabricación de tipo manual, con lo cual se tiene una producción teórica de 12 agujas por hora, pero, obviamente no sería recomendable ni tampoco posible trabajar con movimientos repetitivos para el operario del disco alimentador por un tiempo tan extenso, si se consideran pausas de 5 minutos cada 15 minutos de trabajo, la producción se reduciría a 90 válvulas por hora (3 ciclos de 15 minutos * 2 válvulas/minuto) y por lo tanto, se producirían 720 válvulas por día en una jornada de 8 horas.

Con la ensambladora se tiene que, para una regulación de velocidad media, esto es, con la velocidad de los pistones, mesa giratoria y pinza neumática regulados para trabajar en la mitad del rango de velocidad posible, haciendo las mismas pausas y trabajando por las mismas jornadas de trabajo, la producción diaria sería de 2526 ensamblados de agujas por día en 8 horas de trabajo al resolver la Ec. 2.22.

$$\text{Productividad de la máquina} = \frac{\text{Tiempo disponible de trabajo}}{\text{Tiempo necesario para ensamble de cada aguja}} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

$$\text{Productividad} = ((0,75 * 8 \text{ horas de trabajo} * 3600 \text{ s/cada hora}) / 8,55 \text{ s/aguja de válvula})$$

$$\text{Productividad} = 2526 \text{ ensamblados/día}$$

Al ser un trabajo de tipo semiautomático para la máquina, se considera un 75% del tiempo total de las horas de trabajo debido a los descansos que debe tomarse el operador cada cierto tiempo, es decir el tiempo disponible de trabajo. Cabe recalcar que este valor podría aumentar o disminuir en función de la regulación de velocidad de accionamiento de los actuadores neumáticos y de la cantidad de jornadas de trabajo por día.

A continuación, en la tabla 2.46. se presenta un cuadro que resume la producción de válvulas en cada ajuste de velocidad, analizado según las diferentes jornadas de trabajo, teniendo en cuenta ciclos de 15 minutos, pausas de 5 minutos y tomando en consideración hasta 3 jornadas por día ya que la máquina podría estar trabajando continuamente en 3 periodos o jornadas de 8 horas diarias.

Tabla 2.46. Producción de válvulas por día y número de jornadas según el tipo de regulación de velocidad en los actuadores neumáticos.

Número de jornadas por día	Regulación de baja velocidad (14.8 s/aguja)	Regulación de media velocidad (8.55 s/aguja)	Regulación de alta velocidad (7.202 s/aguja)
1	1459	2526	2999
2	2919	5053	5998
3	4378	7579	8998

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados

Se tiene en cuenta que, en función de la cantidad de jornadas y regulaciones de velocidad, la producción puede llegar hasta casi 9000 unidades por día, elaborando un ensamble por cada 7,202 segundos, lo cual evidentemente, de tener ambos componentes a la mano puede estimarse como algo humanamente posible. No se podría descartar la opción de, en un futuro proponer una máquina alimentadora automática, la cual permitiría tiempos de trabajo aún menores y, por lo tanto, inexistencia de pausas y jornadas ininterrumpidas completas de 24 horas. Al realizar una comparación entre la producción manual actual de 720 ensambles por día/720 ensambles actuales = 1, con la producción semi automática de la tabla 2.46, se obtiene la tabla 2.47.

Tabla 2.47. Factores de productividad semi automática comparados con la productividad manual.

Número de jornadas por día	Regulación de baja velocidad	Regulación de media velocidad	Regulación de alta velocidad
1	2,03	3,51	4,17
2	4,05	7,02	8,33
3	6,08	10,53	12,50

En la tabla 2.47. puede apreciarse que, la productividad incluso con las mismas pausas y ciclos de trabajo de 15 minutos, solo con una jornada de trabajo duplica (2.03) la producción manual actual, y lo recomendable es siempre tener una productividad mayor a 1. Obviamente ciertos ajustes tienen que ser hechos con la máquina ya construida que podrían plantearse teóricamente y recomendarse, pero de momento, debe decirse que se aconseja un trabajo a media velocidad en las tres jornadas, la razón de esto es que como se ha estudiado, el trabajo de los dispositivos mecánicos cercanos a sus límites máximos y mínimos involucran condiciones de trabajo que pudieran no permitir un funcionamiento óptimo.

En caso de que se deseara producir con tres jornadas de trabajo, cada una de 8 horas, y además con ajustes de velocidad de 7,2 segundos por ensamble, la producción de la máquina pudiera llegar a casi 9000 unidades por día, arrojando como resultado una productividad comparativa de 12,5, es decir, más de 12 veces la producción actual.

3.2. Discusión

En el caso de la máquina diseñada, una vez hecho el análisis tanto de entradas como salidas en cuanto a valores económicos y ritmo de producción de la misma, se considera que al tener una producción del doble al trabajo realizado actualmente de forma manual, se están ahorrando los costos de un segundo operario, por lo que ese dinero constituye un ahorro para la empresa, el cual puede ser reinvertido para el pago de la máquina, y si tomamos en cuenta el salario que percibe un trabajador al mes por realizar este trabajo, el cual es de 900 USD (Eni Esacontrol, 2019), y revisando el costo total de la máquina el cual es de 9091,68 USD, podemos decir que esta estaría pagada en su totalidad dentro de 10,10 meses, eso sin contar gastos de uso y mantenimiento, entonces aunque el costo final se haya salido del presupuesto sugerido por la voz del usuario, es decir las empresas interesadas por este tipo de máquina, la misma sigue siendo rentable en comparación con equipos existentes en otros países de similares características y que cumplen con las mismas funciones, pero llegando a tener un costo inclusive de hasta 10 veces más, eso sin contar los costos de importación. En nuestro caso vendría a ser una máquina de fabricación nacional, por lo que también se ahorrarían estos costos.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

Se obtuvo la información pertinente en base del estado del arte sobre el diseño de este tipo de máquinas, comprobando de esta forma que existen máquinas con características similares, obviamente guardando las respectivas distancias, casi todas con valores mayores y características de automatización diferentes, tanto sencillas como complicadas.

Existen componentes de la máquina que nos están normalizados, por lo tanto, tuvieron que obtenerse mediante criterios de diseño mecánico aplicando criterios lo más cercanos a la realidad, con los que la máquina deberá funcionar. Los entornos físicos y demás exigencias de funcionamiento fueron tomados en cuenta de la manera más objetiva posible. Igualmente se diseñaron los planos tanto general como de detalle, que permitirán una fabricación de cada uno de los elementos individuales requeridos para la máquina, especificando los presupuestos requeridos para su fabricación dentro del mercado nacional.

La simulación ayudó a verificar el correcto funcionamiento de la máquina. El diagrama de desplazamientos de los actuadores neumáticos nos permitió constatar el manejo de los mismos, así como el de reconocer la secuencia de acuerdo a su descripción, siendo objetivamente mucho más sencillo demostrar el funcionamiento de la máquina con su respectiva automatización, y de cómo la máquina es capaz de trabajar con versatilidad de acuerdo con los estándares que se propusieron alcanzar relacionados con métodos tiempos, velocidades y productividad.

Con el uso del software estudiado para la programación del modelo del PLC para el control de la máquina, se comprobó que este programa es capaz de controlar la máquina ensambladora de agujas para válvulas de gas, utilizando los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica. Como bien sabemos, existen modelos más avanzados de PLCs que el que se propuso utilizar en el presente trabajo, pero para una máquina de estas características, el PLC seleccionado es suficiente para realizar el trabajo de controlar el ensamble de válvulas.

4.2. Recomendaciones

Gracias a la revisión de varios catálogos con diferentes tipos de actuadores neumáticos disponibles se recomienda que en lugar del módulo 2 se utilice un pistón neumático sin vástago con plataforma desplazable que también existe en catálogos, el cual no fue considerado originalmente por el sencillo hecho de no haberlo conocido previamente, con lo cual se liberaría de la construcción de una gran cantidad de elementos realizados en el módulo 2, reduciendo por lo tanto los costos así como los tiempos de fabricación y montaje.

Recomendamos en el futuro utilizar un motor eléctrico que tenga el rendimiento de torque requerido para que pueda girar con mayor velocidad (menor a 6 segundos para terminar la operación) o también que se añada una pequeña caja multiplicadora o reductora de velocidades, que, aunque disminuya el torque a un 86% (a 300Nm), esto podría en teoría aumentar un 14% la velocidad, logrando atornillar las válvulas en 5,3 segundos en lugar de 6, lográndose una mayor producción de hasta 3688 unidades por jornada de trabajo de 8 horas.

También como ya se ha mencionado anteriormente, se recomienda utilizar un controlador programable más actualizado que el utilizado en el diseño de esta máquina. Existen algunos otros modelos con mayores prestaciones con el mismo o mayor número de entradas y salidas con precios bastante competitivos.

Para futuros trabajos en este campo se recomienda realizar un análisis más minucioso de vibraciones que nos permita determinar el comportamiento a mediano y largo plazo, sobre todo de las uniones no permanentes, como lo son las uniones empernadas o daños que pudieran producirse en las mangueras neumáticas por el movimiento relativo de los dispositivos actuadores neumáticos.

Se recomienda que en un futuro diseño de mejora de la máquina se analice la incidencia de los dispositivos de retorno rápido en su integridad, para comprobar que los impactos de los pistones neumáticos no influyan en sus elementos individuales.

Es recomendable no trabajar muy cerca de los límites de velocidad tanto inferior como superior de los pistones, ya que pueden producirse esfuerzos que evidentemente van a repercutir sobre la vida útil de los elementos individuales y de la máquina misma.

BIBLIOGRAFÍA

Auting (2021). "Máquinas Ensambladoras". Recuperado de: <https://auting.com/es/máquinas-ensambladoras/>.

Auto GLP Madrid (2012). "Historia del GLP". Recuperado de: <https://autoglpmadrid.es/que-es-el-glp/historia-del-glp/>.

Avilés, J.C., (2011). "Estudio del proceso del montaje de válvulas en el mantenimiento preventivo de tanques de GLP de uso doméstico para optimizar su ensamblaje en la empresa Congas envasadora salcedo". (tesis de grado universitario). UTA, Ambato, Tungurahua Ecuador.

Butano Extremadura, S. L. (2020). "Características y usos del G.L.P". Recuperado de: <http://www.butanoextremadura.es/caracteristicas.htm>.

Direct Industry (2021). "Tipos de ensambladoras de válvulas". Recuperado de: <https://www.directindustry.es/fabricante-industrial/ensambladora-valvulas-112495.html>.

Dobontech (2012). "Fundamentos acerca de electromecánica y robótica". Recuperado de: <http://www.dobontech.com/esp/electromecanica/robot.html>.

El periódico de la energía (2018). "Las grandes petroleras". Recuperado de: <https://elperiodicodelaenergia.com/las-grandes-petroleras-asumen-poco-a-poco-el-desafio-climatico/>.

Eni Esacontrol S.A. (2019). GLP uso doméstico e industrial. Válvulas para cilindros. Recuperado de: <http://www.eniecuador.ec/productos/glp-uso-domestico-e-industrial/>.

Escalera, M. Rodríguez, A, (2020). “Actuadores neumáticos”. Recuperado de: <http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamáquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Esacalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumáticos>.

Hernández Gaviño, R. (2010). Introducción a los sistemas de control. (Primera Edición). Editorial Prentice Hall.

Klугers (2014). “Acoplamientos entre ejes, acoplamientos mediante cardan”. Recuperado de: <https://www.klугers.net/v3/mecanica/3-acoplamiento-ejes>.

Kuo, B. (1996). Sistemas de Control Automático (Séptima Edición). Editorial Prentice Hall.

Labois (2019). “Unir la madera: tipos de ensamble sin tornillos”. Obtenido de: <https://labois.com/madera/unir-la-madera-tipos-ensamble-sin-tornillos/>.

Madrid, Mario (2013). Tecnología de la Adhesión. Departamento Técnico de Loctite España.

Matmatch (2021). “Propiedades típicas del acero AISI 1006” recuperado de: <https://matmatch.com/es/materials/mitf964-aisi-1006-hot-rolled>.

Meriam, J & Kraige, L. (1998). Mecánica para Ingenieros. Estática (3ª Ed.). Ed. Revertè. Barcelona.

Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables del Ecuador (2021). “Planificación estratégica y organizacional del consumo de energía dentro del país”. Recuperado de: <https://www.rekursyenergia.gob.ec/historico-hidrocarburos/>.

MIPSA (2021). “Procesos y servicios de roscado en elementos cilíndricos”. Recuperado de: <https://www.mipsa.com.mx/procesos/roscado/>.

Molinari N. (2004). Controladores lógicos programables PLC. Instituto Nacional de Educación Tecnológica Saavedra 789. Ciudad Autónoma de Buenos Aires República Argentina.

Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas (Cuarta Edición). Ed. Pearson Education.

Neuwalme (2019). "Sistemas hidráulicos, neumáticos, control eléctrico y mecatrónica". Recuperado de: <https://www.neuwalme.com/sistemas/>.

Nexus integra (2020). "Beneficios de contar con un sistema de automatización industrial dentro de proceso de fabricación". Recuperado de: <https://nexusintegra.io/es/10-beneficios-de-contar-con-un-sistema-de-automatizacion-industrial/>.

Ogata, K. (2010). Ingeniería de Control Moderna (Quinta Edición). Ed. Pearson Education.

Orquera, J.C., (2014). "Diseño de un sistema mecánico para movilizar en dos etapas coches cargados con carrocerías de hasta 750 kg en la ensambladora OMNIBUS B.B. TRANSPORTES S.A.". (tesis de grado universitario). EPN, Quito, Pichincha Ecuador.

Rhein-Nadel Automation GmbH (2019). "Alimentadores escalonados". Recuperado de: <https://rna.de/es/componentes/stufenfoerderer/>.

Riba C. (2002). Diseño Concurrente. Universidad Politécnica de Catalunya. Recuperado de: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36754/9788498800746.pdf>.

Sanchez, M. (2008). "Costo por procesos en la industria metalmeccanica de envases para gas licuado de petróleo (G.L.P.) de uso domestico". (tesis de tecnologia en procesos de producción). EPN, Quito, Pichincha Ecuador.

Sergio mecatrónica (2019). "Poleas y correas dentro de procesos industriales". Recuperado de: <https://sites.google.com/site/sergio1mecatronica/home/transmision-de-movimientos/5poleas-y-correas>.

Shigley, J. Mischke, C. Budynas, R. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Octava Edición). Ed. Mc Graw Hill.

Siemens (2008). Manual del Sistema de automatización S7-200. Gama de productos S7-200. (8va. ed.).

SKF (2021). Productos/Rodamientos. Recuperado de: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/equivalent-dynamic-bearing-load-p>.

Super robótica (2021). “Trabajar con servomotores en robótica”. Recuperado de: <http://www.superrobotica.com/servosrc.htm>.

Tad Bowl Feeders (2020). “Alimentadores mecánicos y centrífugos”. Recuperado de: <https://tad.es/alimentadores-mecanicos-centrifugos/>.

Tecna machines (2021). “Máquinas ensambladoras de diferentes tipos en el área industrial”. Recuperado de: https://www.tecnamachines.com/máquinas_ensambladoras.php.

Tecnojulio (2021). “Tecnología, Programación y Robótica en maquinaria”. Recuperado de: <http://www.tecnojulio.com/1eso/2012/02/04/mecanismos-de-transmision-circular/>.

Tecnología técnica (2012). “Sistemas hidráulicos y neumáticos para maquinaria industrial”. Recuperado de: <https://www.tecnologia-tecnica.com.ar/>.

WordPress (2020). “Procesos de extrusión y prensado dentro del conformado mecánico”. Recuperado de: <https://extrusionn.wordpress.com/prensado/>.

ANEXOS.

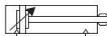
ANEXO I
ELEMENTOS NORMALIZADOS
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN
(MÓDULO 1)

a) Cilindro neumático Art. CA3200

CILINDROS NORMAS ISO 15552 / ISO 6431 / VDMA 24562
SERIE CA

Art

Doble efecto
Ø 32 ... 200 mm



Características

- Normas: ISO 15552
ISO 6431
VDMA 24562
- Modelos con embolo magnético para control de posición
- Los interruptores magnéticos quedan integrados en el perfil
- Los cilindros de 160 y 200 mm poseen sensores ocultos, camisa tipo mickey mouse
- Amortiguación regulable en ambas cabezas
- No requieren lubricación

Datos Técnicos

Fluido:
Aire comprimido Filtrado,
lubricado o no lubricado

Presión de Trabajo:
1 a 10 Bar ~ 14,5 a 145 PSI

Temperatura de Trabajo:
-20°C a 80°C ~ -4°F a 176°F

Kit de Alta Temperatura:
Hasta 150°C ~ 302°F

Amortiguación:
Neumática, Regulable

Materiales

Perfil:
Aluminio inyectado

Cabezas:
Aluminio inyectado

Vástago:
Acero al carbón con 20µ de
superficie cromo-endurecida
Opcional: Acero Inoxidable

Empaques:
TPU (Poliuretano Termoplástico)
NBR

Modelos Standard

Carrera mm (Pulg)	Diámetro del cilindro en milímetros								
	32	40	50	63	80	100	125	160	200
25 (1")	CA32025	CA40025	CA50025	CA63025	CA80025	CA100025	CA125025X	CA160025X	CA200025X
50 (2")	CA32050	CA40050	CA50050	CA63050	CA80050	CA100050	CA125050X	CA160050X	CA200050X
75 (3")	CA32075	CA40075	CA50075	CA63075	CA80075	CA100075	CA125075X	CA160075X	CA200075X
100 (4")	CA32100	CA40100	CA50100	CA63100	CA80100	CA100100	CA125100X	CA160100X	CA200100X
125 (5")	CA32125	CA40125	CA50125	CA63125	CA80125	CA100125	CA125125X	CA160125X	CA200125X
150 (6")	CA32150	CA40150	CA50150	CA63150	CA80150	CA100150	CA125150X	CA160150X	CA200150X
175 (7")	CA32175	CA40175	CA50175	CA63175	CA80175	CA100175	CA125175X	CA160175X	CA200175X
200 (8")	CA32200	CA40200	CA50200	CA63200	CA80200	CA100200	CA125200X	CA160200X	CA200200X
250 (10")	CA32250	CA40250	CA50250	CA63250	CA80250	CA100250	CA125250X	CA160250X	CA200250X
300 (12")	CA32300	CA40300	CA50300	CA63300	CA80300	CA100300	CA125300X	CA160300X	CA200300X
350 (14")	CA32350	CA40350	CA50350	CA63350	CA80350	CA100350	CA125350X	CA160350X	CA200350X
400 (16")	CA32400	CA40400	CA50400	CA63400	CA80400	CA100400	CA125400X	CA160400X	CA200400X
450 (18")	CA32450	CA40450	CA50450	CA63450	CA80450	CA100450	CA125450X	CA160450X	CA200450X
500 (20")	CA32500	CA40500	CA50500	CA63500	CA80500	CA100500	CA125500X	CA160500X	CA200500X
600 (24")	CA32600	CA40600	CA50600	CA63600	CA80600	CA100600	CA125600X	CA160600X	CA200600X
700 (28")	CA32700	CA40700	CA50700	CA63700	CA80700	CA100700	CA125700X	CA160700X	CA200700X
800 (32")	CA32800	CA40800	CA50800	CA63800	CA80800	CA100800	CA125800X	CA160800X	CA200800X
900 (36")	CA32900	CA40900	CA50900	CA63900	CA80900	CA100900	CA125900X	CA160900X	CA200900X
1000 (40")	CA321000	CA401000	CA501000	CA631000	CA801000	CA1001000	CA1251000X	CA1601000X	CA2001000X
1100 (44")							CA1251100X	CA1601100X	CA2001100X
1200 (48")							CA1251200X	CA1601200X	CA2001200X
1300 (52")							CA1251300X	CA1601300X	CA2001300X
1400 (56")							CA1251400X	CA1601400X	CA2001400X
1500 (60")							CA1251500X	CA1601500X	CA2001500X
Ø Vástago	12 mm	16 mm	20 mm	20 mm	25 mm	25 mm	32 mm	40 mm	40 mm
Conexión	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G1/2	G3/4	G3/4
Empaques	CAK032	CAK040	CAK050	CAK063	CAK080	CAK100	CAK125	CAK160	CAK200
Alta Temp.	CAKA032	CAKA040	CAKA050	CAKA063	CAKA080	CAKA100	CAKA125	CAKA160	

* Para carreras no standard y cilindros de doble vástago consulte con su distribuidor

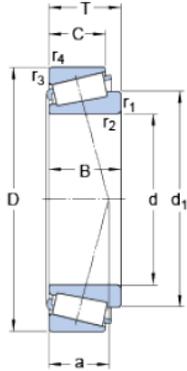
NOTA: Se necesitan de 3 cilindros de este tipo (1 para cada módulo).

b) Rodamientos cónicos SKF 30304 J2/Q



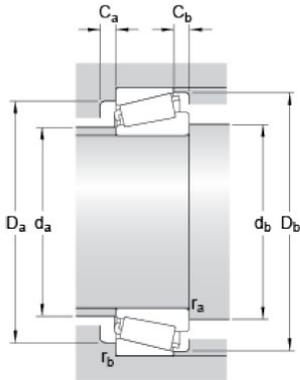
30304 J2/Q

Dimensions



d	20	mm
D	52	mm
T	16.25	mm
d ₁	34.4	mm
B	15	mm
C	13	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm
a	11	mm

Abutment dimensions



d _a	max. 28	mm
d _b	min. 27	mm
D _a	min. 44	mm
D _a	max. 45	mm
D _b	min. 47	mm
C _a	min. 2	mm
C _b	min. 3	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	34.1	kN
Basic static load rating	C ₀	32.5	kN
Fatigue load limit	P _u	3.6	kN
Reference speed		11000	r/min

Limiting speed		14000	r/min
Calculation factor	e	0.3	
Calculation factor	Y	2	
Calculation factor	Y ₀	1.1	

C) Pernos para sujeción entre disco alimentador y trinquete PG031150 (Catálogo Sodaya pág. 6/23)

6 PERNOS Y TUERCAS G2



PERNO GALVANIZADO CABEZA HEXAGONAL CON TUERCA

PERNO GALVANIZADO CABEZA HEXAGONAL

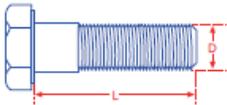
TIPO DE CABEZA: 

FAMILIA: PGO
 MEDIDAS: PULGADAS
 TIPO DE ROSCA: FINA
 MATERIAL: ACERO GALVANIZADO
 HILO: ESTÁNDAR

CÓDIGO: FAMILIA PGO VENTA: KG

NOMENCLATURA DE CÓDIGO

Galvanizado Longitud
PG025050
 Perno Diámetro

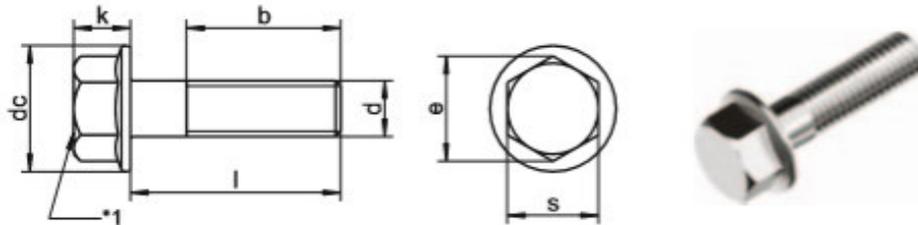


D= Diámetro del Perno
 L= Longitud del Perno

CÓDIGO:	DIÁMETRO:	LONGITUD:	MÁSTER (KG)
PG025050	1/4"	1/2"	30 KG.
PG025075	1/4"	3/4"	30 KG.
PG025100	1/4"	1"	30 KG.
PG025150	1/4"	1 1/2"	30 KG.
PG025200	1/4"	2"	30 KG.
PG025250	1/4"	2 1/2"	30 KG.
PG025300	1/4"	3"	30 KG.
PG025350	1/4"	3 1/2"	30 KG.
PG025400	1/4"	4"	30 KG.
PG031075	5/16"	3/4"	30 KG.
PG031100	5/16"	1"	30 KG.
PG031150	5/16"	1 1/2"	30 KG.
PG031200	5/16"	2"	30 KG.
PG031250	5/16"	2 1/2"	30 KG.
PG031300	5/16"	3"	30 KG.
PG031350	5/16"	3 1/2"	30 KG.
PG031400	5/16"	4"	30 KG.
PG031450	5/16"	4 1/2"	30 KG.
PG031500	5/16"	5"	30 KG.
PG031600	5/16"	6"	30 KG.
PG037100	3/8"	1"	30 KG.
PG037150	3/8"	1 1/2"	30 KG.
PG037200	3/8"	2"	30 KG.
PG037250	3/8"	2 1/2"	30 KG.
PG037300	3/8"	3"	30 KG.
PG037350	3/8"	3 1/2"	30 KG.
PG037400	3/8"	4"	30 KG.
PG037450	3/8"	4 1/2"	30 KG.
PG037500	3/8"	5"	30 KG.
PG037600	3/8"	6"	30 KG.
PG043100	7/16"	1"	30 KG.

d) Tornillos de cabeza hexagonal con arandela ISO 1665- DIN 6921

sim. ISO 1665 - **DIN 6921**
Tornillo cabeza hexagonal
 con arandela estampada

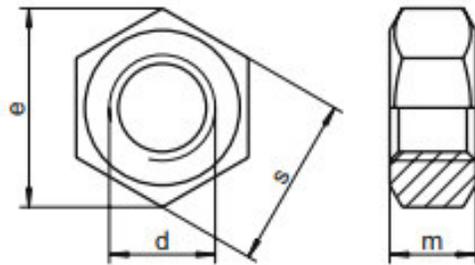


	16	18	22	26	30	38
b	16	18	22	26	30	38
k max.	5,4	6,6	8,1	9,2	11,5	14,4
s	8	10	13	15	16	21
dc	11,8	14,2	18,0	22,3	26,6	35,0
e	8,71	10,95	14,26	16,50	17,62	23,15
●	8	10	13	15	16	21
Long. / Ø	M5	M6	M8	M10	M12	M16
10	▲	▲				
12	▲	▲				
16	▲	▲	▲	▲		
20	▲	▲	▲	▲		
25	▲	▲	▲	▲	▲	
30	▲	▲	▲	▲	▲	▲
35	▲	▲	▲	▲	▲	▲
40	▲	▲	▲	▲	▲	▲
45		▲	▲	▲	▲	▲
50		▲	▲	▲	▲	▲
60		▲	▲	▲	▲	▲
70						▲
UV	200	200	200 ≥ 45 100	100	100	100

■ A1 / ▲ A2 / ● A4 | UV: Unidad de venta | Todas las medidas en mm | Otras dimensiones bajo pedido
 Ejemplo Art.-Nr.: 6921-2-8X40 DIN 6921 - A2 - M8 - l = 40mm - *1: Permitido chafán

e) Tuercas hexagonales de sujeción ISO 4032- DIN 934

sim. ISO 4032 - **DIN 934 AD2000-W2**
Tuercas hexagonales
 conforme con AD2000-W2



d	m min.	s	e	●
M6	4,70	10	11,05	10
M8	6,14	13	14,38	13
M10	7,64	17	18,90	17
M12	9,64	19	21,10	19
M14	10,30	22	24,49	22
M16	12,30	24	26,75	24
M18	14,30	27	29,56	27
M20	14,90	30	32,95	30
M22	16,90	32	35,03	32
M24	17,70	36	39,55	36
M27	20,70	41	45,20	41
M30	22,70	46	50,85	46
M33	24,70	50	55,37	50
M36	27,40	55	60,79	55

Grado	UV
▲ ●	500
▲ ●	200
▲ ●	100
▲ ●	100
▲ ●	100
▲ ●	50
▲ ●	50
▲ ●	50
▲ ●	25
▲ ●	25
▲ ●	25
▲ ●	25
▲ ●	10
▲ ●	10

■ A1 / ▲ A2 / ● A4 | UV: Unidad de venta | Todas las medidas en mm | Otras dimensiones bajo pedido
 Ejemplo Art.-Nr.: 934-2-8T DIN 934 - A2 - M8 - conforme con AD2000-W2

f) Pernos para resorte de tracción del pistón PA038350 (Catálogo Sodaya pág. 14/23)

14

PERNOS Y TUERCAS INOXIDABLES



PERNO CABEZA HEXAGONAL DE ACERO INOXIDABLE

PERNO CABEZA HEXAGONAL DE ACERO INOXIDABLE

TIPO DE CABEZA:

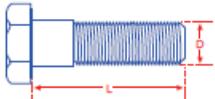



FAMILIA: PA0
 MEDIDAS: PULGADAS
 TIPO DE ROSCA: FINA
 MATERIAL: ACERO INOXIDABLE
 HILO: ESTÁNDAR

CÓDIGO: FAMILIA PA0 VENTA: UNIDAD

NOMENCLATURA DE CÓDIGO

Acero Inoxidable Longitud
PA025050
 Perno Diámetro

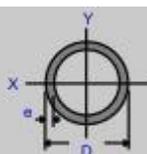


D= Diámetro del Perno
 L= Longitud del Perno

CÓDIGO:	DIÁMETRO:	LONGITUD:	MÁSTER (CT)
PA025050	1/4"	1/2"	4500 CT.
PA025100	1/4"	1"	3000 CT.
PA025150	1/4"	1 1/2"	2100 CT.
PA025200	1/4"	2"	1500 CT.
PA025250	1/4"	2 1/2"	1200 CT.
PA025300	1/4"	3"	1200 CT.
PA025350	1/4"	3 1/2"	1080 CT.
PA025400	1/4"	4"	900 CT.
PA025500	1/4"	5"	600 CT.
PA025600	1/4"	6"	500 CT.
PA031050	5/16"	1/2"	3000 CT.
PA031075	5/16"	3/4"	2100 CT.
PA031125	5/16"	1 1/4"	1500 CT.
PA031150	5/16"	1 1/2"	1200 CT.
PA031200	5/16"	2"	960 CT.
PA031250	5/16"	2 1/2"	840 CT.
PA031300	5/16"	3"	750 CT.
PA031350	5/16"	3 1/2"	750 CT.
PA031400	5/16"	4"	600 CT.
PA031450	5/16"	4 1/2"	600 CT.
PA031500	5/16"	5"	600 CT.
PA031550	5/16"	5 1/2"	500 CT.
PA031600	5/16"	6"	400 CT.
PA038075	3/8"	3/4"	1300 CT.
PA038100	3/8"	1"	1350 CT.
PA038125	3/8"	1 1/4"	1080 CT.
PA038150	3/8"	1 1/2"	960 CT.
PA038200	3/8"	2"	720 CT.
PA038250	3/8"	2 1/2"	600 CT.
PA038300	3/8"	3"	100 CT.
PA038350	3/8"	3 1/2"	480 CT.
PA038400	3/8"	4"	400 CT.
PA038450	3/8"	4 1/2"	330 CT.
PA038500	3/8"	5"	400 CT.
PA038600	3/8"	6"	250 CT.

ANEXO II
ELEMENTOS NORMALIZADOS
SISTEMA DE ENSAMBLADO
(MÓDULO 2)

a) Tubo para pedestal (Catálogo Conduven pág. 22)



Tubos de Acero para **CARPINTERÍA METÁLICA** **SECCIÓN CIRCULAR**

DIMENSIONES Y PROPIEDADES ESTÁTICAS

CARP. MET. CIRCULAR PLG	DIMENSIONES			SECCION	PESO	PROPIEDADES ESTÁTICAS		
	D mm	d mm	e mm	A cm ²	P Kg/m	I _x cm ⁴	S _x cm ³	r _x cm
1 1/4	31,75	29,95	0,90	0,87	0,68	1,04	0,65	1,09
1 1/4	31,75	29,55	1,10	1,06	0,83	1,25	0,78	1,08
1 1/4	31,75	28,95	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
1 1/4	31,75	27,95	1,90	1,78	1,40	1,99	1,26	1,06
1 1/4	31,75	27,75	2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	35,90	1,10	1,28	1,00	2,19	1,15	1,31
1 1/2	38,10	35,30	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
1 1/2	38,10	34,30	1,90	2,16	1,70	3,55	1,86	1,28
1 1/2	38,10	34,10	2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 5/8	41,28	39,08	1,10	1,39	1,09	2,80	1,36	1,42
1 5/8	41,28	38,48	1,40	1,75	1,38	3,49	1,69	1,41
1 5/8	41,28	37,48	1,90	2,35	1,84	4,57	2,21	1,39
1 3/4	44,45	42,25	1,10	1,50	1,18	3,52	1,58	1,53
1 3/4	44,45	41,25	1,60	2,15	1,69	4,95	2,23	1,52
1 3/4	44,45	40,65	1,90	2,54	1,99	5,76	2,59	1,51
1 7/8	47,63	45,43	1,10	1,61	1,26	4,35	1,83	1,65
1 7/8	47,63	44,83	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
1 7/8	47,63	43,83	1,90	2,73	2,14	7,15	3,00	1,62
2	50,80	48,60	1,10	1,72	1,35	5,31	2,09	1,76
2	50,80	48,00	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
2	50,80	47,60	1,60	2,47	1,94	7,49	2,95	1,74
2	50,80	47,00	1,90	2,92	2,29	8,74	3,44	1,73
2	50,80	46,80	2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
2 1/4	57,15	54,35	1,40	2,45	1,92	9,53	3,34	1,97
2 1/4	57,15	53,35	1,90	3,30	2,59	12,60	4,41	1,95
2 1/4	57,15	53,15	2,00	3,47	2,72	13,19	4,62	1,95
2 1/2	63,50	60,70	1,40	2,73	2,14	13,17	4,15	2,20
2 1/2	63,50	59,70	1,90	3,68	2,89	17,46	5,50	2,18
2 1/2	63,50	59,50	2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18
3	76,20	73,40	1,40	3,29	2,58	23,02	6,04	2,65
3	76,20	72,40	1,90	4,43	3,48	30,62	8,04	2,63
3	76,20	72,20	2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
3 1/2	88,90	85,10	1,90	5,19	4,08	49,16	11,06	3,08
3 1/2	88,90	84,90	2,00	5,46	4,29	51,57	11,60	3,07
4	101,60	98,80	1,40	4,41	3,46	55,32	10,89	3,54
4	101,60	98,40	1,60	5,03	3,95	62,85	12,37	3,54
4	101,60	97,80	1,90	5,95	4,67	73,97	14,56	3,53
4	101,60	97,60	2,00	6,26	4,91	77,63	15,28	3,52
4 1/2	114,30	111,10	1,60	5,66	4,45	89,96	15,74	3,98
4 1/2	114,30	110,50	1,90	6,71	5,27	105,98	18,54	3,97
4 1/2	114,30	110,30	2,00	7,06	5,54	111,27	19,47	3,97
4 1/2	114,30	110,10	2,10	7,40	5,81	116,52	20,39	3,97

b) Pernos para la base del pedestal THE025050 (Catálogo Sodaya pág. 12/23)

12

PERNOS Y TUERCAS INOXIDABLES



PERNO CABEZA ALLEN DE ACERO INOXIDABLE

PERNO CABEZA ALLEN DE ACERO INOXIDABLE



TIPO DE CABEZA:



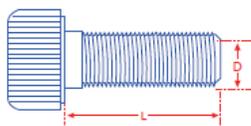
FAMILIA: THE
 MEDIDAS: PULGADAS
 TIPO DE ROSCA: ESTÁNDAR
 MATERIAL: ACERO INOXIDABLE

CÓDIGO: FAMILIA THE VENTA: UNIDAD

NOMENCLATURA DE CÓDIGO

THE025050NA

Longitud
 Familia Diámetro



D= Diámetro del Perno
 L= Longitud del Perno

CÓDIGO:	DIÁMETRO:	LONGITUD:	MÁSTER (UNI)
THE025050NA	1/4" - 20"	1/2"	4000 UNI.
THE025063NA	1/4" - 20"	5/8"	4000 UNI.
THE025075NA	1/4" - 20"	3/4"	3500 UNI.
THE025125NA	1/4" - 20"	1 1/4"	2500 UNI.
THE032050NA	5/16" - 18"	1/2"	2500 UNI.
THE032063NA	5/16" - 18"	5/8"	2500 UNI.
THE032075NA	5/16" - 18"	3/4"	2000 UNI.
THE032100NA	5/16" - 18"	1"	1500 UNI.
THE032125NA	5/16" - 18"	1 1/4"	1500 UNI.
THE032150NA	5/16" - 18"	1 1/2"	1500 UNI.
THE038075NA	3/8" - 16"	3/4"	1400 UNI.
THE038100NA	3/8" - 16"	1"	1000 UNI.
THE038125NA	3/8" - 16"	1 1/4"	1000 UNI.
THE043100NA	7/16" - 14"	1"	800 UNI.
THE043125NA	7/16" - 14"	1 1/4"	800 UNI.
THE043150NA	7/16" - 14"	1 1/2"	600 UNI.
THE050100NA	1/2" - 13"	1"	500 UNI.
THE050125NA	1/2" - 13"	1 1/4"	500 UNI.
THE050150NA	1/2" - 13"	1 1/2"	450 UNI.
THE050200NA	1/2" - 13"	2"	350 UNI.

c) Motor neumático LZB 33 A0002-11 8411 0320 82 (Catálogo Atlas Copco pág. 26/76)

Motores neumáticos LZB 33 de alto par Versiones sin lubricación LZB 33L

0,23 – 0,36 kW
0,31 – 0,49 CV

Para la certificación EX de acuerdo con la directiva ATEX (Ex II 2G T5 IIC D85°C) use la designación 9834 1108 00 (una sola entrega junto el motor).
Certificación EX valida exclusivamente para aplicaciones con montaje fijo y no transportables.



Datos a una presión de aire de 6,3 bar (91 psi)

Denominación Lubricados	Designación	Denominación Sin lubricación	Designación	Máx, potencia kW	Velocidad a máx, potencia r/min	Par a máx, potencia Nm	Par de arranque mín, Nm	Free speed r/min	Cons. aire, a máx, potencia l/s	Peso kg	Carga sobre el eje código ¹⁾
Rotación en sentido horario											
LZB 33		LZB 33L									
A0020-11	8411 0320 09	A0020-11	8411 0322 07	0,36	104	33	66	212	8,3	2,6	g
A0015-11	8411 0320 17	A0015-11	8411 0322 15	0,36	77	44	90	156	8,3	2,6	g
A0011-11	8411 0320 25	A0011-11	8411 0322 23	0,36	58	59	118	118	8,3	2,6	g
A0008-11	8411 0320 33	A0008-11	8411 0322 31	0,36	43	79	158	87	8,3	2,6	g
A0007-11	8411 0320 41	A0007-11	8411 0322 49	0,36	34	100	200	70	8,3	2,6	g
A0005-11	8411 0320 58	A0005-11	8411 0322 56	0,36	25	137	274	52	8,3	5,0	h
A0004-11	8411 0320 66	A0004-11	8411 0322 64	0,36	19	180	360	38	8,3	5,0	h
A0003-11	8411 0320 74	A0003-11	8411 0322 72	0,36	14	245	490	29	8,3	5,0	h
A0002-11	8411 0320 82	A0002-11	8411 0322 80	0,36	10	340	680	21	8,3	5,0	h

- d) Tornillos para todas las demás piezas del módulo 2 Allen 2.6 DIN-912 (Catálogo FT_MET_es pág. 8/12)

FICHA TÉCNICA



TORNILLOS ROSCA MÉTRICA

Denominación: TORNILLOS ROSCA MÉTRICA Códigos: T084, T963, T965, T985, D933, D912, D603, D125, D127, D9021, D934, D985

Referencia: FT MET-es

Fecha: 06/04/18

Revisión: 4

Página: 8 de 12

2.6 DIN-912

Tornillo Allen



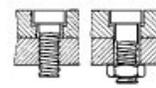
Propiedades



Acero



Recubrimiento zincado



Unión chapas

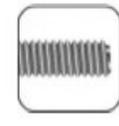
Propiedades



Allen

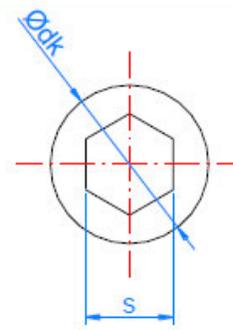
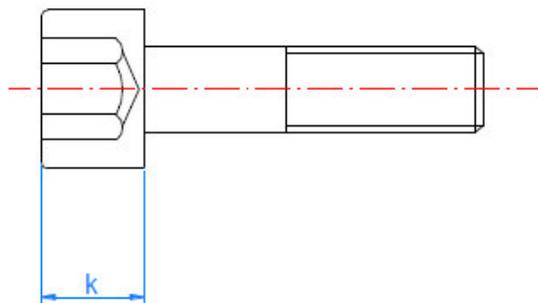


Cabeza cilíndrica



Métrica

MÉTRICA		M4	M5	M6	M8	M10
Ødk: diámetro de la cabeza [mm]		7	8,5	10	13	16
s: distancia entre caras de la huella [mm]		3	4	5	6	8
k: espesor cabeza [mm]		4	5	6	8	8
Llave de Instalación		Allen 3	Allen 4	Allen 5	Allen 6	Allen 7



ANEXO III
ELEMENTOS NORMALIZADOS
SISTEMA DE TRANSPORTE MEDIANTE
BRAZO ROBÓTICO
(MÓDULO 3)

a) Pinza paralela neumática de 2 dedos CPP25 (Catálogo A.r.t pág. 56/72)

PINZAS PARALELAS
SERIE CPP

A.r.t.



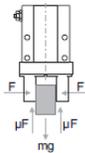
Características

- Ideales para sujetar piezas pequeñas en áreas difíciles
- Resistentes a la corrosión
- No necesitan lubricación
- Pinza de doble efecto
- Anillo magnético standard para control con autoswitches
- Varias opciones de montaje

Modelos Standard

Referencia	Diámetro	Conexión	Fuerza/pinzado Externo	Fuerza/pinzado Interno	Apertura
CPP16	16 mm	M5	34 N	45 N	6 mm
CPP20	20 mm	M5	45 N	68 N	10 mm
CPP25	25 mm	M5	69 N	102 N	14 mm
CPP32	32 mm	M5	160 N	195 N	22 mm
CPP40	40 mm	M5	255 N	320 N	30 mm

Recomendaciones para una manipulación segura con pinzas neumáticas



Escoja siempre una Fuerza de agarre de las pinzas que sea tantas veces mayor como seguridad quiera tener en el proceso

Calculo de la fuerza de agarre necesaria de la Pinza en función de:

La masa del objeto a manipular **m**
El coeficiente de rozamiento **μ** entre los dedos de la pinza y el objeto manipulado
La seguridad del proceso **a**

Datos Técnicos

Fluido:
Aire comprimido filtrado,
lubricado o no lubricado

Presión de Trabajo:
1 a 7 Bar ~ 14,5 a 101 PSI

Temperatura de Trabajo:
-20°C a 70°C ~ -4°F a 158°F

Frecuencia:
Ø16 ~ 25: 180 ciclos/min.
Ø32 y 40: 60 ciclos/min.

Ejemplo:

Para objetos con Rozamiento $\mu = 0.2$
Con una seguridad del proceso $a = 4$
una masa **m**
y aceleración de la gravedad **g** (9.8 mt/s²)

La fuerza de agarre **F** de la pinza en Newtons:

$$F = \frac{mg}{2 \times 0.2} \times 4 = 10 \times mg$$

Es decir 10 veces la masa del objeto manipulado

Ejemplo:

Para objetos con Rozamiento $\mu = 0.1$
Con una seguridad del proceso $a = 4$
una masa **m**
y aceleración de la gravedad **g** (9.8 mt/s²)

La fuerza de agarre **F** de la pinza en Newtons:

$$F = \frac{mg}{2 \times 0.1} \times 4 = 20 \times mg$$

Es decir 20 veces la masa del objeto manipulado

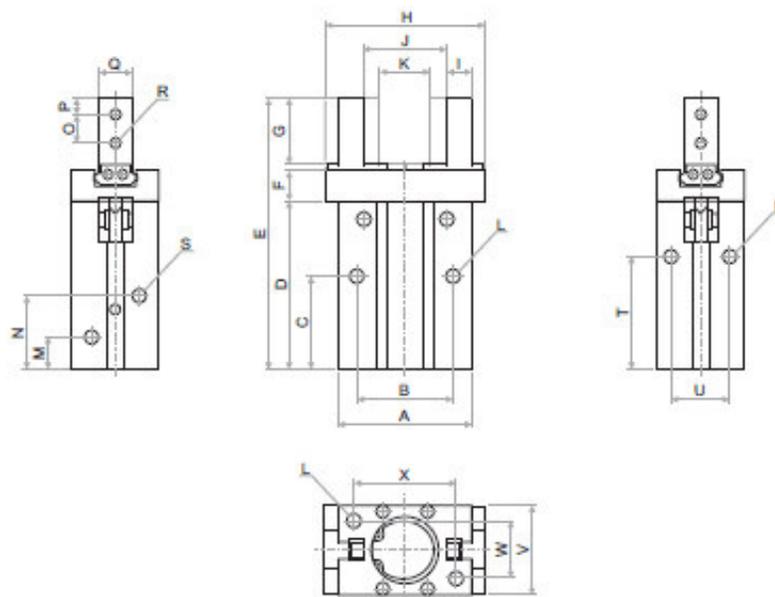
Materiales

Cuerpo : Aluminio Anodizado
Pinzas : Acero Inoxidable

En Resumen:

La condición mínima para que un objeto manipulado no se caiga de las pinzas es: $F > \frac{mg}{2 \times \mu}$

Y la condición segura de agarre se da por: $F = \frac{mg}{2 \times \mu} \times a$



Diám.	A	B	C	D	E	F	G	H
16 mm	30.6	24	24.5	42.5	67.3	7.5	15	38
20 mm	42	30	29	52.8	84.7	9.5	20	50
25 mm	52	36	30	63.6	102.7	11	25	63
32 mm	60	46	40	67	113	12	29	97
40 mm	72	56	49	83	139	15	36	119

Diám.	I	J	K	L	M	N	O	P
16 mm	5	20.9	14.9	M4	7.5	19	7	4
20 mm	8	26.3	16.3	M5	9.7	23	9	5
25 mm	10	33.3	19.3	M6	10	23.8	12	6
32 mm	12	48	26	M6	11	31	14	7
40 mm	14	60	30	M8	12	38	17	9

Diám.	Q	R	S	T	U	V	W	X
16 mm	8	M3	M5	30	16	23.6	15	22
20 mm	10	M4	M5	35	18.6	27.6	18	32
25 mm	12	M5	M5	36.5	22	33.6	22	40
32 mm	15	M6	M5	48	26	40	26	46
40 mm	18	M8	M5	58	32	48	32	56

b) Mesa giratoria o rotativa CRM30 (Catálogo A.r.t pág. 60/72)



Características

- Diseño de piñón cremallera
- Alta precisión de la plataforma de trabajo
- La plataforma de trabajo posee un orificio central que facilita el montaje
- Orientación muy precisa
- Poseen amortiguador de choque interno
- Anillo magnético standard para control con autoswitches

Modelos Standard

Referencia	Conexión	Torque a 75 PSI	Máx. Absorción de Energía	Tiempo de rotación (90°)
CRM30	1/8"	2,75 N.m	0,12 N.m	0,2 – 0,7 seg.
CRM50	1/8"	5,15 N.m	0,30 N.m	0,2 – 0,7 seg.
CRM70	1/8"	7,5 N.m	1,1 N.m	0,2 – 1,0 seg.

Máxima Carga Permitida

Referencia	Radial	Axial	Flexión
CRM30	20,4 kgf (200 N)	20,4 kgf (200 N)	0,55 kgf-m (5,5 Nm)
CRM50	30,6 kgf (300 N)	30,6 kgf (300 N)	1,0 kgf-m (10 Nm)
CRM70	33,7 kgf (330 N)	30,6 kgf (300 N)	1,2 kgf-m (12 Nm)

Datos Técnicos

Fluido:
Aire comprimido filtrado

Presión de Trabajo:
1 a 6 Bar ~ 14,5 a 87 PSI

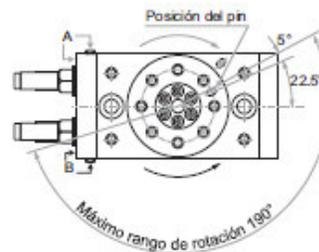
Temperatura de Trabajo:
0°C a 60°C ~ 32°F a 140°F

Angulo de Rotación:
0° ~ 190°

Materiales

Cuerpo : Aluminio Anodizado
Sellos : NBR

Instalación

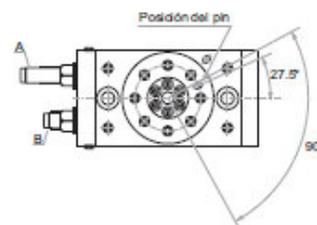


Dirección de Rotación

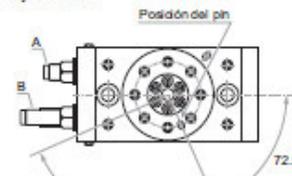
La mesa gira a la derecha cuando se presuriza por el puerto A.

La mesa gira a la izquierda cuando se presuriza por el puerto B.

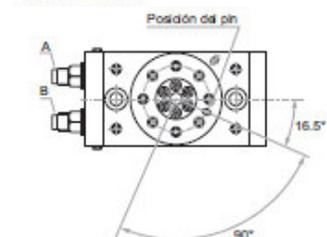
Ajustando A

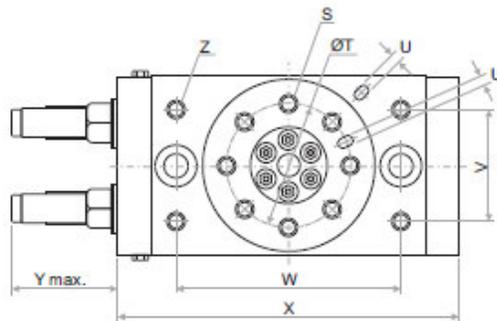
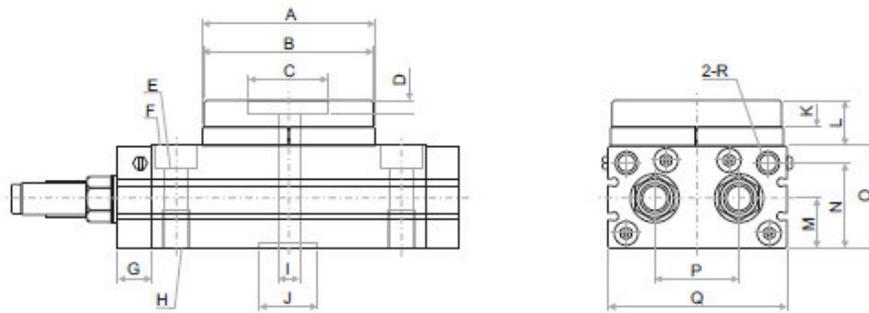


Ajustando B



Ajustando A y B





Referencia	A	B	C	D	E	F	G	H	I
CRM30	67	65	32	5	8.5	14	11.5	M10x1.5	9
CRM50	77	75	35	5.5	10.5	18	15	M12x1.75	10
CRM70	90	88	46	5	10.5	17.5	17	M12x1.75	16

Referencia	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
CRM30	22	10	17	18.5	32	40	29	70	1/8"
CRM50	26	12	20	22	38	46	38	80	1/8"
CRM70	22	12.5	22	25.5	44.5	53	42	88	1/8"

Referencia	S	T	U	V	W	X	Y	Z
CRM30	M6 x 1.0	48	4	37	84	127	38.4	M6 x 1.0
CRM50	M8 x 1.25	55	5	50	100	152	51	M8 x 1.25
CRM70	M8 x 1.25	67	5	57	110	170	68	M8 x 1.25

c) Cilindro neumático con guía para el brazo robótico CABG 32100 (Catálogo A.r.t pág. 14/72)



Características

- Doble guía que garantiza el movimiento recto sin giros
- Guías sobre bujes que permiten un trabajo pesado
- El cilindro y la guía se unen por un autoalineador que evita la fricción
- Facilitan el montaje en cualquier dirección

Datos Técnicos

Temperatura de Trabajo:
0°C a 60°C ~ 32°F a 140°F

Velocidad:
100 ~ 500 mm/seg

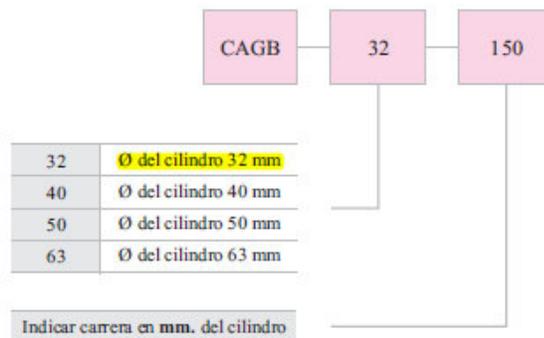
No requieren lubricación

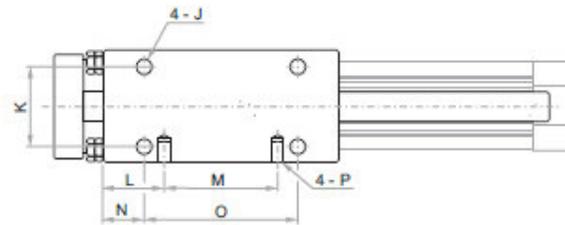
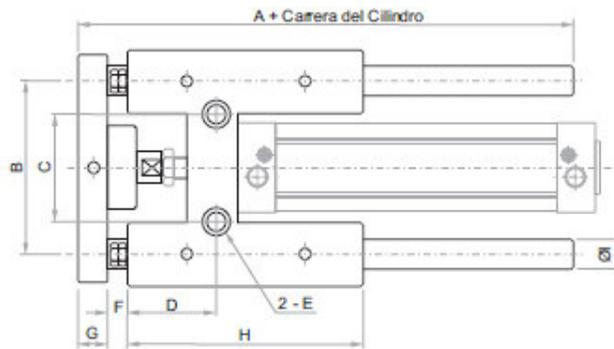
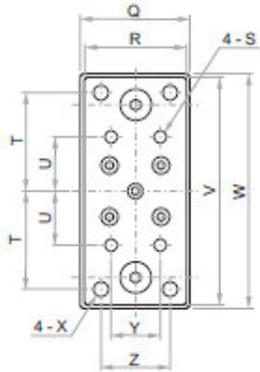
Materiales

Cuerpo:
Aluminio

Guías:
Barra de Acero

Como solicitar su guía:





Diámetro	A	B	C	D	ØE	F	G	H	ØI
32 mm	152	88	55	45	8.5	10	15	120	20
40 mm	152	88	55	45	8.5	10	15	120	20
50 mm	200	120	80	65	10.5	10	20	160	25
63 mm	200	120	80	65	10.5	10	20	160	25

Diámetro	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
32 mm	M6 x 1.0	40	30	60	20	80	M6 x 1.0	56	52
40 mm	M6 x 1.0	40	30	60	20	80	M6 x 1.0	56	52
50 mm	M8 x 1.25	50	40	80	30	100	M8 x 1.25	78	74
63 mm	M8 x 1.25	50	40	80	30	100	M8 x 1.25	78	74

Diámetro	S	T	U	V	W	X	Y	Z
32 mm	M6 x 1.0	50	27.5	116	120	M8 x 1.25	25	35
40 mm	M6 x 1.0	50	27.5	116	120	M8 x 1.25	25	35
50 mm	M8 x 1.25	65	40	156	160	M10 x 1.5	40	50
63 mm	M8 x 1.25	65	40	156	160	M10 x 1.5	40	50

d) Pernos para patas de la mesa PG025300 (Catálogo Sodaya pág. 6/23)

6



PERNOS Y TUERCAS G2



CONSUN



PERNO GALVANIZADO CABEZA HEXAGONAL CON TUERCA

PERNO GALVANIZADO CABEZA HEXAGONAL

TIPO DE CABEZA:

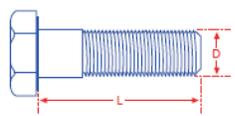


FAMILIA: PGO
 MEDIDAS: PULGADAS
 TIPO DE ROSCA: FINA
 MATERIAL: ACERO GALVANIZADO
 HILO: ESTÁNDAR

CÓDIGO: FAMILIA PGO VENTA: KG

NOMENCLATURA DE CÓDIGO

Galvanizado Longitud
PG025050
 Perno Diámetro



D= Diámetro del Perno
 L= Longitud del Perno

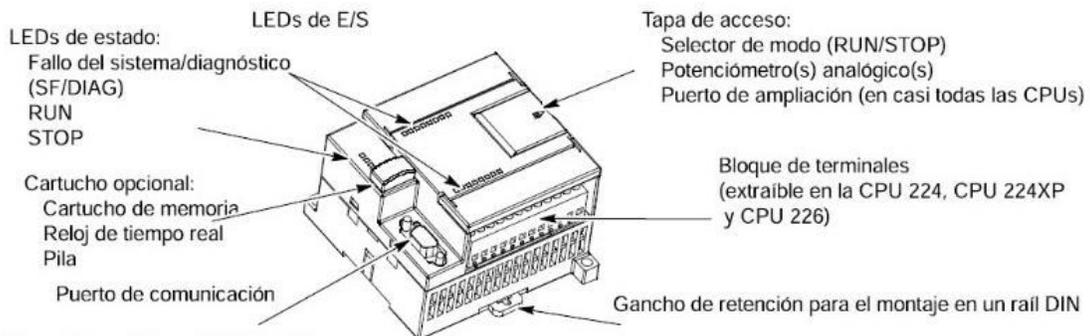
CÓDIGO:	DIÁMETRO:	LONGITUD:	MÁSTER (KG)
PG025050	1/4"	1/2"	30 KG.
PG025075	1/4"	3/4"	30 KG.
PG025100	1/4"	1"	30 KG.
PG025150	1/4"	1 1/2"	30 KG.
PG025200	1/4"	2"	30 KG.
PG025250	1/4"	2 1/2"	30 KG.
PG025300	1/4"	3"	30 KG.
PG025350	1/4"	3 1/2"	30 KG.
PG025400	1/4"	4"	30 KG.
PG031075	5/16"	3/4"	30 KG.
PG031100	5/16"	1"	30 KG.
PG031150	5/16"	1 1/2"	30 KG.
PG031200	5/16"	2"	30 KG.
PG031250	5/16"	2 1/2"	30 KG.
PG031300	5/16"	3"	30 KG.
PG031350	5/16"	3 1/2"	30 KG.
PG031400	5/16"	4"	30 KG.
PG031450	5/16"	4 1/2"	30 KG.
PG031500	5/16"	5"	30 KG.
PG031600	5/16"	6"	30 KG.
PG037100	3/8"	1"	30 KG.
PG037150	3/8"	1 1/2"	30 KG.
PG037200	3/8"	2"	30 KG.
PG037250	3/8"	2 1/2"	30 KG.
PG037300	3/8"	3"	30 KG.
PG037350	3/8"	3 1/2"	30 KG.
PG037400	3/8"	4"	30 KG.

ANEXO IV

ELEMENTOS NORMALIZADOS

SISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO

a) PLC S7-200 con CPU 224 (Catálogo SIEMENS SIMATIC pág. 16/574)



Función	CPU 221	CPU 222	CPU 224	CPU 224XP, CPU 224XPsi	CPU 226
Dimensiones físicas (mm)	90 x 80 x 62	90 x 80 x 62	120,5 x 80 x 62	140 x 80 x 62	190 x 80 x 62
Memoria del programa: con edición en runtime sin edición en runtime	4096 bytes 4096 bytes	4096 bytes 4096 bytes	8192 bytes 12288 bytes	12288 bytes 16384 bytes	16384 bytes 24576 bytes
Memoria de datos	2048 bytes	2048 bytes	8192 bytes	10240 bytes	10240 bytes
Memoria de backup	50 horas (típ.)	50 horas (típ.)	100 horas (típ.)	100 horas (típ.)	100 horas (típ.)
E/S integradas Digitales Analógicas	6 E/4 S	8 E/6 S	14 E/10 S	14 E/10 S 2 E/1 S	24 E/16 S
Módulos de ampliación	0 módulos	2 módulos ¹	7 módulos ¹	7 módulos ¹	7 módulos ¹
Contadores rápidos Fase simple	4 a 30 kHz	4 a 30 kHz	6 a 30 kHz	4 a 30 kHz 2 a 200 kHz	6 a 30 kHz
Dos fases	2 a 20 kHz	2 a 20 kHz	4 a 20 kHz	3 a 20 kHz 1 a 100 kHz	4 a 20 kHz
Salidas de impulsos (DC)	2 a 20 kHz	2 a 20 kHz	2 a 20 kHz	2 a 100 kHz	2 a 20 kHz
Potenciómetros analógicos	1	1	2	2	2
Reloj de tiempo real	Cartucho	Cartucho	Incorporado	Incorporado	Incorporado
Puertos de comunicación	1 RS-485	1 RS-485	1 RS-485	2 RS-485	2 RS-485
Aritmética en coma flotante	Sí				

b) Compresor de 2 HP marca MZB



c) Sensor neumáticos M/50/Isu/cp



d) Racores de $\varnothing 0,25''$ con rosca de 8 mm



e) Unidad FRL-2-1/4-A



f) Pulsador industrial para tablero eléctrico 3ª (color rojo)



g) Luces piloto tipo led de 24 vatios



h) Riel DIN metálico perforado CNC 35 mm x 1 m



i) Fuente de poder Siemens LOGO Power de 24V



j) Electroválvulas 5/2 XCPC 4V210-08



ANEXOS V

PLANOS