

DISEÑO, MODELADO, SIMULACION Y CONTROL DE UN MECANISMO DE
ENSAMBLE AUTOMATICO



CARLOS ALBERTO MUÑOZ MUÑOZ
SERGIO ANDRES PAREDES NAVIA

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
Programa de Ingeniería en Automática Industrial
Facultad de Ingeniería Electrónica y Telecomunicaciones
Popayán
2011

DISEÑO, MODELADO, SIMULACION Y CONTROL DE UN MECANISMO DE
ENSAMBLE AUTOMATICO

CARLOS ALBERTO MUÑOZ MUÑOZ
SERGIO ANDRES PAREDES NAVIA

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL
TITULO DE INGENIERO EN AUTOMATICA INDUSTRIAL

Director del proyecto:
Ing. MARIELA MUÑOZ AÑASCO

UNIVERSIDAD DEL CAUCA
Programa de Ingeniería en Automática Industrial
Facultad de Ingeniería Electrónica y Telecomunicaciones
Popayán
2011

Nota de aceptación

Jurado coordinador

Jurado

Popayán 15 de febrero del 2011

DEDICATORIA

Principalmente a mis padres Carlos y Flor, sin su constante apoyo esto no sería posible, Gracias, esto es para ustedes, Santi ese pequeño y gran motor, mi hermano Jairo y a toda mi familia por sus palabras de apoyo y compañía a lo largo de este proceso.

Finalmente a los grandes y buenos amigos, quienes estuvieron desde el primer día de clase, y los que llegaron al pasar el tiempo, todos ustedes alegraron estos años.

A todos Gracias

Carlos Alberto Muñoz Muñoz

DEDICATORIA

A Dios, a quien debo todo en la vida.

A la santísima virgen, quien me sostiene todos los días.

A Alberto y Ángela, mis padres, por ser el ejemplo, por el apoyo incondicional y la fuerza. Gracias por enseñarme a perseverar, gracias por todo el amor y el apoyo constante. Gracias por dar lo mejor de sus vidas para hacer lo mejor de la mía.

Los amo.

A mis hermanos, “ñan”, “pipe” y “la nena”. Gracias por la fuerza y la motivación absoluta y constante. Gracias por creer en mí.

A mis abuelitos, ejemplo de fuerza y de vida.

A toda mi familia, que me llena de esperanza y alegría.

A Marcela, por su amor, su alegría y la felicidad de tener su presencia en cada momento. Gracias por cambiar mi vida.

A mis amigos y amigas, compañeros y compañeras, por todo este tiempo, por la ayuda, alegría y compañía.

A todas las personas que creyeron y creen en mí.

Sergio Andrés Paredes Navia

AGRADECIMIENTOS

A nuestras familias, por el apoyo incondicional, sin ellos este proceso de aprendizaje no hubiese sido posible.

A los amigos que nos dejan estos años de vida universitaria, quienes nos acompañaron y apoyaron.

A la Ingeniera Mariela Muñoz Añasco por confiar en nosotros para la realización del proyecto, y por su constante ayuda.

CONTENIDO

| | |
|---|----|
| INTRODUCCIÓN | 15 |
| 1. PROCESO DE ENSAMBLE OBJETO DE ESTUDIO..... | 16 |
| 1.1 DEFINICION DEL EJE HOMOCINETICO..... | 16 |
| 1.2 COMPONENTES DEL EJE HOMOCINETICO | 17 |
| 1.2.1 Junta fija | 17 |
| 1.2.2 Intereje..... | 17 |
| 1.2.3 Tulipa o junta móvil..... | 18 |
| 1.3 DESCRIPCION PROCESO DE ENSAMBLE | 19 |
| 1.3.1 Encajar ranuras y primer empuje..... | 20 |
| 1.3.2 Prueba de tracción..... | 21 |
| 1.3.3 Segundo empuje | 23 |
| 2. DISEÑO FUNCIONAL DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 24 |
| 2.1 FUNCIONES PRINCIPALES | 24 |
| 2.2 SOLUCIÓN A LAS FUNCIONES PRINCIPALES..... | 25 |
| 2.2.1 Ejecución de la fuerza de ensamble..... | 25 |
| 2.2.2 Rotación de la junta fija. | 25 |
| 2.2.3 Alineación, ubicación y sujeción de los componentes a ensamblar. | 25 |
| 2.2.4 Traslación vertical del intereje. | 25 |
| 2.3 GENERALIDADES DE LA NEUMATICA | 26 |
| 2.3.1 Ventajas de la prensa neumática | 27 |
| 2.3.2 Limitaciones de la prensa neumática..... | 27 |
| 3. DISEÑO DETALLADO DEL MECANISMO DE ENSAMBLE..... | 28 |
| 3.1 ELEMENTOS BASICOS DEL SISTEMA NEUMATICO | 28 |
| 3.1.1 Válvulas distribuidoras..... | 28 |
| 3.1.2 Válvula proporcional de vías..... | 28 |
| 3.1.3 Cilindro neumático | 30 |
| 3.1.3.1 Cilindro de simple efecto. | 30 |
| 3.1.3.2 Cilindro de doble efecto. | 31 |
| 3.2 DISEÑO MECÁNICO | 32 |

| | | |
|---------|---|----|
| 3.2.1 | Sistema de localización. | 35 |
| 3.2.2 | Sistema <i>push-pull-push</i> | 38 |
| 3.2.3 | Sistema de retención. | 39 |
| 3.2.4 | Sistema de soporte. | 40 |
| 3.2.5 | Montaje cilindro principal. | 41 |
| 3.2.6 | Estructura. | 42 |
| 3.3 | ELEMENTOS DEL SISTEMA ELECTRONICO..... | 43 |
| 3.3.1 | Detector de proximidad..... | 43 |
| 3.3.2 | Detector optoelectrónico..... | 43 |
| 3.3.3 | Detector inductivo..... | 44 |
| 3.3.4 | Transductor de desplazamiento. | 44 |
| 3.3.5 | Sensor de presión..... | 44 |
| 4. | MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ENSAMBLE | 45 |
| 4.1 | MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DEL CILINDRO NEUMÁTICO PRINCIPAL DE DOBLE EFECTO | 45 |
| 4.1.1 | Cámaras del cilindro. | 45 |
| 4.1.2 | Émbolo del cilindro. | 48 |
| 4.1.3 | Modelo matemático dinámico de la válvula reguladora de caudal..... | 48 |
| 4.2 | MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DE LA CORREDERA-MANIVELA... | 52 |
| 4.2.1 | Cilindro neumático secundario de doble efecto. | 53 |
| 4.2.2 | Émbolo del cilindro secundario de doble efecto. | 54 |
| 4.2.3 | Válvula reguladora de caudal. | 54 |
| 4.2.4 | Manivela. | 54 |
| 4.3 | SIMULACIONES DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS DINÁMICOS..... | 55 |
| 4.3.1 | Cilindro neumático de doble efecto. | 55 |
| 4.3.2 | Corredera-manivela..... | 59 |
| 5. | CONTROL DEL MECANISMO DE ENSAMBLE | 62 |
| 5.1 | CONTROL DE LA FUERZA DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE DOBLE EFECTO | 62 |
| 5.1.1 | Identificación de las variables del proceso. | 62 |
| 5.1.1.1 | Variable(s) controlada(s). | 62 |
| 5.1.1.2 | Variable(s) manipulada(s)..... | 62 |
| 5.1.1.3 | Perturbaciones..... | 62 |

| | | |
|-----------|--|----|
| 5.1.1.3.1 | Perturbaciones críticas: | 63 |
| 5.1.1.3.2 | Perturbaciones no críticas: | 63 |
| 5.1.1.4 | Variables medidas. | 63 |
| 5.1.2 | Selección del esquema de control. | 63 |
| 5.1.3 | Selección del tipo de controlador..... | 63 |
| 5.1.4 | Ajuste del controlador PID. | 64 |
| 5.1.4.1 | Caracterización del proceso. | 64 |
| 6. | VERIFICACIÓN DE RESULTADOS | 69 |
| 7. | CONCLUSIONES | 75 |
| | BIBLIOGRAFIA..... | 76 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Sistemas básicos del mecanismo | 33 |
| Tabla 2. Lista de términos modelo cilindro de doble efecto | 55 |
| Tabla 3. Lista de términos sistema corredera-manivela..... | 60 |
| Tabla 4. Fórmulas para ajuste para respuesta de razón de asentamiento de 1/4 . | 67 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Ejes homocinéticos en suspensión delantera | 16 |
| Figura 2. Eje homocinético | 17 |
| Figura 3. Junta fija | 17 |
| Figura 4. Interejes | 18 |
| Figura 5. Anillos del intereje | 18 |
| Figura 6. Tulipa | 19 |
| Figura 7. Encaje de ranuras | 21 |
| Figura 8. Primer empuje | 21 |
| Figura 9. Prueba de tracción | 22 |
| Figura 10. Segundo empuje | 23 |
| Figura 11. Válvula proporcional de vías Festo MPYE-5-1/8-HF-010-B | 28 |
| Figura 12. Válvula proporcional | 29 |
| Figura 13. Esquema funcional de la válvula | 29 |
| Figura 14. Cilindro de simple efecto | 31 |
| Figura 15. Cilindro de doble efecto | 31 |
| Figura 16. Cilindro doble efecto Festo DNG-200-650-PPV-A | 32 |
| Figura 17. Mecanismo de ensamble de ejes homocinéticos | 34 |
| Figura 18. Subsistema de sujeción | 35 |
| Figura 19. Herramienta de sujeción | 35 |
| Figura 20. Mecanismo corredera-manivela | 36 |
| Figura 21. Rodamiento | 36 |
| Figura 22. Sistema de localización (centro), vista aumentada cilindro neumático (izquierda), vista ampliada rodamiento (derecha) | 37 |
| Figura 23. Sistema <i>Push-Pull-Push</i> (vista anterior) | 38 |
| Figura 24. Sistema <i>Push-Pull-Push</i> (vista posterior) | 39 |
| Figura 25. Sistema de retención (vista frontal) | 40 |
| Figura 26. Sistema de retención (vista posterior) | 40 |
| Figura 27. Sistema de soporte | 41 |
| Figura 28. Sistema montaje cilindro principal | 41 |
| Figura 29. Estructura de soporte. Vista ampliada saliente (izquierda), vista ampliada rieles (derecha) | 42 |
| Figura 30. Estructura sin tapa | 43 |
| Figura 31. Tapa de la estructura | 43 |
| Figura 32. (a) Volúmenes de control para las cámaras del cilindro. (b) Diagrama de cuerpo libre del embolo | 45 |
| Figura 33. Servo válvula de cinco vías y tres posiciones (5/3) | 48 |
| Figura 34. Curva área efectiva | 49 |
| Figura 35. Curvas de factor de flujo | 50 |
| Figura 36. Curva obtenida para el factor de carga | 50 |
| Figura 37. Curva obtenida de factor de descarga | 51 |
| Figura 38. Presiones aguas arriba y aguas abajo | 52 |
| Figura 39. Mecanismo corredera-manivela | 53 |

| | |
|---|----|
| Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del émbolo del cilindro | 53 |
| Figura 41. Modelo dinámico del cilindro neumático | 57 |
| Figura 42. Subsistema en la válvula 5/3 | 57 |
| Figura 43. Respuesta área efectiva ante voltaje | 58 |
| Figura 44. Subsistema émbolo del cilindro | 58 |
| Figura 45. Simulación correspondiente al modelo del cilindro neumático..... | 59 |
| Figura 46. Modelo dinámico del sistema corredera-manivela | 60 |
| Figura 47. Diagrama modelo émbolo del cilindro neumático de simple efecto | 60 |
| Figura 48. Simulación del sistema corredera-manivela | 61 |
| Figura 49. Prueba con circuito abierto | 64 |
| Figura 50. Respuesta escalón de circuito abierto | 65 |
| Figura 51. Parámetros del modelo POMTM que se obtienen por medio del método 3..... | 65 |
| Figura 52. Respuesta del sistema..... | 66 |
| Figura 53. Controlador PID | 67 |
| Figura 54. Respuesta controlada del sistema | 68 |
| Figura 55. Diagrama de integración Matlab y Visual Nastran | 70 |
| Figura 56. Señal de entrada | 71 |
| Figura 57. Fuerza aplicada durante el proceso de ensamble | 72 |
| Figura 58. Desplazamiento | 73 |
| Figura 59. Rotación junta fija | 73 |

LISTA DE ANEXOS

| | |
|--|-----|
| ANEXO A. HOJA DE DATOS: VÁLVULA POSICIONADORA MPYE-5-1/8-HF-010-B-151693 | 79 |
| ANEXO B. HOJA DE DATOS: CILINDROS DE CARRERA CORTA AEVC-40-10-A-P-188230 | 80 |
| ANEXO C. HOJA DE DATOS: CILINDROS DE CARRERA CORTA ADVC-40-10-A-P-188248 | 81 |
| ANEXO D. HOJA DE DATOS: RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS | 82 |
| ANEXO E. PLANOS DEL SISTEMA DE LOCALIZACION DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 83 |
| ANEXO F. HOJA DE DATOS: CILINDROS NORMALIZADOS DNCB-32-40-PPV-A-532725 | 91 |
| ANEXO G. HOJA DE DATOS: GUIAS LINEALES DE RIEL SSR35XW | 92 |
| ANEXO H. PLANOS DEL SISTEMA PUSH-PULL-PUSH DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 94 |
| ANEXO I. PLANOS DEL SISTEMA DE RETENCION DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 104 |
| ANEXO J. HOJA DE DATOS: CILINDROS NORMALIZADOS ESN-12-50-P-5094 | 113 |
| ANEXO K. PLANOS DEL SISTEMA DE SOPORTE DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 114 |
| ANEXO L. PLANOS DEL SISTEMA DE MONTAJE DEL CILINDRO PRINCIPAL DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS | 119 |

ANEXO M. HOJA DE DATOS: CILINDROS NORMALIZADOS DNG-200- -PPV-A-33025 122

ANEXO N. PLANOS DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS 123

ANEXO O. CODIGOS DE SIMULACION 132

INTRODUCCIÓN

Actualmente, las empresas colombianas se han caracterizado por la constante búsqueda de un desarrollo tecnológico, que las lleve a un mejoramiento de sus procesos de producción, en consecuencia con esto, se han visto en la necesidad de adquirir nueva tecnología o mejorar la existente con la integración de nuevos sistemas de control.

Esta tendencia ha sido acogida en gran medida por el sector metalmecánico, especialmente en la parte de ensambles, ya que se busca una fusión entre las exigencias técnicas propias del proceso y el producto final.

Teniendo en cuenta lo anterior, este proyecto busca brindar bases al ingeniero en automática industrial para enfrentar problemas de control y diseño de productos mecánicos típicos en la industria, con base en esto se tiene como objetivo general, modelar, diseñar, simular en tres dimensiones (3D) y controlar un mecanismo para realizar la operación de ensamble de ejes homocinéticos en un proceso metalmecánico. Específicamente, se definirá el diseño funcional con base en requerimientos y características del mecanismo de ensamble, apropiado para un proceso de ensamble de ejes homocinéticos; se propondrá un diseño en 3D del mecanismo con base en requerimientos técnicos del diseño funcional; se modelara dinámicamente el mecanismo definido y se controlará su comportamiento en simulación; por último se verificará el funcionamiento del mecanismo para realizar el ensamble, a través de simulación, usando herramientas software de diseño y control.

Se plantea dentro de este trabajo el diseño un mecanismo apropiado para el ensamble de ejes homocinéticos, se exponen generalidades del proceso de ensamble, en donde se define el eje homocinético, así como la descripción detallada del proceso objeto de estudio; se muestran generalidades de las prensas neumáticas y el sistema neumático propuesto para satisfacer los requerimientos del proceso de ensamble. Dentro de la parte de diseño se muestran cada uno de los sistemas desarrollados y que hacen parte del mecanismo, así como el sistema electrónico planteado; se presenta un modelo matemático del sistema de prensado y se expone una verificación de resultados.

1. PROCESO DE ENSAMBLE OBJETO DE ESTUDIO

El proceso, objeto de estudio, se centra en el ensamble de ejes homocinéticos, estos últimos de gran importancia dentro del sector automotriz, ya que son los encargados de transmitir la fuerza y el movimiento del motor a las ruedas, de forma constante. Constituyen una parte muy importante en el sistema de tracción delantera de cada vehículo, por tal motivo se viene trabajando cada vez para que el proceso de ensamble cumpla con cada uno de los requerimientos técnicos propios así como con los estándares establecidos para tal proceso.

1.1 DEFINICION DEL EJE HOMOCINETICO

El significado de la palabra homocinético es [1]: velocidad constante, es decir, el trabajo de los ejes homocinéticos es transmitir la fuerza y el movimiento del motor a las ruedas, de forma constante, permitiendo los movimientos de la suspensión y la dirección. Funcionan igual que la cadena en una bicicleta, que transmite el movimiento de los pedales hasta la rueda trasera.

Su principal característica es que esta transmisión se hace constantemente sin importar que haya cambios en la orientación de la rueda para poder cruzar en las curvas.

Normalmente van ubicadas en la parte delantera del auto y siempre van en pareja, es decir, una a la rueda derecha y otra a la rueda izquierda.

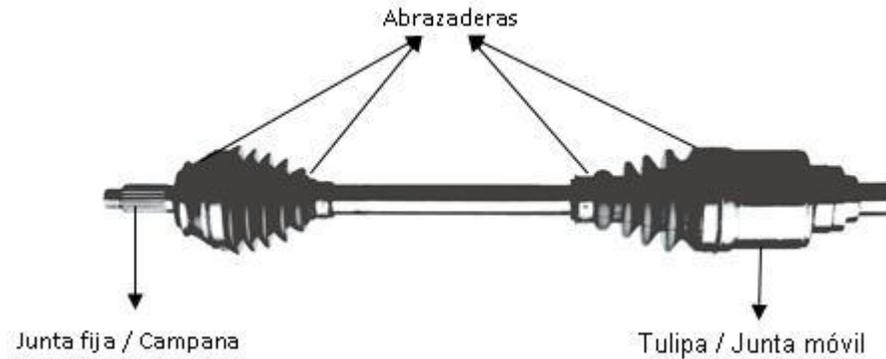
Figura 1. Ejes homocinéticos en suspensión delantera



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.autozulia.com/articulos.php?seccion=6&id=1322>>

1.2 COMPONENTES DEL EJE HOMOCINETICO

Figura 2. Eje homocinético



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.transejes.com/prohomo.php>>

1.2.1 Junta fija [2]

Parte del eje homocinético que va conectada a la rueda, de gran eficiencia y angularidad. Ver figura 3.

Figura 3. Junta fija



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.gkndriveline.com/drivelinecms/opencms/en/products/cvj-sideshafts/sideshaft-cv-joints/fixed-joints.htm>>

1.2.2 Intereje [2]

Parte del eje homocinético que une la junta fija con la tulipa. Es una barra de acero inoxidable que tiene a lo largo de su cuerpo diferentes diámetros y en sus extremos estrías y ranuras de acuerdo a las especificaciones del plano que le permiten unirse a la junta fija y a la tulipa. Ver figura 4.

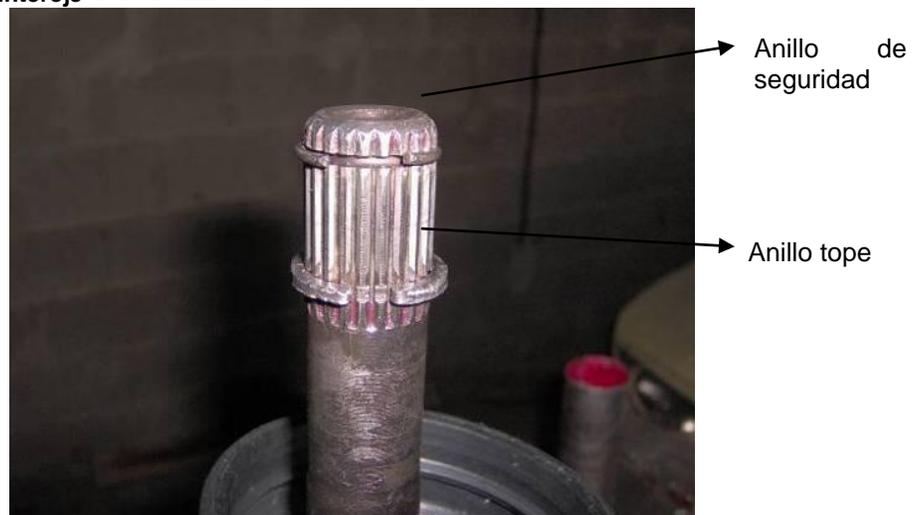
Figura 4. Interejes



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.gkndriveline.com/drivelinecms/opencms/en/products/cvj-sideshafts/sideshaft-cv-joints/fixed-joints.htm>>

El intereje cuenta con anillos (anillo de seguridad, anillo tope), previamente sujetos al mismo, en el extremo ranurado que permitirá el ensamble con la junta fija. Ver figura 5.

Figura 5. Anillos del intereje



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.niva4x4.com/modules/Upload/uploads/secciones/cvs.pdf>>

1.2.3 Tulipa o junta móvil [2]

Parte del eje homocinético que va conectada al motor. Este componente transmite la fuerza generada por la caja y la transforma en movimiento de rotación hacia el intereje para que sea entregada a las ruedas delanteras del automóvil. Son diseñadas para compensar la variación de longitud de los ejes donde son instaladas, estas juntas permiten el desplazamiento axial cuando están trabajando anguladas (hasta 22°). Ver figura 6.

Figura 6. Tulipa



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.gkndriveline.com/drivelinecms/opencms/en/products/cvj-sideshafts/sideshaft-cv-joints/ball-plunging-joints.htm>>

1.3 DESCRIPCION PROCESO DE ENSAMBLE

La norma emitida por GKN Driveline¹ que rige el proceso de ensamble de ejes homocinéticos es la 2401_A. En ella se detallan las normas para todas las operaciones involucradas en el ensamble; además expresa textualmente “*Esta norma es confidencial y se suministra con la condición de que solo debe utilizarse para el fin para el que ha sido suministrada y no deben ser copiada, exhibida ni comunicada a terceros sin el consentimiento de GKN Driveline cuya propiedad sigue siendo*”. Define siete operaciones para el proceso, siendo la operación st-30, la relacionada con el prensado del intereje en la junta fija y la norma definida para esta operación es la STD 240037_B denominada: Prensa: IC-eje en junta fija.

Debido a la gran importancia que tiene el eje homocinético dentro de los productos automotrices, se requiere que el proceso de ensamble de los mismos cumpla con estándares establecidos para un correcto acople.

El objetivo del proceso es el siguiente:

- Presionar la parte ranurada del intereje sobre la junta fija.
- Verificar que el anillo de retención, ya montado en la parte ranurada del intereje, encaje correctamente en la ranura de la junta fija.

Se hace referencia al ensamble entre la junta fija y el intereje, la tulipa o junta móvil es un sub ensamble realizado previamente.

El proceso de ensamble del intereje en la junta fija tiene tres pasos:

¹ GKN Driveline es el principal proveedor mundial de sistemas de propulsión y soluciones, además de otros negocios centrados en el chasis, el motor interno y componentes asociados de un vehículo. www.gkndriveline.com.

- Encajar ranuras y primer empuje.
- Ensayo de tracción.
- Segundo empuje.

1.3.1 Encajar ranuras y primer empuje

En primer lugar, la junta fija y el intereje se orientan en posición vertical para que las ranuras puedan ser alineadas.

El encaje del intereje con la junta fija debe llevarse a cabo en la primera etapa del proceso, es decir el encaje de ranuras y primer empuje. La junta gira lentamente al mismo tiempo que el intereje es empujado, hasta que las ranuras encajen.

Durante el proceso de prensado del intereje, por lo menos se aplican dos presiones diferentes:

- Presión baja: para localizar las ranuras y permitir que el anillo de seguridad pase más allá de la junta fija.
- Presión alta: se aplica después de que el anillo de seguridad ha pasado más allá de la junta fija y hasta que el anillo de seguridad encaje en la ranura interna de la junta.

La fuerza mínima necesaria para lograr el ensamble del intereje con la junta fija, no debe sobrepasar los límites establecidos (los límites de la norma van desde 500N a 15.000N) para evitar comprimir el anillo de seguridad a medida que pasa más allá de la junta, este análisis de fuerza debe comenzar después de que el anillo de seguridad ha pasado más allá de la junta fija.

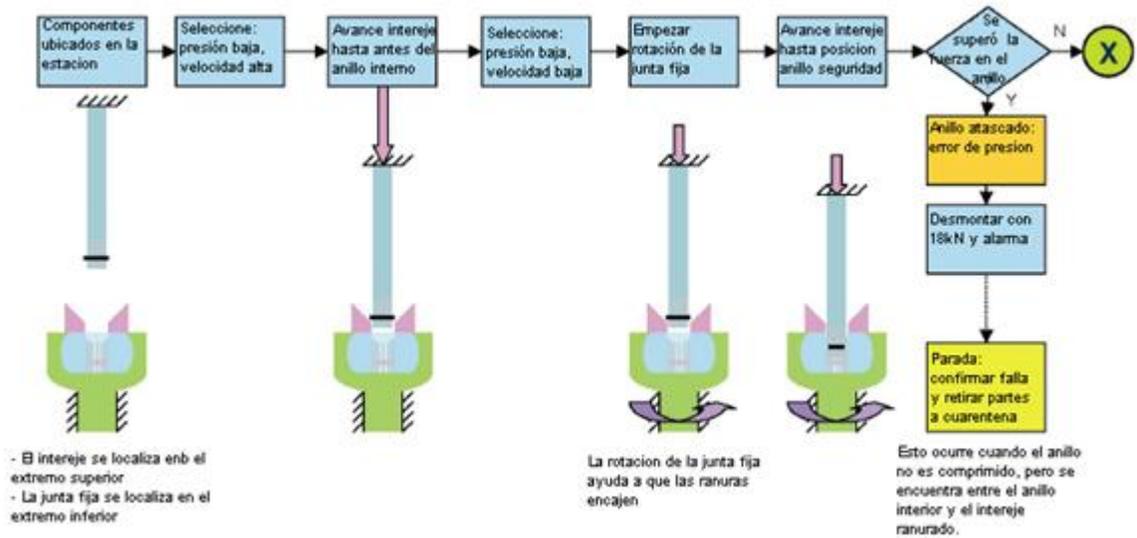
La fuerza se controla para cada movimiento y tiene que ser dentro de los dos límites definidos. El límite superior evita presionar el intereje con tanta fuerza que evite daños a la junta fija. El límite inferior garantiza que no hay retroceso (desensamble) entre la junta fija y el intereje.

Una vez finalizado el movimiento de empuje el siguiente criterio de control debe ser cumplido:

1. La fuerza aplicada debe ser adecuada para garantizar que el intereje esté completamente presionado y el anillo de seguridad ha encajado

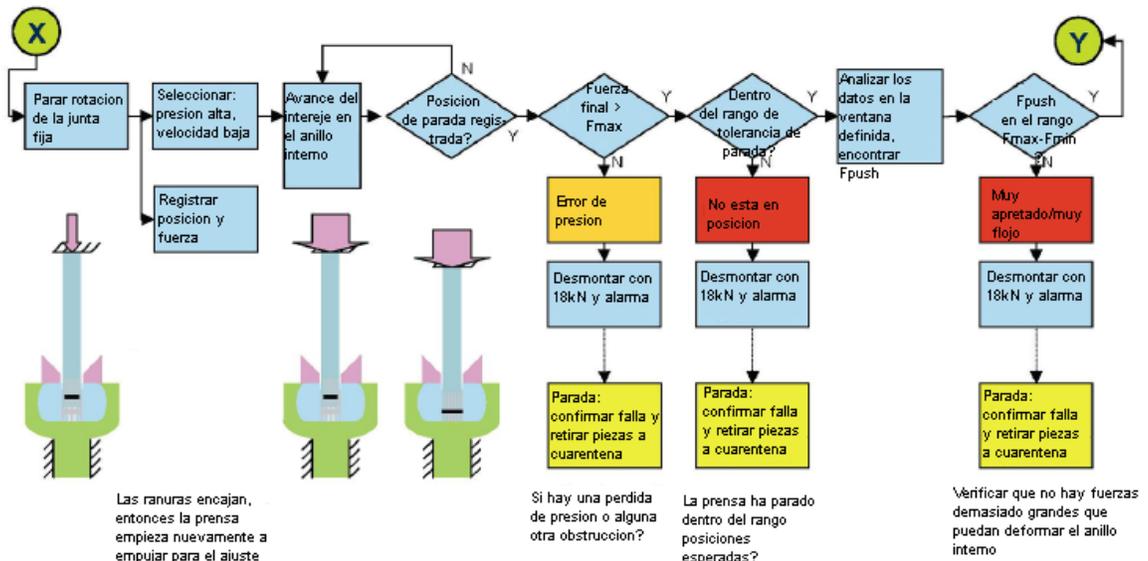
En las siguientes gráficas se resumen los controles del proceso que se ha señalado anteriormente.

Figura 7. Encaje de ranuras



Tomado de la norma de ensamble de la empresa GKN Driveline

Figura 8. Primer empuje



Tomado de la norma de ensamble de la empresa GKN Driveline

1.3.2 Prueba de tracción

Al terminar la primera etapa del proceso, se debe realizar una prueba de tracción para comprobar que el anillo de retención ha encajado correctamente, se aplica una fuerza al interjeje para tratar de separarlo de la junta fija.

La fuerza aplicada durante la prueba de tracción depende del tipo de junta fija: pueden ser reparables (requiere desmontaje) o no reparables (desmontaje no autorizado). La diferencia entre ellas es el anillo de seguridad.

Para las juntas reparables la fuerza de tracción no debe exceder la fuerza necesaria para separar los componentes que han sido correctamente instalados.

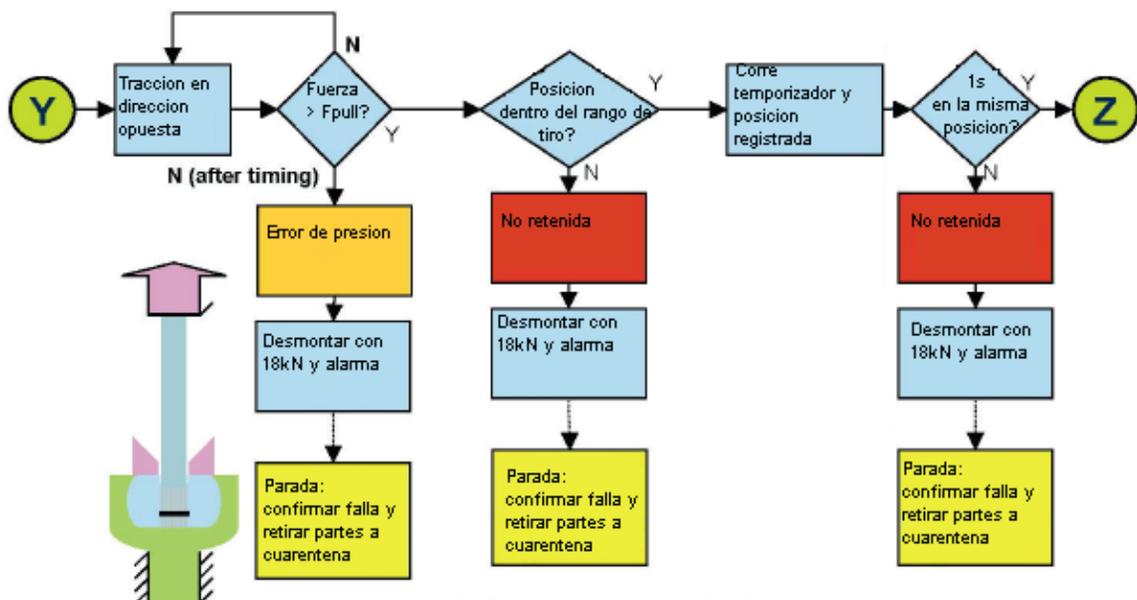
La fuerza de tiro tiene que ser lo suficientemente alta para separar los componentes, esto donde el anillo de seguridad no está correctamente encajado en el anillo interior. Los ensayos han demostrado que se recomienda 3000N sobre la fuerza aplicada en el primer empuje.

Para juntas no reparables no se pueden desmontar así que la prueba de tiro puede ser lo más alta posible (y por tanto la misma) para cada ensamble. Cuando no se especifica la fuerza, la fuerza recomendada es de 18.000N (fuerza máxima permitida 15.000N, más 3000N)

La prueba de tracción tiene que verificar (después de calcular la fuerza de tracción lograda) que la posición de parada en el interje se mantiene dentro de un rango definido de tolerancia. Se recomienda que la fuerza de tiro se mantenga durante un mínimo de 1 segundo.

La siguiente gráfica resume el proceso y los controles anteriores.

Figura 9. Prueba de tracción



Tomado de la norma de ensamble de la empresa GKN Driveline

1.3.3 Segundo empuje

El proceso del segundo empuje varía en función del tipo de junta fija. Cuando el intereje es presionado en la junta fija, el anillo de seguridad se expande en la ranura de la junta.

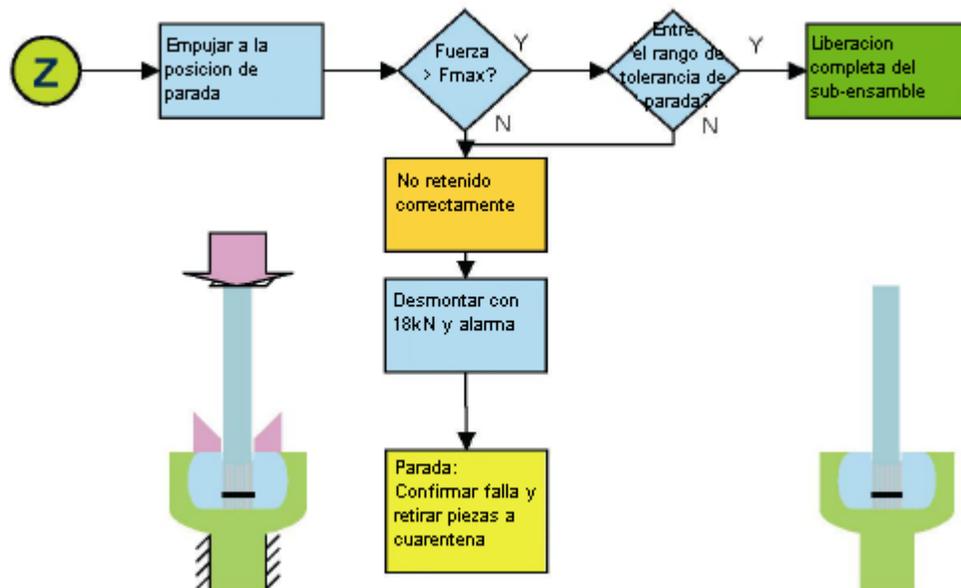
No se recomienda aplicar grandes fuerzas sobre el intereje porque puede haber una reducción en las dimensiones del mismo.

La segunda pulsación se realiza con el movimiento de empuje controlado por la fuerza y posición, como con el primer empuje.

Para evitar que los ensambles incorrectos puedan ser procesados, cada vez que se detecta algún fallo (posiciones o fuerzas fuera de especificación), la estación debe tratar de separar el intereje de la junta fija (con la fuerza máxima que podría aplicarse en el ensayo de tracción). La estación debe mantener ambos componentes bloqueados.

La siguiente gráfica resume el proceso de segundo empuje.

Figura 10. Segundo empuje



Tomado de la norma de ensamble de la empresa GKN Driveline

2. DISEÑO FUNCIONAL DEL MECANISMO DE ENSAMBLE DE EJES HOMOCINETICOS

A continuación se presentan las soluciones a las necesidades y requerimientos de diseño del mecanismo apropiado para el ensamble de ejes homocinéticos.

2.1 FUNCIONES PRINCIPALES

Dentro de los requerimientos se encuentran:

- Fuerza máxima de ensamble de 18.000 N.
- Fuerza mínima de ensamble de 500 N.
- Dimensión máximas del intereje y de la junta fija (longitud intereje: 650 mm, longitud junta fija: 224.8 mm, diámetro junta fija: 60 mm).
- Rotación lenta de la junta fija (la velocidad de rotación no está especificada).
- Localización de la junta fija.
- Movimiento vertical del intereje.
- Alineación, sujeción y ubicación de los componentes a ensamblar (interije y junta fija). Las fuerzas para la sujeción no están especificadas, por lo cual serán supuestas, de tal forma que los componentes queden fijos y firmes.

También se encuentran unos requerimientos para detección y sensado, que son nombrados a continuación pero solamente se tienen en cuenta en este trabajo como sugerencia de solución.

- Detección del intereje y la junta fija.
- Sensado del desplazamiento del intereje.
- Sensado de la fuerza.

En base a los requerimientos que exige el proceso, se obtuvieron las siguientes funciones principales:

- Ejecución de la fuerza de ensamble (fuerzas necesitadas en el primer empuje, prueba de tracción y segundo empuje).
- Rotación de la junta fija.
- Alineación, ubicación y sujeción de los componentes a ensamblar.
- Traslación vertical del intereje.

2.2 SOLUCIÓN A LAS FUNCIONES PRINCIPALES

2.2.1 Ejecución de la fuerza de ensamble.

En primer lugar se debe definir un elemento o actuador capaz de ofrecer los requerimientos de fuerza ya mencionados.

Se opta por utilizar un cilindro neumático de doble efecto (ver capítulo 3).

Por otra parte es necesario diseñar un sistema que permita la transmisión de la fuerza de ensamble al intereje (ver capítulo 3).

2.2.2 Rotación de la junta fija.

Para lograr la rotación de la junta fija se define un sistema que convierte un movimiento de traslación en un movimiento de rotación. El actuador encargado de producir el movimiento de traslación será un cilindro neumático de doble efecto.

Se debe diseñar un sistema capaz de cumplir con estas especificaciones para lograr el movimiento rotacional (ver capítulo 3).

2.2.3 Alineación, ubicación y sujeción de los componentes a ensamblar.

Para la correcta realización del ensamble, no está de más mencionar que los elementos a ensamblar deben estar alineados, por lo cual conviene diseñar un sistema que permita la alineación de todos los demás sistemas a utilizar en el ensamble.

Dentro del proceso es necesario que los elementos a ensamblar estén ubicados correctamente conservando la alineación entre ellos, por lo cual se hace una sujeción de dichos elementos a través de cilindros neumáticos de simple efecto (ver capítulo 3). Es necesario tener en cuenta que para la ubicación y sujeción de la junta fija, ésta siempre estará inmóvil; contraria al intereje que está en movimiento.

2.2.4 Traslación vertical del intereje.

Como se menciona en el párrafo anterior, el intereje estará en movimiento; por lo tanto, el sistema que sujete y permita la ubicación de este elemento debe ser móvil.

2.3 GENERALIDADES DE LA NEUMATICA

De acuerdo a la solución de las funciones principales del proceso de ensamble de ejes homocinéticos, el mecanismo de ensamble adoptado en este proyecto está basado en la neumática, específicamente en la prensa neumática, debido a las características de la misma y requerimientos propios del proceso de ensamble.

Una prensa consiste de un bastidor que sostiene una bancada² y un ariete³, una fuente de potencia, y un mecanismo para mover el ariete linealmente y en ángulos rectos con relación a la bancada. Es una máquina herramienta que tiene como finalidad lograr la deformación permanente o incluso cortar un determinado material, mediante la aplicación de una carga [3].

Las prensas tienen capacidad para la producción rápida, puesto que el tiempo de operación es solamente el que necesita para una carrera del ariete, mas el tiempo necesario para alimentar el material. Por consiguiente se pueden conservar bajos costos de producción. Tiene una adaptabilidad especial para los métodos de producción en masa, como lo evidencia su amplia aplicación en la manufactura de piezas para automóviles y aviones, artículos de ferretería, juguetes y utensilios de cocina [4].

Para la producción en masa las prensas son empleadas cada día en mayor número, sustituyendo a otras máquinas.

La neumática es la tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos. El aire es un material elástico y por tanto, al aplicarle una fuerza, se comprime, mantiene esta compresión y devolverá la energía acumulada cuando se le permita expandirse, según la ley de los gases ideales [5].

Para poder conocer cuáles son la ventajas y limitaciones de la prensa neumática se debe conocer cuáles son las propiedades del aire comprimido, en otras palabras, las ventajas y limitaciones del aire comprimido son las mismas que posee una prensa neumática ya que el aire es la provisión energética de dicha prensa.

² Bancada: parte del basamento de una máquina herramienta que sirve de soporte a las mesas o carros de esta; tiene que ser muy robusta, ya que debe soportar tanto el peso de los elementos propios de la máquina como el de las piezas.

³ Ariete: parte móvil de la prensa.

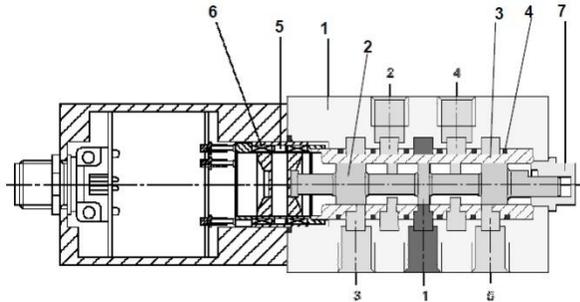
2.3.1 Ventajas de la prensa neumática [6].

- *Abundante*: El aire está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.
- *Temperatura*: El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura, garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- *Limpio*: El aire comprimido es limpio y en caso de faltas de estanqueidad en elementos, no produce ningún ensuciamiento. Esto es muy importante por ejemplo, en las industrias alimenticias, de la madera, textiles y del cuero.
- *Velocidad*: Es un medio de trabajo muy rápido y, por eso, permita obtener velocidades de trabajo muy elevadas.
- *A prueba de sobrecargas*: Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden llevarse hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

2.3.2 Limitaciones de la prensa neumática [7].

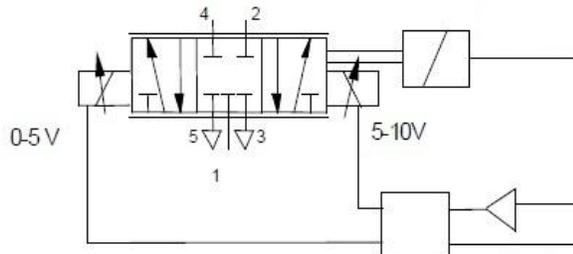
- *Preparación*: El aire comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad (al objeto de evitar un desgaste puro de los componentes).
- *Fuerza*: El aire comprimido es económico solo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual de 700 kPa (7 bares), el límite, también en función de la carrera y la velocidad, es de 20.000 a 30.000 N.
- *Escape*: El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte, gracias al desarrollo de materiales insonorizantes.
- *Costos*: El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento.

Figura 12. Válvula proporcional



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.ehu.es/inwmooqb/NEUMATICA/Neumatica%20y%20electroneumatica/CAP8.%20Neumatica%20proporcional.pdf>>

Figura 13. Esquema funcional de la válvula



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.ehu.es/inwmooqb/NEUMATICA/Neumatica%20y%20electroneumatica/CAP8.%20Neumatica%20proporcional.pdf>>

Funcionamiento [8]: La válvula proporcional convierte una señal eléctrica analógica de entrada en una determinada posición de la corredera y, por ende, una concreta apertura de la sección transversal del paso de aire a través de la corredera. Para 5V la válvula se coloca en la posición intermedia con centros cerrados, es decir todas las vías de flujo de aire se encuentran cerradas. No hay paso de aire más que la mínima fuga natural hacia escape, debida a la forma constructiva de la válvula. A 10V y a 0V la corredera de la válvula se coloca en sus posiciones finales, bien hacia un extremo, dejando pasar el máximo caudal desde la vía 1 a la 2, bien en el otro, dejando pasar el máximo caudal de 1 a 4. En posiciones intermedias circula un caudal menor.

Un solenoide actúa directamente sobre la corredera de la válvula como un transductor electromecánico de posición. Un control electrónico de la posición de la corredera (realimentación del control de posición) permite obtener buenas respuestas estáticas y dinámicas, que quedan reflejadas en la baja histéresis (por debajo del 0,3%), bajo tiempo de respuesta (5 ms) y alta frecuencia máxima (100 Hz). La válvula es particularmente apropiada para el uso como un elemento final

de control, y por lo tanto como un controlador de posición de un cilindro neumático.

El sensor de posición sirve de retroalimentación interna, de manera que si no se hubiera alcanzado la posición deseada en función de la intensidad recibida, lo acusaría y daría la información suficiente para que la corredera terminase ocupando la posición debida.

...Ver ANEXO A...

3.1.3 Cilindro neumático [8].

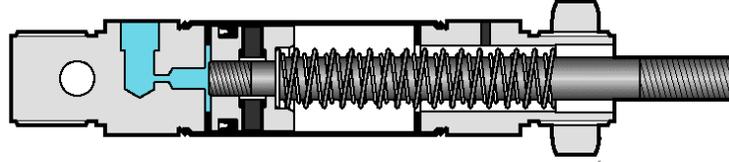
El desplazamiento rectilíneo de vaivén es realizado con perfección y sencillez con energía neumática debido a la escasa inercia del aire comprimido. La utilización de la energía eléctrica para hacer este movimiento requiere un costo superior y sobre todo una mayor complejidad.

Los actuadores lineales, también denominados cilindros por tener su carcasa en la mayoría de los casos dicha figura geométrica, se clasifican en dos grupos: cilindros de simple efecto y cilindros de doble efecto, según realicen trabajo mecánico cuando se desplaza el émbolo con su vástago en un sentido solamente o en los dos, respectivamente.

3.1.3.1 Cilindro de simple efecto.

Los cilindros de simple efecto pueden ser de émbolo o de membrana. Los primeros, los más usuales, constan de un cuerpo, generalmente cilíndrico, dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón al que va solidariamente unido un vástago. En los cilindros de membrana el émbolo se sustituye por una superficie elástica. En ambos casos se tiene una sola conexión de aire comprimido por dónde entra el aire cuando se quiere hacer salir el vástago y por dónde sale cuando se desea que el vástago regrese. El émbolo o la membrana retornan por el efecto de un muelle incorporado o bien gracias a alguna fuerza externa. Están preparados para que sólo realicen trabajo en un sentido, ya sea entrando o saliendo el vástago. Se requiere aire comprimido sólo para el desplazamiento en un solo sentido (figura 14).

Figura 14. Cilindro de simple efecto

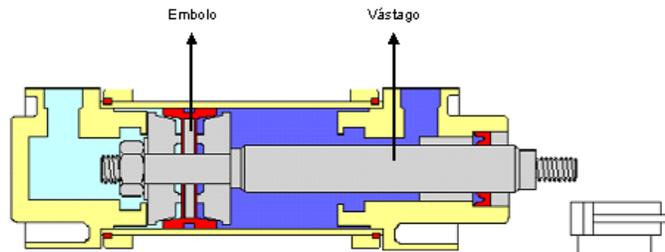


Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.ehu.es/inwmooqb/NEUMATICA/Neumatica%20y%20electroneumatica/CAP3.%20Actuadores.pdf>>

3.1.3.2 Cilindro de doble efecto.

La fuerza ejercida por el aire comprimido, en los cilindros de doble efecto, impulsa al émbolo en los dos sentidos, por lo que no necesita un muelle para realizar uno de los movimientos. Dispone, por lo tanto, de dos conexiones para la entrada y salida del aire. Realiza una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno, pero por efecto del vástago, la sección útil es mayor en una sección que en la otra, por lo que la fuerza realizada será también mayor en un sentido que en el otro (figura 15).

Figura 15. Cilindro de doble efecto



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.ehu.es/inwmooqb/NEUMATICA/Neumatica%20y%20electroneumatica/CAP3.%20Actuadores.pdf>>

Los esfuerzos que realiza un cilindro cuando su émbolo se desplaza en uno u otro sentido, son los siguientes:

$$F_1 = p \cdot A_c - F_r$$

o bien:

$$F_2 = p \cdot A_{cc} - F_r$$

donde A_c es el área de la sección circular transversal del cilindro y A_{cc} es la correspondiente a la diferencia entre la sección transversal del émbolo y el área de la base del vástago, p la presión manométrica de trabajo, F_1 la fuerza que realiza

el cilindro cuando su vástago sale, F_2 cuando entra y F_r la fuerza de rozamiento entre émbolo y vástago con el cilindro. La fuerza de rozamiento oscila entre el 10 y el 20% de la fuerza total. Los catálogos comerciales facilitan, igualmente, tales valores.

Al no llevar muelle pueden alcanzar mayores longitudes de carrera. En este caso la limitación vendrá impuesta por el pandeo y la flexión que pueda sufrir el vástago.

En el émbolo pueden instalarse imanes permanentes que sirvan para detectar sin contacto las posiciones finales del cilindro mediante detectores de proximidad.

De acuerdo a los requerimientos de fuerza del proceso se seleccionó un cilindro neumático que permite la aplicación de una fuerza máxima de 18.850 N y tiene una carrera de 650 mm. Ver ANEXO M.

Figura 16. Cilindro doble efecto Festo DNG-200-650-PPV-A



Tomado de la PÁGINA <URL: http://www.festo.com/cms/es-co_co/9461.htm>

3.2 DISEÑO MECÁNICO

El mecanismo diseñado garantiza el cumplimiento de los requerimientos del proceso porque:

- Permite que el ensamble se realice de manera vertical.
- Las partes involucradas en el ensamble tienen mecanismos de sujeción que garantizan su estabilidad en el proceso.
- Posee actuadores para las entradas de fuerza y rotación en la junta fija.

El diseño de los componentes del mecanismo se obtuvo con base en dos criterios: diseños propios con base en los requerimientos funcionales y paramétricos del

proceso y basados en diseños comerciales existentes. Los diseños comerciales son: el cilindro neumático que implementará la fuerza al sistema, seis cilindros neumáticos encargados de mantener posicionado el intereje y la junta fija, un cilindro neumático que permitirá el movimiento de rotación de la junta fija, entre otros.

Para lograr el diseño se tienen en cuenta las funciones principales del proceso de ensamble de ejes homocinéticos, y se determinan seis sistemas básicos para llevar a cabo todos los requerimientos del proceso de ensamble, estos son:

Tabla 1. Sistemas básicos del mecanismo

| Sistema | Función |
|------------------------------------|--|
| Estructura | Alineación de los componentes. |
| Sistema de localización | Rotación, ubicación y sujeción de la junta fija. |
| Sistema <i>Push-Pull-Push</i> | Ubicación y sujeción del intereje. Además de la transmisión de la fuerza de ensamble. |
| Sistema de retención | Ubicación y sujeción del intereje. |
| Sistema montaje cilindro principal | En este sistema se encuentra el actuador que cumple con la función de ejecución de la fuerza de ensamble. |
| Sistema de soporte | Este sistema se diseña para cumplir la función adicional de brindar soporte físico a otros sistemas del mecanismo. |

A continuación se presenta un esquema del mecanismo de ensamble de ejes homocinéticos.

Figura 17. Mecanismo de ensamble de ejes homocinéticos

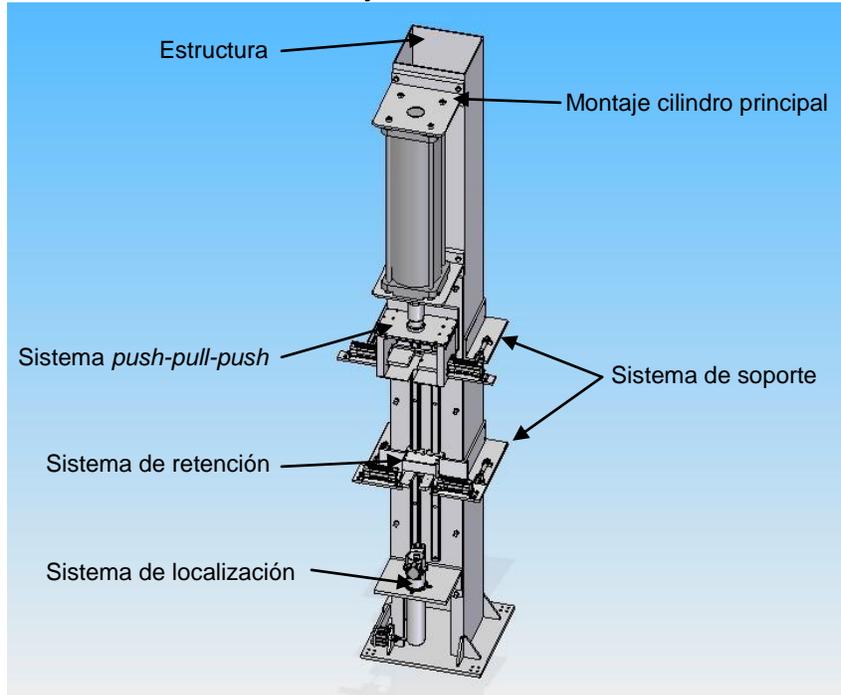


Imagen realizada por los autores

Cada uno de estos sistemas está diseñado en *Solid Edge*⁴, teniendo en cuenta las características propias de una prensa, requerimientos técnicos del proceso y la geometría del eje homocinético se obtiene la propuesta de diseño mecánico.

Los cilindros neumáticos de simple y doble efecto en cada uno de los sistemas, los tornillos con referencia DIN_6912_M6x18_F fueron descargados de la base de datos CAD de Festo⁵, el sistema de rodamiento (balinera) fue descargado de SKF Group⁶, el riel y guías lineales de riel fueron descargados de THK⁷, las piezas adicionales fueron diseñadas y creadas por los autores.

⁴ Solid Edge: programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD) (www.solid-edge.com, www.solidedge.es).

⁵ Festo: compañía alemana de automatización y control industrial. Es una empresa de ingeniería dedicada a la venta de actuadores neumáticos y eléctricos, principalmente a la industria de la automatización (www.festo.com/cms/es-co_co).

⁶ SKF Group: el Grupo SKF es uno de los proveedores líderes mundiales de productos, soluciones y servicios en el área de rodamientos, obturaciones, mecatrónica, servicios y sistemas de lubricación. Los servicios incluyen asistencia técnica, servicios de mantenimiento, monitorización de estado y formación (<http://www.skf.com/portal/skf/home?lang=es>).

⁷ THK: compañía pionera a nivel mundial en el desarrollo del mecanismo de guías de movimiento lineal (<https://tech.thk.com/>).

3.2.1 Sistema de localización.

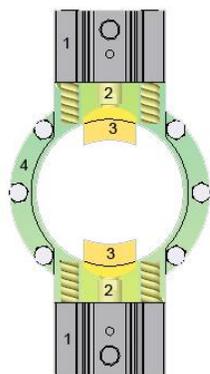
Este sistema permite la localización y sujeción de la junta fija, además se debe permitir el movimiento de rotación de la junta en el proceso de ensamble.

Hay que destacar que para el diseño de este sistema se tienen en cuenta las especificaciones físicas de la junta fija, tales como el diámetro y la longitud. El sistema creado se adapta a juntas fijas cuya longitud no sea mayor a 224.8 mm y el diámetro interno no sea superior a 60 mm.

Para que el sistema logre cumplir las especificaciones del proceso, debe desempeñar algunas funciones como son:

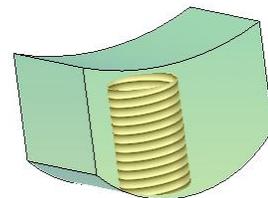
- Sujeción de la junta fija, para impedir el movimiento de esta misma en el proceso; además de la correcta alineación con el intereje y para que se pueda realizar correctamente el ensamble. Esta función se logra utilizando dos cilindros neumáticos sincronizados ubicados de tal forma que aplican la fuerza a la junta fija en sentido contrario (figura 18). Dicha fuerza debe ser suficiente para permitir la sujeción de la junta fija sin ocasionar daños a ésta última, por lo tanto se seleccionaron cilindros neumáticos de simple efecto con una fuerza máxima de 708 N, que se supone es suficiente para esta tarea. En el extremo de cada vástago de dichos cilindros está sujeta una herramienta que se adapta a la curvatura de la junta y así permite la sujeción (figura 19). Para lograr el montaje de los cilindros se diseñó una pieza que se acopla a las características de los mismos.

Figura 18. Subsistema de sujeción



1. Cilindro neumático
2. Vástago del cilindro neumático
3. Herramienta de sujeción
4. Soporte de los cilindros neumáticos

Figura 19. Herramienta de sujeción



Imágenes realizadas por los autores

Se debe anotar que para lograr una correcta sujeción debe haber una sincronización en los movimientos de los dos cilindros neumáticos.

- Rotación de la junta fija. Se debe tener en cuenta que la rotación de la junta fija se debe realizar sin perder la sujeción, por lo cual toda la pieza anterior (figura 18) va sujeta a una pieza que se ha denominado eje de rotación. Este eje de rotación es una pieza cilíndrica donde se ubica la junta fija, por lo cual se tuvieron en cuenta las dimensiones de ésta, tanto de longitud como de diámetro. Esta rotación está dada a través de un rodamiento (figura 21) y ejecutada por un cilindro neumático; basado en el funcionamiento de un mecanismo corredera-manivela (ver figura 20). La corredera es un eslabón que representa generalmente el movimiento de traslación, en este caso es el émbolo del cilindro neumático de doble efecto quien representa este elemento; y la manivela es el eslabón que representa el movimiento rotativo.

Figura 20. Mecanismo corredera-manivela

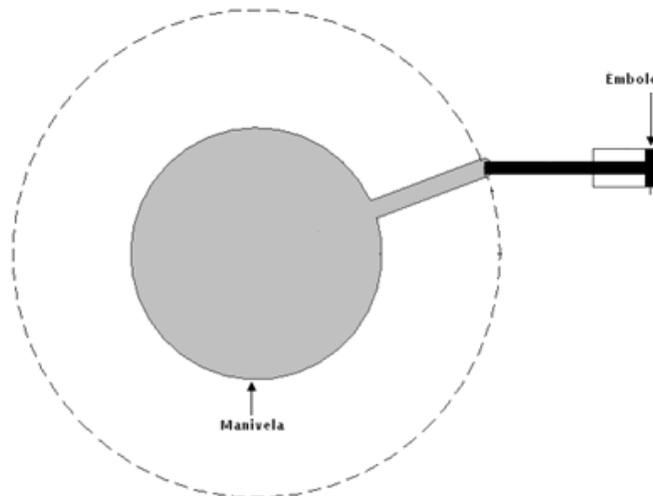
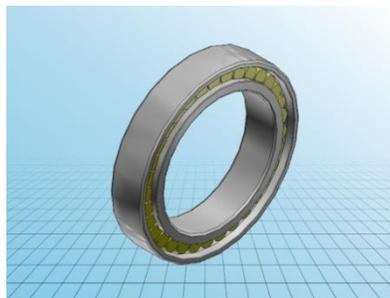


Imagen realizadas por los autores

Figura 21. Rodamiento



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://www.skf.com/portal/skf/home?lang=es>>

La figura 22 (derecha) muestra el rodamiento (también conocido como balinera) que permite la rotación del sistema de localización; el cojinete interno está sujeto al eje de rotación del sistema y el cojinete externo está sujeto mediante tornillos a la base; los rodillos cilíndricos son los responsables del movimiento rotativo. En la figura 22 (izquierda) se ve el cilindro neumático que genera el movimiento de rotación, al avanzar el vástago, la herramienta para rotación se desplaza a través de la ranura de la manivela; dicha manivela está adherida al eje de rotación, lo que provoca la rotación al desplazarse el vástago.

Figura 22. Sistema de localización (centro), vista aumentada cilindro neumático (izquierda), vista ampliada rodamiento (derecha)

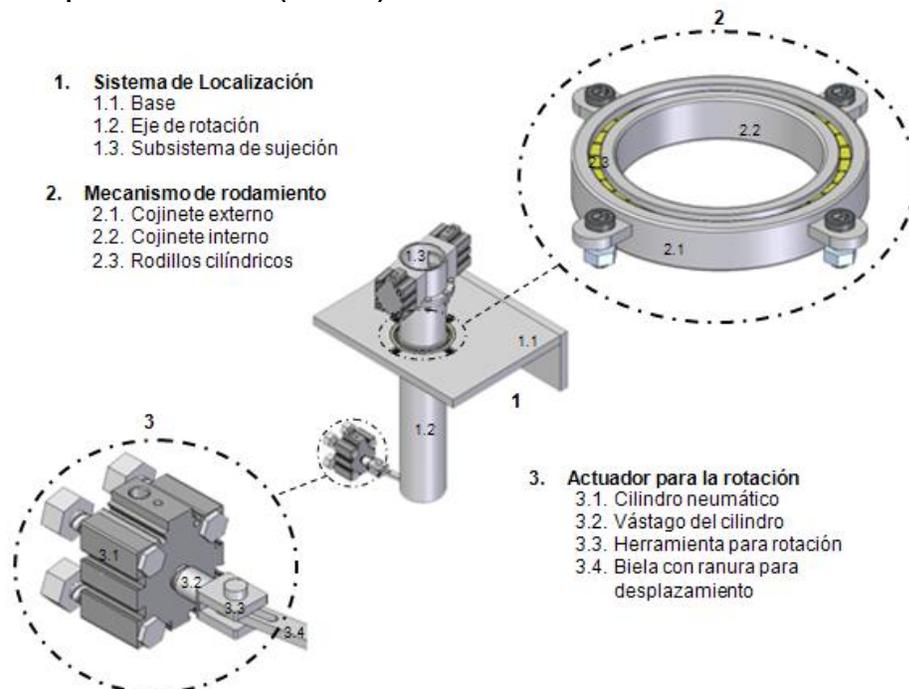


Imagen realizada por los autores

El diseño CAD de los cilindros neumáticos para la sujeción, fue descargado de Festo (AEVC-40-10-A-P), ver ANEXO B; para la rotación (ADVC-40-10-A-P), ver ANEXO C; y del rodamiento de SKF Group (NCF 2914 CV), ver ANEXO D.

Los planos de diseño del sistema de localización se pueden ver en el ANEXO E.

3.2.2 Sistema *push-pull-push*.

Este sistema es el encargado de permitir la aplicación de la fuerza del actuador sobre el intereje y de esta manera lograr el ensamble. Por esta razón, este sistema debe ser diseñado de tal forma que la fuerza y el movimiento producido por el cilindro neumático sean transmitidos al intereje, en otras palabras, este sistema tiene que permitir la unión física con el actuador, poder moverse en dirección de la fuerza y sujetar y alinear el intereje para la transmisión de dicha fuerza.

Este sistema está diseñado con base en dos funciones primordiales que debe cumplir, y algunas especificaciones físicas del eje homocinético.

Las funciones que el sistema debe efectuar son desarrolladas de la siguiente manera:

- Sujeción y alineación del intereje. Este punto es logrado mediante dos cilindros neumáticos ubicados de tal manera que apliquen la fuerza en sentido contrario. La fuerza de sujeción es de 483 N (fuerza máxima de cada cilindro) que se supone es suficiente. En los extremos de los vástagos de cada cilindro está ubicada una herramienta que se acopla a la forma geométrica del intereje y así lograr la sujeción del mismo; esta herramienta está alineada y guiada mediante dos ejes. El sistema tiene una abertura que se adapta a la geometría del intereje de modo que al insertarse quede alineado con la junta fija (figura 23).

Con estos cilindros también debe haber sincronización de movimientos.

Figura 23. Sistema *Push-Pull-Push* (vista anterior)

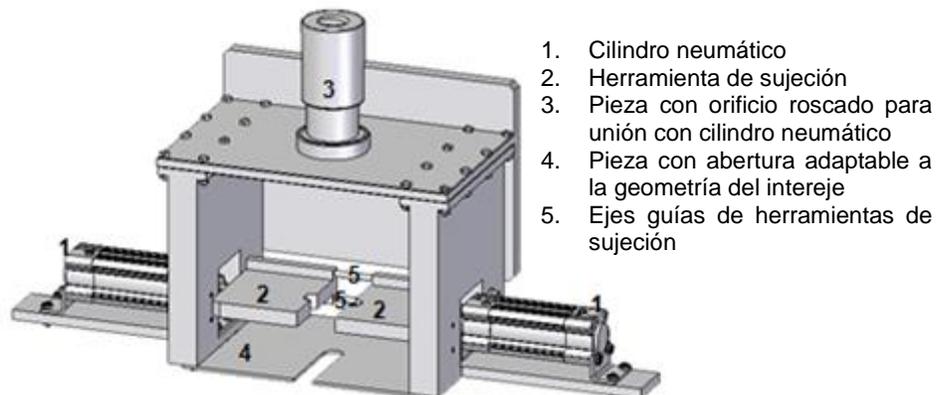


Imagen realizada por los autores

- Transmisión de la fuerza y el movimiento del cilindro neumático principal. El actuador neumático principal está conectado a este sistema mediante una pieza con orificio roscado (figura 23 y 24). Para lograr que el movimiento lineal del cilindro sea transmitido a este sistema, se utilizan dos guías de rieles ubicadas en la parte posterior del sistema, así éste no queda fijo y puede seguir la dirección del movimiento del actuador, además de no perder la alineación con la junta fija.

Figura 24. Sistema Push-Pull-Push (vista posterior)

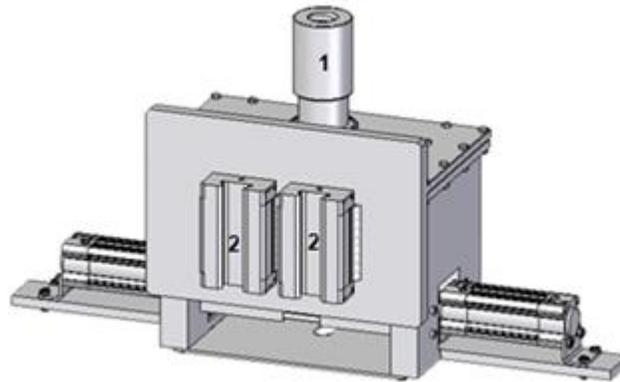


Imagen realizada por los autores

El diseño CAD del cilindro neumático fue descargado de Festo (DNCB-32-40-PPV-A), ver ANEXO F; y las guías lineales de riel de THK (SSR35XW), ver ANEXO G. Los planos de diseño del sistema *push-pull-push* se pueden ver en el ANEXO H.

3.2.3 Sistema de retención.

Este sistema es el encargado de la sujeción o retención del intereje, mantiene este último en alineación con la junta fija para su respectivo ensamble.

El sistema está diseñado con base en especificaciones propias del proceso de ensamble así como la geometría de intereje, éste debe cumplir las siguientes funciones:

- Sujeción y alineación: La fuerza de sujeción que no permite el movimiento del intereje se logra utilizando dos cilindros neumáticos sincronizados ubicados de tal forma que aplican la fuerza al intereje en sentido contrario, para realizar esta función cuentan con una herramienta, instalada al vástago, apropiada para que se adapte al cuerpo del intereje, como se muestra en la figura 25.

El sistema tiene una placa con una abertura que se adapta a la geometría del intereje, de modo que al insertarse quede alineado con la junta fija.

Figura 25. Sistema de retención (vista frontal)

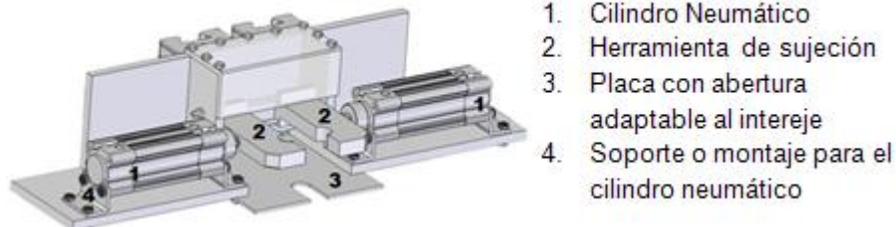


Imagen realizada por los autores

- Este sistema es móvil, ya que debe seguir el movimiento lineal del actuador para permitir el ensamble entre el intereje y la junta móvil, tal función se lleva a cabo gracias a las guías de los rieles ubicados en la parte posterior de la pieza (ver figura 26).

Figura 26. Sistema de retención (vista posterior)

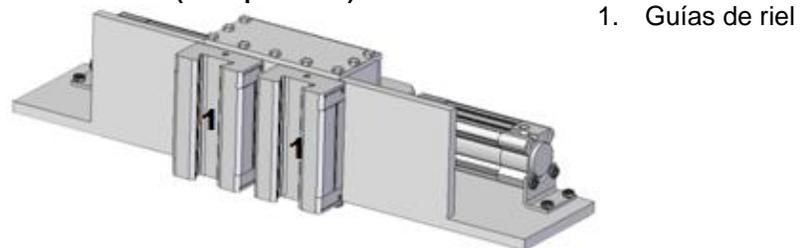


Imagen realizada por los autores

El diseño CAD del cilindro neumático es el mismo utilizado en el sistema *push-pull-push* (DNCB-32-40-PPV-A), ver ANEXO F; al igual que el de las guías de los rieles (SSR35XW), ver ANEXO G. Los planos de diseño de este sistema se pueden ver en el ANEXO I.

3.2.4 Sistema de soporte.

El objetivo de este sistema es el de mantener en su lugar a los sistemas móviles de la máquina es decir, el sistema de retención y el sistema *push-pull-push*, mientras ésta no se encuentra en proceso de ensamble.

Consta de dos cilindros neumáticos ubicados a los laterales de la estructura, cuyos vástagos con una herramienta adaptada brindan el soporte necesario a la pieza, como se muestra en la figura 27.

Figura 27. Sistema de soporte

1. Sistema de soporte
2. Herramienta de soporte

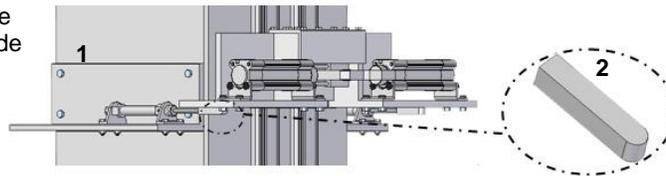


Imagen realizada por los autores

El diseño CAD del cilindro neumático fue descargado de Festo (ESN-12-50-P), ver ANEXO J, y los planos de diseño del sistema de soporte se pueden ver en el ANEXO K.

3.2.5 Montaje cilindro principal.

Este cilindro ha sido denominado principal porque brinda toda la fuerza necesaria al sistema para un ensamble óptimo; requiere de un montaje especial debido a sus características físicas.

Consta de dos estructuras sólidas, una de ellas con soportes, de tal manera que toleran el peso del cilindro. Se encuentran adheridas a la estructura de la máquina, de tal manera que el cilindro neumático permanece en su sitio mientras brinda la fuerza necesaria para el ensamble (ver figura 28).

Figura 28. Sistema montaje cilindro principal

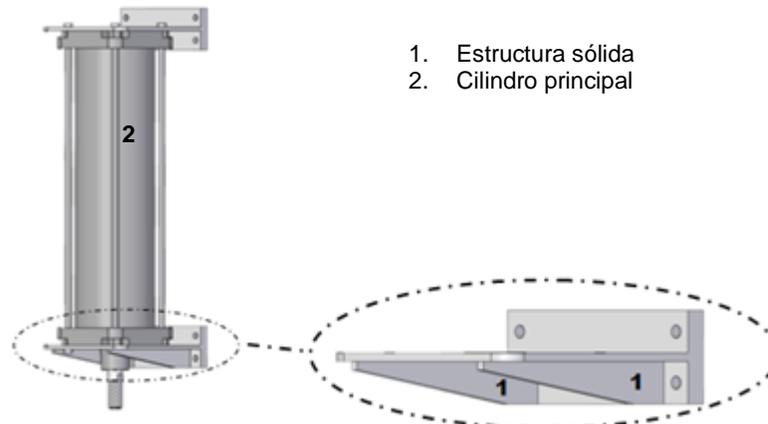


Imagen realizada por los autores

El diseño CAD del cilindro neumático fue descargado de Festo (DNG-200-650-PPV-A), ver ANEXO M. Los planos de este montaje están en el ANEXO L.

3.2.6 Estructura.

La estructura es la encargada de brindar soporte a todos los demás sistemas del mecanismo de ensamble. Se diseñó de forma rectangular para darle mayor estabilidad al mecanismo. Posee una serie de tornillos y agujeros (figura 29) para fijar los demás sistemas que componen la maquina.

Figura 29. Estructura de soporte. Vista ampliada saliente (izquierda), vista ampliada rieles (derecha)

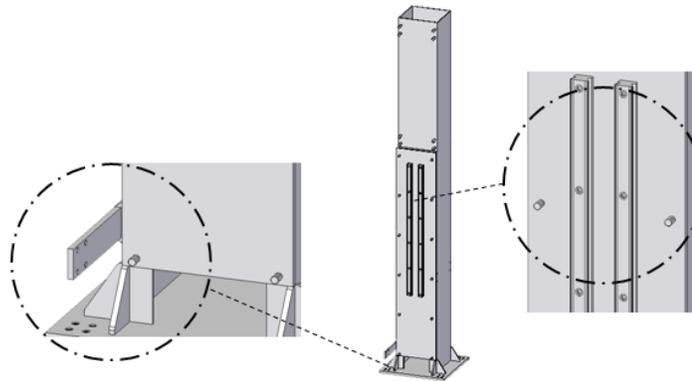


Imagen realizada por los autores

A esta estructura se adhiere una tapa que tiene situados dos rieles (figura 29, derecha) destinados a facilitar el movimiento y alineación de los dos sistemas móviles del mecanismo, el sistema *push-pull-push* y el sistema de retención. Los rieles son los de la guía lineal de riel adaptada a los sistemas móviles (SSR35XW), ver ANEXO G.

En la parte inferior hay una saliente (figura 29, izquierda) donde se ubica el actuador de rotación del sistema de localización (ver figura 22).

Los planos de la estructura se pueden ver en el ANEXO N.

Figura 30. Estructura sin tapa



Figura 31. Tapa de la estructura



Imágenes realizadas por los autores

3.3 ELEMENTOS DEL SISTEMA ELECTRONICO

Se hace referencia a la instrumentación electrónica (sensores) sugerida para la realización del proceso de ensamble de ejes homocinéticos.

3.3.1 Detector de proximidad.

Estos detectores se montan directamente en el actuador o utilizando conjuntos de elementos de fijación y son utilizados para detectar los finales de carrera de los cilindros utilizados en el mecanismo de ensamble. Para funcionar, los detectores utilizan un imán permanente montado en el embolo del actuador [9].

El detector de posiciones se ajusta mecánicamente en el actuador y se fija en la posición deseada. Una vez que el émbolo del actuador alcanza nuevamente esa posición, cambia el estado de la señal de conmutación.

3.3.2 Detector optoelectrónico.

La función básica de este dispositivo es detectar presencias de materiales en determinado entorno; en este caso, este dispositivo se encarga de detectar la presencia del intereje junto en la prensa, específicamente en el sistema *push-pull-push*; además informa si la pieza está ubicada correctamente para que el ensamble se realice de forma adecuada de acuerdo a las normas, esto debido a que en el ensamble debe haber perfecta linealidad, de lo contrario habría imperfección en el eje homocinético.

3.3.3 Detector inductivo.

Los sensores inductivos son una clase especial de sensores que sirven para detectar materiales metálicos ferrosos.

Son de gran utilización en la industria, tanto para aplicaciones de posicionamiento como para detectar la presencia de objetos metálicos en un determinado contexto (control de presencia o de ausencia, detección de paso, de atasco, de posicionamiento, de codificación y de conteo) [10].

Este sensor se ubica en el sistema de localización, exactamente en donde se ubica la junta fija; su función es detectar la presencia de la junta fija en el lugar correcto para el ensamble.

3.3.4 Transductor de desplazamiento.

Los transductores de desplazamiento lineal miden el movimiento de un cuerpo a lo largo de una trayectoria rectilínea [11].

Este transductor lineal está ubicado en la parte lateral derecha del mecanismo de ensamble; es el encargado de informar constantemente la posición del sistema *push-pull-push*. El dispositivo de desplazamiento del transductor está sujeto a una placa ubicada en el sistema *push-pull-push*; su recorrido máximo de operación o sensado es de aproximadamente 650 mm, esto debido a que esta medida corresponde al intereje más largo que va a ser ensamblado en la maquina.

3.3.5 Sensor de presión.

Para poder medir la fuerza que ejerce el cilindro se tiene que hacer uso de la expresión $F = P_{\text{avance}}A - P_{\text{retroceso}}A$ (A es la superficie del embolo al que se aplica la fuerza), por lo tanto se tiene que medir las presiones que se aplican a cada una de las cámaras del cilindro.

4. MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DEL MECANISMO DE ENSAMBLE

4.1 MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DEL CILINDRO NEUMÁTICO PRINCIPAL DE DOBLE EFECTO

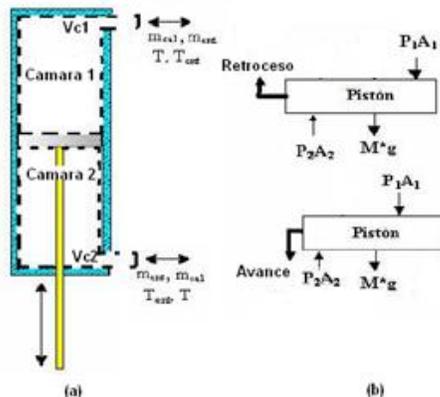
4.1.1 Cámaras del cilindro.

El cilindro de doble efecto posee dos cámaras separadas como se había mencionado anteriormente. A continuación, se desarrolla un modelo matemático dinámico para cada una de ellas, vinculando el cambio de presión con la tasa de flujo másico y la velocidad de traslación del pistón. Como en algunos trabajos realizados por otros autores [12, 13], las ecuaciones se derivan bajo las siguientes consideraciones:

- El aire comprimido es un gas perfecto.
- La presión de alimentación se considera constante.
- La presión y la temperatura dentro de las cámaras son homogéneas.
- El proceso se considera isotérmico.
- Se desprecian las energías cinética y potencial.
- Los procesos de carga y descarga son adiabáticos.
- No se consideran escapes de aire en las cámaras.

El modelo más general para un volumen de gas consta de tres ecuaciones: la ecuación de estado (ley del gas ideal), la ecuación de la conservación de la masa (ley de continuidad) y la ecuación de la energía. Las ecuaciones se aplican a cada cámara, considerando los volúmenes de control V_1 y V_2 (Figura 32a). El análisis se hace para una cámara (la otra tiene una expresión análoga).

Figura 32. (a) Volúmenes de control para las cámaras del cilindro. (b) Diagrama de cuerpo libre del embolo



Tomado de la PÁGINA <URL: http://www.scielo.org.ve/scielo.php?pid=S0254-07702006000100005&script=sci_arttext>

La definición de las variables mencionadas en la realización del modelo se encuentra en la tabla 2.

El flujo másico se define como en [14]:

$$\dot{m} = \frac{d}{dt} \rho V \quad (1)$$

La ecuación de continuidad para la tasa de flujo másico [14] es:

$$\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} = \rho \dot{V} + \rho \dot{V} \quad (2)$$

La ecuación de la energía para un sistema abierto [14] es:

$$\dot{Q} + (\dot{m}_{ent} h_{ent} - \dot{m}_{sal} h_{sal}) - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (3)$$

Con las siguientes expresiones:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{U} \quad (\text{se han despreciado } E_c \text{ y } E_p) \quad (4)$$

$$h = k C_v T \quad (\text{proceso isotérmico}) \quad (5)$$

$$\dot{Q} = q_{ent} - q_{sal} = 0 \quad (\text{proceso adiabático}) \quad (6)$$

$$\dot{W} = P \dot{V} \quad (\text{por definición}) \quad (7)$$

Introduciendo las ecuaciones (4-7) en la ecuación (3), queda:

$$k C_v (\dot{m}_{ent} T - \dot{m}_{sal} T) - P \dot{V} = \dot{U} \quad (8)$$

También se aplican las siguientes ecuaciones [15]:

$$P = \rho RT \quad (\text{ley del gas ideal}) \quad (9)$$

$$\dot{U} = \frac{V\dot{P} + P\dot{V}}{K - 1} \quad (\text{energía interna}) \quad (10)$$

$$C_v = \frac{P}{(k - 1)\rho T} \quad (C_v \text{ del gas ideal}) \quad (11)$$

Introduciendo las ecuaciones (9-11) en la ecuación (8) y despejando \dot{P} :

$$\dot{P} = \frac{RTk}{V} (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) + \frac{kP}{V} \dot{V} \quad (12)$$

Debido a que la transferencia de calor en el proceso de entrada y salida es diferente, se sustituye la relación de calor específico (k) por un coeficiente de característica térmica (α) [16] en el segundo término de la ecuación (12):

$$\dot{P} = \frac{RTk}{V} (\dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal}) + \frac{\alpha P}{V} \dot{V} \quad (13)$$

Si se escoge el origen del desplazamiento del pistón en el principio de la carrera del vástago, el volumen de cada cámara viene dado por la siguiente ecuación:

$$V_i = V_{oi} + A_i(L_c \pm y_p) \quad (14)$$

Despejando \dot{V} en la ecuación (7) y sustituyendo \dot{W} por $PA_i\dot{y}_p$, queda:

$$\dot{V} = \frac{\dot{W}}{P} = \frac{PA_i\dot{y}_p}{P} = A_i\dot{y}_p \quad (15)$$

Sustituyendo las ecuaciones (14) y (15) en la ecuación (13) y considerando además que en el proceso de carga de la cámara del cilindro los flujos másicos están dados por: $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_i$ y $\dot{m}_{sal} = 0$, y que en el proceso de descarga de la cámara, los flujos vienen dados por: $\dot{m}_{ent} = 0$ y $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_i$, se obtienen las ecuaciones que describen el comportamiento de las cámaras del cilindro:

$$\dot{P}_1 = \frac{RTk\dot{m}_1 - \alpha P_1 A_1 \dot{y}_p}{V_{o1} + A_1(L_c + y_p)} \quad (16)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{RTk\dot{m}_2 - \alpha P_2 A_2 \dot{y}_p}{V_{o2} + A_2(L_c + y_p)} \quad (17)$$

4.1.2 Émbolo del cilindro.

El comportamiento del émbolo del cilindro puede ser modelado usando la segunda ley de Newton. En la Figura 43b se muestra su diagrama de cuerpo libre, del cual resulta:

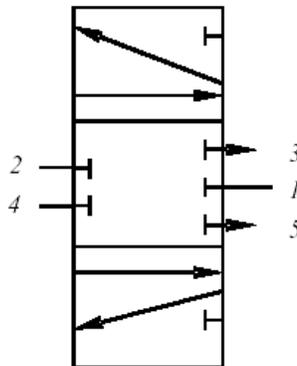
$$P_1 A_1 - P_2 A_2 + (m + M)g = F \quad (18)$$

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 + (m + M)g = m\ddot{y}_p \quad (19)$$

4.1.3 Modelo matemático dinámico de la válvula reguladora de caudal.

En este sistema se utiliza una servo válvula de cinco vías y tres posiciones (ver símbolo en la Figura 33), la cual se caracteriza por ser de posicionamiento continuo entre sus dos ubicaciones extremas.

Figura 33. Servo válvula de cinco vías y tres posiciones (5/3)



Tomado de la PÁGINA <URL: http://www.scielo.org.ve/scielo.php?pid=S0254-07702006000100005&script=sci_arttext>

A continuación se desarrolla un modelo del flujo de aire que se desplaza a través de un orificio de área variable de una válvula proporcional, en función de las presiones de las cámaras (P_u , P_d) y de la presión de alimentación (P_s) y sin tomar en cuenta los escapes de aire. Para este propósito se utiliza como ecuación básica la fórmula de la tobera [17], la cual expresa el flujo másico ideal isentrópico (para un solo orificio) de la siguiente manera:

$$\dot{m}_n = A_{ef} P_u C(R, T, k) \psi_T \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \quad (20)$$

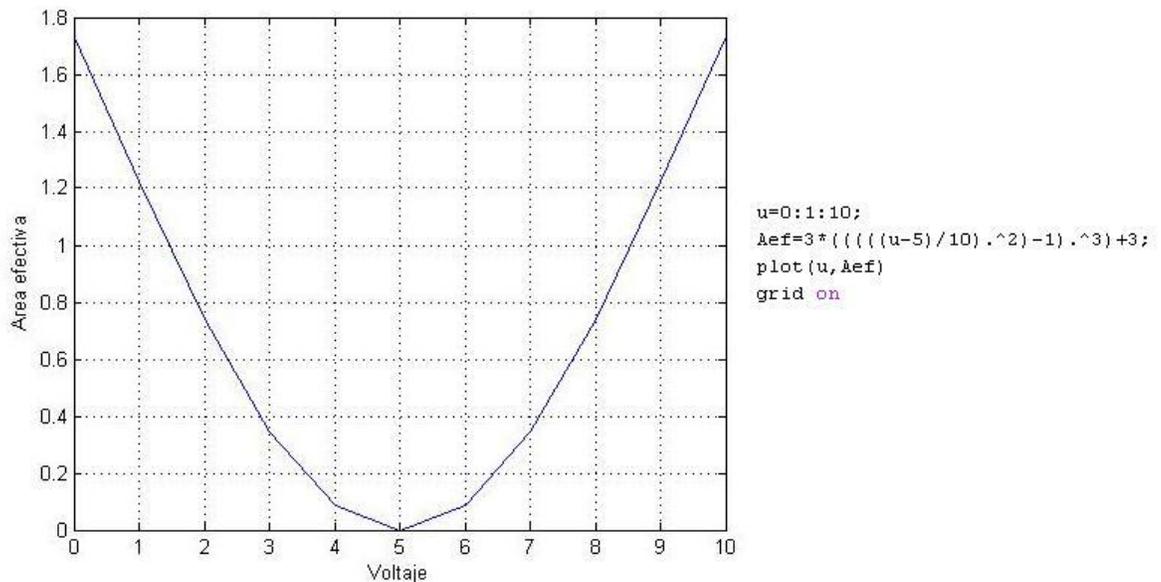
$$C(R, T, k) = \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k+1}} \quad (C \text{ es una función constante}) \quad (21)$$

Con respecto al área efectiva del orificio de la válvula, su modelación se hace con la ayuda de curvas obtenidas experimentalmente en el trabajo de Bashir [18], cuya expresión analítica es:

$$A_{ef} = A_m \left[\left(\frac{u - u_s}{u_o} \right)^C - 1 \right]^D + A_o \quad (22)$$

Simulando en MATLAB con algunos datos se obtiene la siguiente curva:

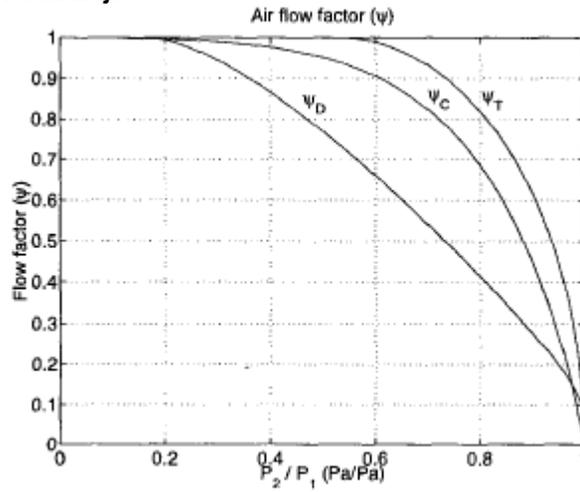
Figura 34. Curva área efectiva



Simulación realizada por los autores

Para la función ψ , se identifican dos formas, cualitativamente iguales, pero cuantitativamente diferentes, las cuales corresponden al proceso de carga (ψ_c) y descarga (ψ_d), respectivamente. Sus expresiones analíticas se derivan de curvas obtenidas experimentalmente [18] y son:

Figura 35. Curvas de factor de flujo

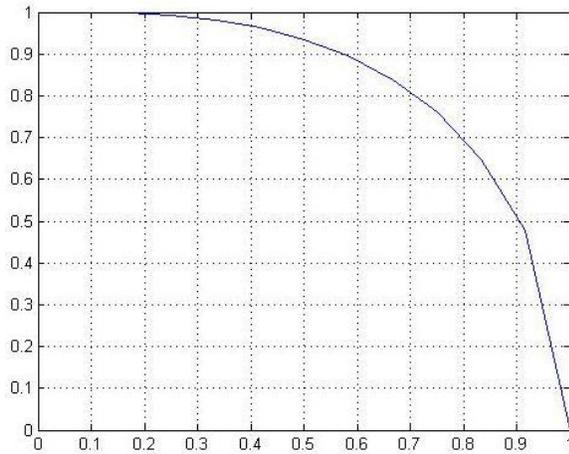


Tomado de la PÁGINA <URL: http://people.mech.kuleuven.be/~jswevers/papers/acc_bashir.pdf>

$$\text{Carga } \psi_c = \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\varepsilon 1} \right]^{\gamma 1} \quad (23)$$

Para la carga se tomaron los siguientes valores obteniéndose una aproximación a la curva: $\varepsilon = 3$ y $\gamma = 0.5$

Figura 36. Curva obtenida para el factor de carga

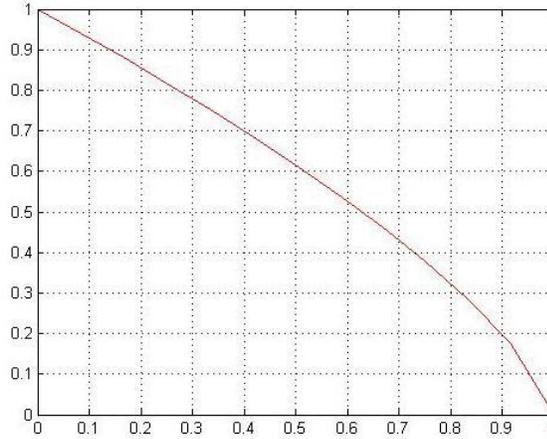


Simulación realizada por los autores

$$\text{Descarga } \psi_D = \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\varepsilon 2} \right]^{\gamma 2} \quad (24)$$

Para la descarga se tomaron los siguientes valores obteniéndose una aproximación a la curva: $\varepsilon = 1$ y $\gamma = 0.7$

Figura 37. Curva obtenida de factor de descarga



Simulación realizada por los autores

La ecuación (25) tiene dos expresiones, dependiendo del proceso que se esté realizando, ya sea de carga de aire del cilindro \dot{m}_c o de descarga de aire al cilindro \dot{m}_d , y las expresiones son:

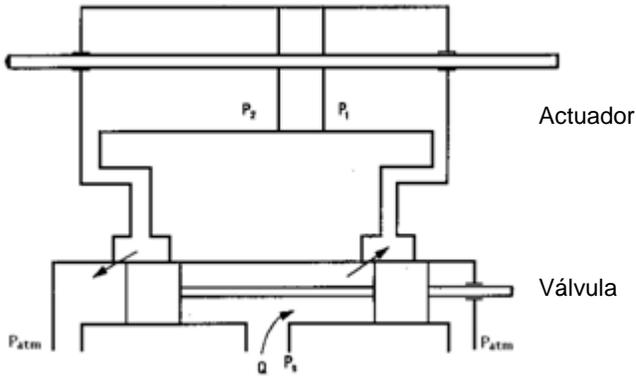
$$\dot{m}_c = (\pm)A_{ef}P_u \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_c \left(\frac{P_d}{P_u}\right) \quad (25)$$

$$\dot{m}_d = (\pm)A_{ef}P_u \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_d \left(\frac{P_d}{P_u}\right) \quad (26)$$

donde \pm indica la dirección del flujo.

Durante el proceso de carga, la presión de alimentación se considera la presión aguas arriba, mientras que la presión en la cámara del cilindro es la presión aguas abajo; mientras que en el proceso de descarga, la presión en la cámara es la presión aguas arriba y la presión de la atmósfera es la presión aguas abajo, así:

Figura 38. Presiones aguas arriba y aguas abajo



Tomado de la PÁGINA <URL: www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/.../APÉNDICE.doc>

$$\dot{m}_c = (\pm) A_{ef} P_s \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_c \left(\frac{P_1}{P_s} \right) \quad (27)$$

$$\dot{m}_d = (\pm) A_{ef} P_{atm} \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_d \left(\frac{P_2}{P_{atm}} \right) \quad (28)$$

4.2 MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DE LA CORREDERA-MANIVELA

Este mecanismo permite un pequeño movimiento rotacional a partir de un movimiento traslacional.

Este mecanismo se puede apreciar en la figura 39, y su modelado se divide en cuatro partes, las cámaras del cilindro neumático que representa la corredera, el embolo del cilindro, la válvula proporcional y la manivela.

La definición de las variables mencionadas en la realización del modelo se encuentra en la tabla 3.

Figura 39. Mecanismo corredera-manivela

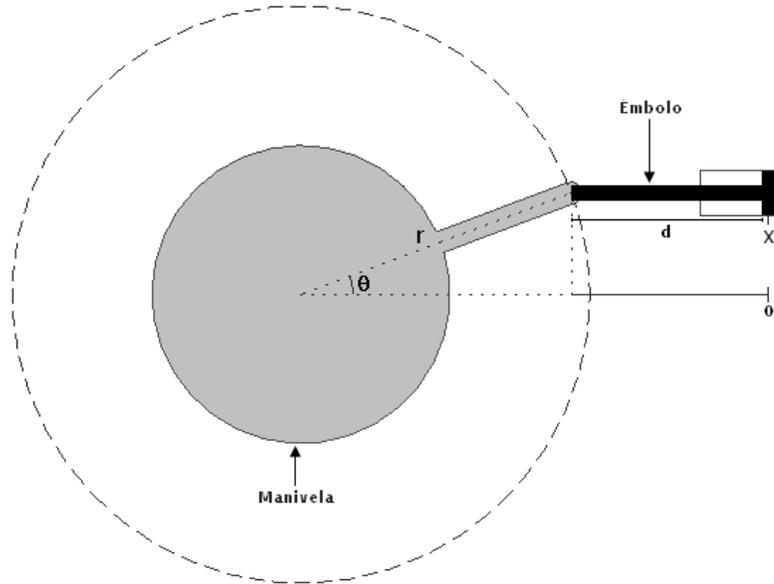


Imagen realizada por los autores

4.2.1 Cilindro neumático secundario de doble efecto.

Teniendo en cuenta las mismas consideraciones que se tuvieron con el modelo del cilindro neumático principal de doble efecto, se hace un análisis y calculo análogo para este cilindro.

Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del émbolo del cilindro

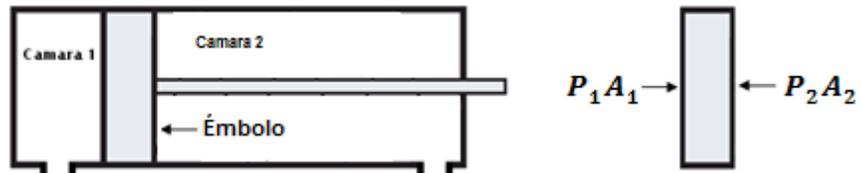


Imagen realizada por los autores

$$\dot{P}_1 = \frac{RTk\dot{m}_1 - \alpha P_1 A_1 \dot{y}_p}{V_{o1} + A_1(L_c + y_p)} \quad (29)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{RTk\dot{m}_2 - \alpha P_2 A_2 \dot{y}_p}{V_{o2} + A_2(L_c + y_p)} \quad (30)$$

4.2.2 Émbolo del cilindro secundario de doble efecto.

El comportamiento del émbolo del cilindro de simple efecto puede ser modelado usando la segunda ley de Newton. En la Figura 40 se muestra su diagrama de cuerpo libre, del cual resulta:

$$P_1A_1 - P_2A_2 = m\ddot{y}_p \quad (31)$$

4.2.3 Válvula reguladora de caudal.

En este sistema, al igual que el sistema del cilindro neumático principal de doble efecto, se utiliza una servo válvula de cinco vías y tres posiciones (ver figura 33).

$$\dot{m}_c = (\pm)A_{ef}P_u \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_c\left(\frac{P_d}{P_u}\right) \quad (32)$$

$$\dot{m}_d = (\pm)A_{ef}P_u \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_d\left(\frac{P_d}{P_u}\right) \quad (33)$$

donde A_{ef} y ψ_c son los mismos de la servo válvula de cinco vías y tres posiciones del sistema anterior (ecuaciones (22), (23) y (24)).

Teniendo en cuenta las presiones aguas arriba y aguas abajo según la figura 38, podemos expresar las ecuaciones (32) y (33) de la siguiente manera.

$$\dot{m}_c = (\pm)A_{ef}P_s \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_c\left(\frac{P_1}{P_s}\right) \quad (34)$$

$$\dot{m}_d = (\pm)A_{ef}P_{atm} \sqrt{\frac{2k}{RT(k+1)}} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k+1}} \psi_d\left(\frac{P_2}{P_{atm}}\right) \quad (35)$$

4.2.4 Manivela.

Si se supone que la manivela tiene un radio r , la posición del émbolo respecto del centro de la rueda es:

$$x_e = r \cos \theta + d \quad (36)$$

El origen está situado en la posición del embolo para $\theta=9.02^\circ$:

$$x_o = r \cos 9.02 + d \quad (37)$$

$$x_o = 0.9876r + d \quad (38)$$

Por tanto se tiene que la posición del émbolo es:

$$y_p = x_o - x_e = 0.9876r - r \cos \theta \quad (39)$$

Despejando el ángulo de rotación θ .

$$\theta = \cos^{-1} \left(0.9876 - \frac{y_p}{r} \right) \quad (40)$$

4.3 SIMULACIONES DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS DINÁMICOS

Se obtuvieron dos modelos, uno del cilindro neumático principal con su respectiva válvula, y el otro de la manivela-corredera. Estos sistemas se simularon en Matlab Simulink.

4.3.1 Cilindro neumático de doble efecto.

Este modelo está constituido por las ecuaciones (16), (17), (18), (19) (para el cilindro) y las ecuaciones (22-28) (para la válvula). Las salidas de este sistema son la fuerza y la posición del émbolo, y la entrada la tensión para la servoválvula.

Los términos utilizados en el modelo y sus respectivos valores se pueden observar en la siguiente tabla, y fueron tomados teniendo en cuenta los valores reales de los dispositivos a utilizar en el mecanismo de ensamble.

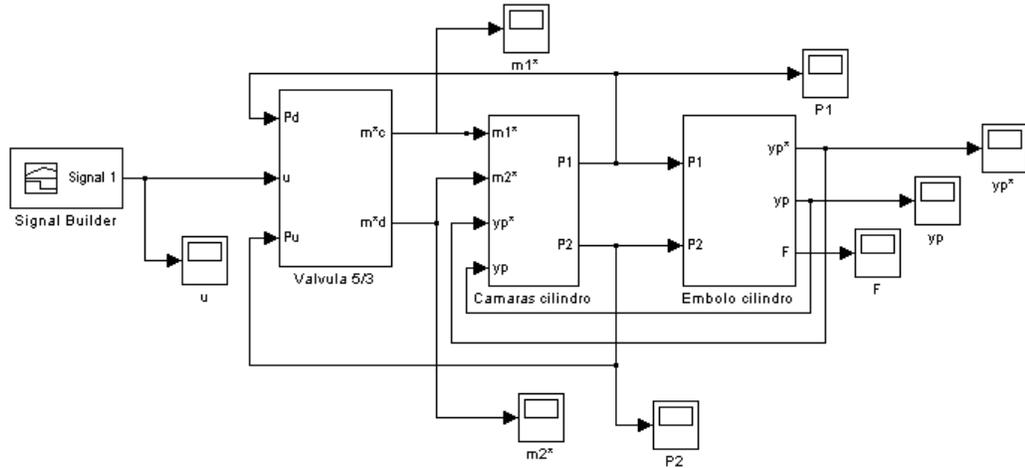
Tabla 2. Lista de términos modelo cilindro de doble efecto

| Término | Nombre | Valor |
|--------------------------------|---|--------------|
| \dot{m}, ρ, V | Flujo másico, densidad y volumen | ----- |
| $\dot{m}_{ent}, \dot{m}_{sal}$ | Flujo másico de entrada y de salida de la cámara del cilindro | ----- |
| \dot{V}, \dot{Q} | Derivada con respecto al tiempo del volumen y del calor | ----- |
| h, h_{ent}, h_{sal} | Entalpía, entalpía de entrada y de salida de la cámara | ----- |
| E, \dot{W} | Energía total en la cámara y tasa de cambio del trabajo realizado | ----- |

| | | |
|--|--|--|
| k | Relación de calor específico | 1.4 |
| C_v | Calor específico a volumen constante | ----- |
| T | Temperatura | 303.15°K |
| P, q_{ent}, q_{sal} | Presión, calor que entra y calor que sale de la cámara | ----- |
| \dot{U}, \dot{P} | Cambio de la energía interna y derivada de la presión | ----- |
| R | Constante del gas ideal | 286.9 Nm/Kg/°K |
| α | Coeficiente de característica térmica | 1.2 |
| V_i, V_{oi} | Volumen de la cámara i y volumen muerto de la cámara i | $V_{o1}=6.123 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ $V_{o2}=5.869 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ |
| A_i | Área efectiva de la cámara i | $A_1=0.0314 \text{ m}^2$ $A_2=0.0301 \text{ m}^2$ |
| L_c | Carrera máxima del vástago | 0.65 m |
| $F, y_p, \dot{y}_p, \ddot{y}_p$ | Sumatoria de fuerzas aplicadas al émbolo, desplazamiento, velocidad y aceleración del émbolo | ----- |
| m | Masa del émbolo | |
| M | Masa de carga | |
| g | Fuerza de gravedad | 9.8 m ² /s |
| P_u, P_d | Presión absoluta aguas arriba del orificio y aguas abajo del orificio, respectivamente | ----- |
| A_{ef} | Área efectiva del flujo del orificio | ----- |
| Ψ_T | Función factor de flujo de aire | ----- |
| A_m | Máxima área efectiva alcanzable | $2.8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ |
| A_o, C, D | Constantes | $A_o=A_m$ $C=2$ $D=3$ |
| $\gamma_1, \varepsilon_1, \gamma_2, \varepsilon_2$ | Constantes | $\gamma_1=0.5$ $\varepsilon_1=3$ $\gamma_2=0.7$ $\varepsilon_2=1$ |
| u | Voltaje de mando de la válvula proporcional | ----- |
| u_s | Voltaje de la válvula proporcional correspondiente a $A_{ef}=0$ | 5 V |
| u_o | Voltaje de la zona muerta de la válvula proporcional | 5 V |
| P_s | Presión de suministro | $6 \times 10^5 \text{ Pa}$ (6 bar) |
| P_{atm} | Presión atmosférica | 101730 Pa |

El diagrama en Simulink de este modelo se puede observar en la siguiente figura.

Figura 41. Modelo dinámico del cilindro neumático



Simulación realizada por los autores

Se puede observar en la figura 41 las tres partes en que está compuesto el modelo; el subsistema de la válvula 5/3 tiene una particularidad, la cual se trata de un subsistema encargado de intercambiar la presión de suministro y la presión atmosférica en las cámaras del cilindro, dependiendo del voltaje de entrada a la válvula (si es mayor o menor que 5V). Este subsistema se puede ver en la figura 42.

Figura 42. Subsistema en la válvula 5/3

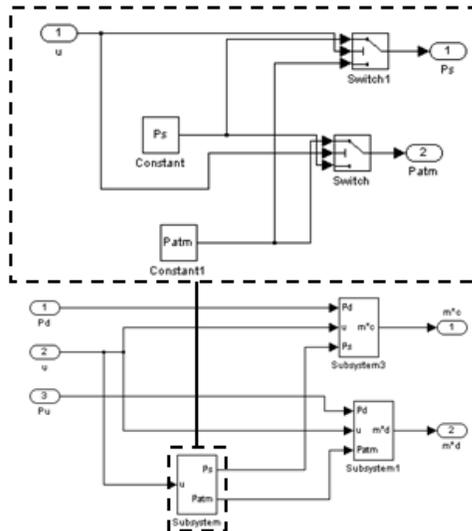


Imagen realizada por los autores

La respuesta del área efectiva de la válvula ante un voltaje de entrada se observa en la figura 43.

Figura 43. Respuesta área efectiva ante voltaje

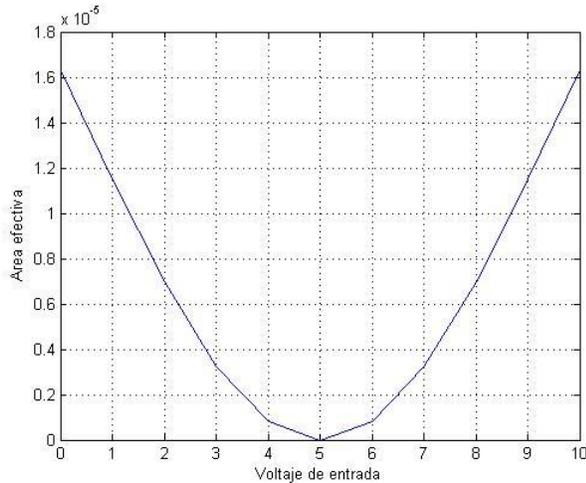


Imagen realizada por los autores

Se debe tener en cuenta que la posición del émbolo tendrá un máximo valor igual a la carrera del cilindro y un mínimo dado por la posición inicial de éste (cero); por este motivo se colocaron límites en los integradores que calculan dicha posición (ver figura 44).

Figura 44. Subsistema émbolo del cilindro

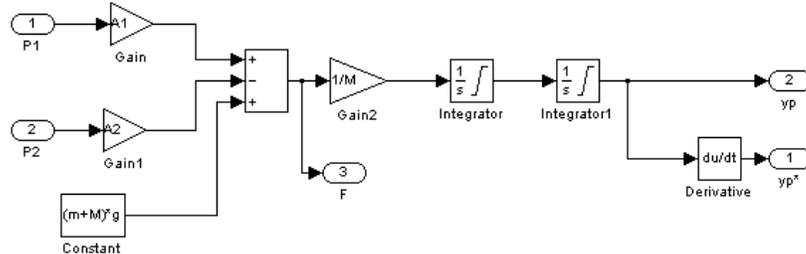
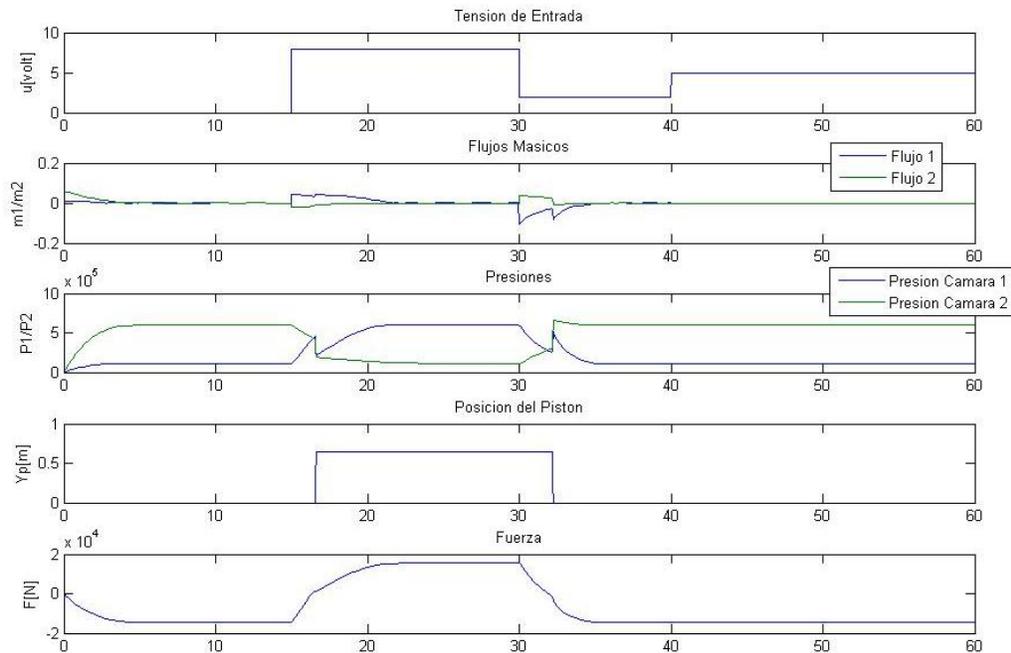


Imagen realizada por los autores

En la figura 45 se resume un experimento de simulación (...Ver ANEXO O...), en donde se presentan cambios en la tensión de alimentación de la servoválvula. Como se puede observar, tanto la fuerza y la posición del pistón siguen los cambios en la tensión de entrada; es decir, cuando en $t = 0s$, la tensión de entrada empieza en $0V$ y se aplica una fuerza en retroceso ya que el aire está entrando a la cámara 2 del cilindro; en $t=15s$, la tensión cambia a $8V$, el vástago comienza a avanzar hacia su posición de máxima extensión ($0.65 m$), y la fuerza también

aumenta en avance del cilindro. En $t = 30\text{s}$ ocurre otro cambio brusco en la tensión de entrada, la cual disminuye a 2V , con lo que el vástago retrocede y se aplica nuevamente fuerza en retroceso. En cuanto a las presiones y los flujos máscicos, se puede decir que, cuando el pistón avanza hacia su extremo, la presión 1 aumenta y la presión 2 disminuye, mientras que el flujo máscico 1 es positivo y el flujo máscico 2 es negativo.

Figura 45. Simulación correspondiente al modelo del cilindro neumático



Simulación realizada por los autores

4.3.2 Corredera-manivela.

Como ya se había dicho anteriormente, este sistema está compuesto por un cilindro neumático secundario de doble efecto, y una manivela que permite la rotación. El diagrama en Simulink de este sistema, compuesto por las ecuaciones (29)-(33) y la ecuación (40), se puede ver en la figura 46.

Figura 46. Modelo dinámico del sistema corredera-manivela

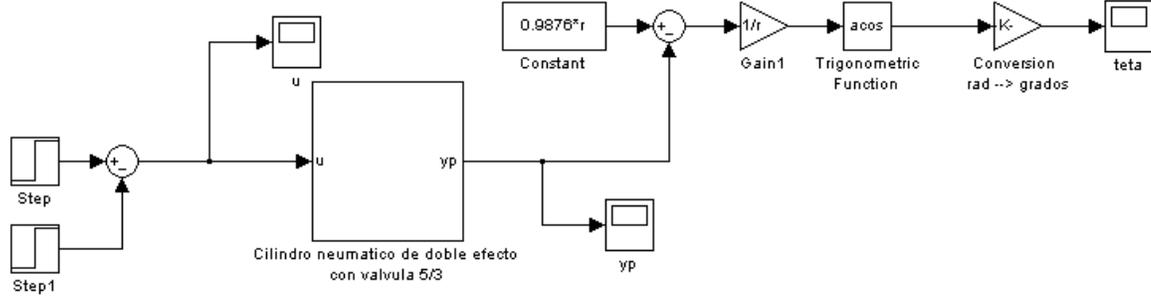


Imagen realizada por los autores

En el subsistema del cilindro neumático se encuentra el diagrama correspondiente al émbolo del cilindro, el cual podemos ver en la figura 47.

Figura 47. Diagrama modelo émbolo del cilindro neumático de simple efecto

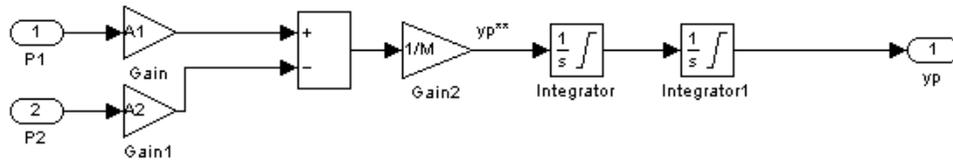


Imagen realizada por los autores

Los términos utilizados en el modelo y sus respectivos valores se pueden observar en la siguiente tabla, y fueron tomados teniendo en cuenta los valores reales de los dispositivos a utilizar en el mecanismo de ensamble.

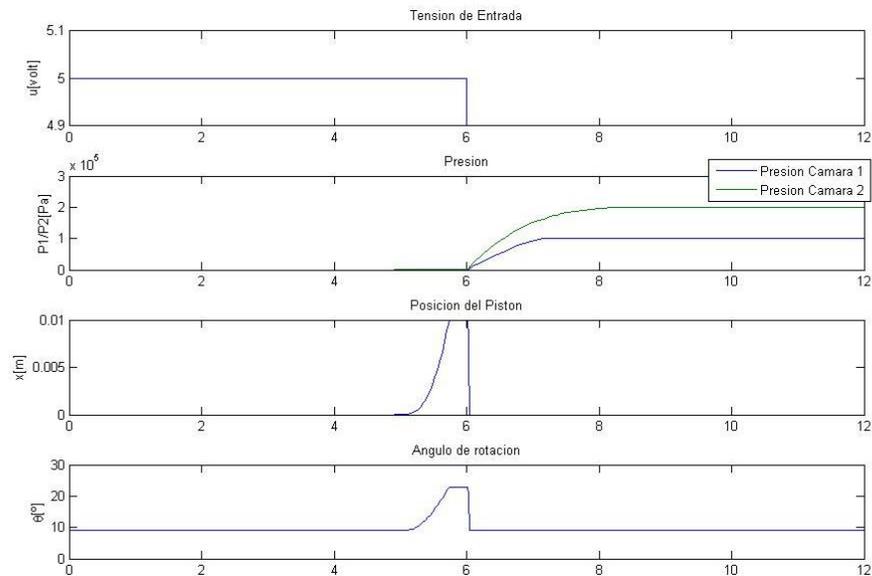
Tabla 3. Lista de términos sistema corredera-manivela

| Término | Nombre | Valor |
|---------------------------------|--|--|
| \dot{m} | Flujo másico | ----- |
| k | Relación de calor específico | 1.4 |
| T | Temperatura | 303.15°K |
| P | Presión | ----- |
| \dot{P} | Derivada de la presión | ----- |
| R | Constante del gas ideal | 286.9 Nm/Kg/°K |
| α | Coficiente de característica térmica | 1.2 |
| V_i, V_{oi} | Volumen de la cámara i y volumen muerto de la cámara i | $V_{o1}=3.9 \times 10^{-7} \text{ m}^3$ $V_{o2}=3.6 \times 10^{-7} \text{ m}^3$ |
| A_i | Área efectiva de la cámara i | $A_1=0.0013 \text{ m}^2$ $A_2=0.0012 \text{ m}^2$ |
| L_c | Carrera máxima del vástago | 0.01 m |
| $F, y_p, \dot{y}_p, \ddot{y}_p$ | Sumatoria de fuerzas aplicadas al émbolo, desplazamiento, velocidad y aceleración del embolo | ----- |

| | | |
|--|--|--|
| m | Masa del émbolo | |
| g | Fuerza de gravedad | 9.8 m ² /s |
| P_u, P_d | Presión absoluta aguas arriba del orificio y aguas abajo del orificio, respectivamente | ----- |
| A_{ef} | Área efectiva del flujo del orificio | ----- |
| Ψ_T | Función factor de flujo de aire | ----- |
| A_m | Máxima área efectiva alcanzable | 2.8274x10 ⁻⁵ m ² |
| A_o, C, D | Constantes | A _o =A _m C=2 D=3 |
| $\gamma_1, \varepsilon_1, \gamma_2, \varepsilon_2$ | Constantes | $\gamma_1=0.5$ $\varepsilon_1=3$ $\gamma_2=0.7$ $\varepsilon_2=1$ |
| u | Voltaje de mando de la válvula proporcional | ----- |
| u_s | Voltaje de la válvula proporcional correspondiente a $A_{ef}=0$ | 5 V |
| u_o | Voltaje de la zona muerta de la válvula proporcional | 5 V |
| P_s | Presión de suministro | 2x10 ⁵ Pa (2 bar) |
| P_{atm} | Presión atmosférica | 101730 Pa |

En la siguiente figura se pueden ver los resultados de la simulación del modelo de este sistema (...Ver ANEXO O...). Se observa como varia el ángulo de rotación (velocidad angular) a medida que cambia la posición del émbolo.

Figura 48. Simulación del sistema corredera-manivela



Simulación realizada por los autores

5. CONTROL DEL MECANISMO DE ENSAMBLE

Para el control del mecanismo de ensamble de ejes homocinéticos se debe tener en cuenta dos puntos principales, el control del dispositivo principal encargado de transmitir la fuerza para la realización del ensamble (cilindro neumático de doble efecto), y el control de la secuencia de todos los demás actuadores para la correcta ejecución del ensamble. Con respecto al control secuencial, el mecanismo diseñado debe seguir una secuencia de activación de todos sus dispositivos (actuadores) para la realización de un correcto ensamble, teniendo en cuenta los requerimientos del proceso. Esta secuencia se debe controlar mediante un PLC.

5.1 CONTROL DE LA FUERZA DEL CILINDRO NEUMÁTICO DE DOBLE EFECTO

5.1.1 Identificación de las variables del proceso.

Para realizar el control de la fuerza de este sistema compuesto por el cilindro neumático y su respectiva válvula, ver figura 41, pero se debe identificar las variables involucradas.

5.1.1.1 Variable(s) controlada(s).

Para este proceso, como ya se había mencionado, la variable a controlar es la fuerza aplicada por el cilindro neumático de doble efecto.

5.1.1.2 Variable(s) manipulada(s).

La variable a manipular es el voltaje de entrada a la válvula proporcional que controla el caudal de aire a la entrada de las cámaras del cilindro neumático.

5.1.1.3 Perturbaciones.

A continuación se muestra un listado de las perturbaciones que se pueden presentar en el sistema del cilindro principal de doble efecto, clasificadas en críticas y no críticas así:

5.1.1.3.1 Perturbaciones críticas:

- Variaciones en el caudal de entrada debidas a la válvula proporcional ubicada a la entrada del cilindro de doble efecto principal.

5.1.1.3.2 Perturbaciones no críticas:

- Caídas de presión en el flujo de aire debida a las variaciones de diámetro en la tubería para el transporte del aire.
- Caídas de presión y flujo debidas a la instalación de codos mecánicos a lo largo del circuito neumático.
- Fallos en la red de alimentación para los diferentes dispositivos como compresor, entre otros.
- Residuos presentes en el aire comprimido generado por el compresor, el cual puede causar daños en los diferentes dispositivos.

5.1.1.4 Variables medidas.

Una variable medida es toda variable adicional, cuyo valor es necesario registrar y monitorear, pero que no es necesario controlar [19]. En este caso la variable medida es la posición del émbolo del cilindro principal.

5.1.2 Selección del esquema de control.

La selección del esquema de control depende esencialmente de las perturbaciones presentes en el proceso. Una adecuada clasificación de las perturbaciones nos permite diferenciar entre las perturbaciones críticas y no críticas para una apreciación acertada de lo que el esquema de control debe ejercer para permitir el funcionamiento de la variable manipulada dentro del rango esperado.

De acuerdo a las variables críticas presentes y dado que la propagación de estas en el proceso no es muy crítica, se puede establecer que el esquema de control a implementarse es el *Feedback* (retroalimentación), ya que logra mantener la variable controlada dentro del valor deseado.

5.1.3 Selección del tipo de controlador.

Como se dijo anteriormente se utilizará un esquema de retroalimentación. La manera en que los controladores por retroalimentación toman una decisión para

mantener el punto de control, es mediante el cálculo de la salida con base en la diferencia entre la variable que se controla y el punto de control [20].

Se decidió implementar un controlador PID, ya que es el controlador más completo de los métodos de control clásicos, tiene una respuesta más rápida y estable siempre que esté bien sintonizado.

De este controlador se puede decir que:

- El modo de control proporcional actúa sobre el tamaño del error.
- El modo de control integral rige el tiempo para corregir el error
- El modo de control derivativo le brinda la rapidez a la actuación.

5.1.4 Ajuste del controlador PID.

Se realizará un ajuste del controlador para una respuesta de razón de asentamiento de 1/4, caracterizando el proceso con un modelo de primer orden más tiempo muerto (POMTM).

5.1.4.1 Caracterización del proceso.

Dicha caracterización se hará a través de la prueba del escalón.

Con el controlador en la posición “manual” (es decir, en circuito abierto), se aplica al proceso un cambio escalón en la señal de salida del controlador $m(t)$Ver ANEXO O...

Figura 49. Prueba con circuito abierto

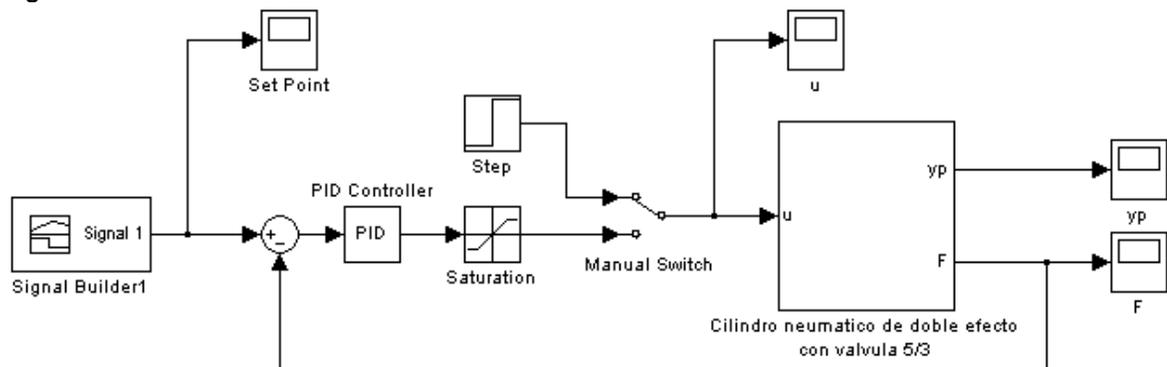
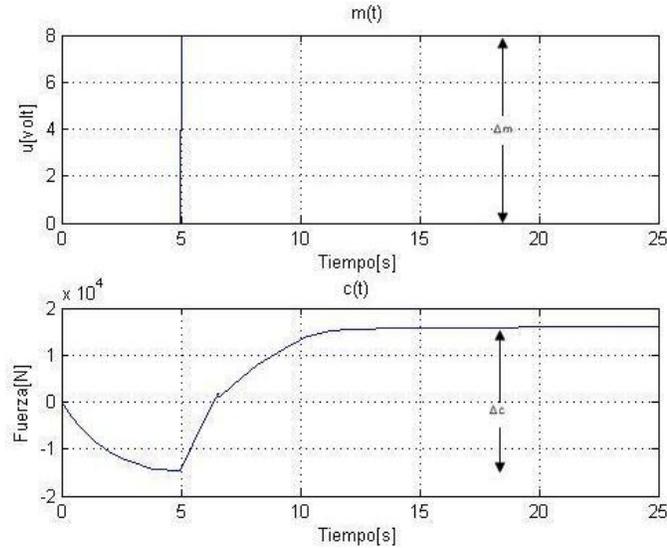


Imagen realizada por los autores

Para un cambio escalón de magnitud $\Delta m=8$ en la salida del controlador se tiene:

Figura 50. Respuesta escalón de circuito abierto



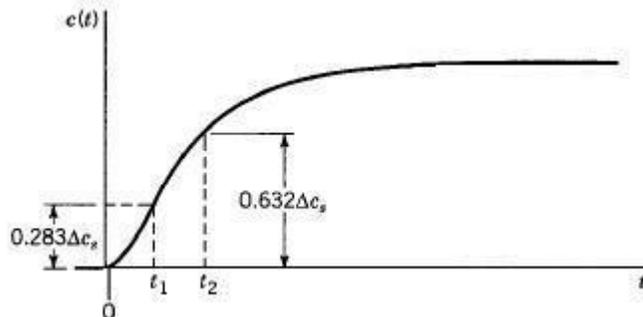
Simulación realizada por los autores

Se calcula la ganancia de estado estacionario del proceso:

$$K = \frac{\Delta c}{\Delta m} = \frac{3.1 \times 10^4 \text{ N}}{8 \text{ V}} = 3875 \frac{\text{N}}{\text{V}}$$

Para determinar el tiempo muerto efectivo (t_0) y la constante de tiempo (τ) se utilizará el método 3.

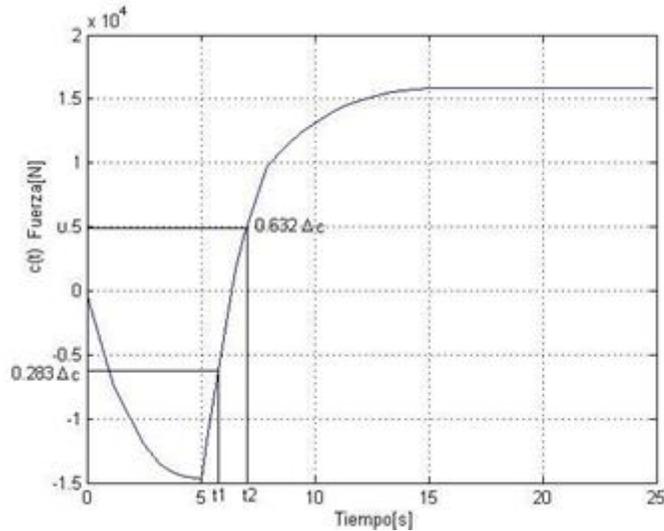
Figura 51. Parámetros del modelo POMTM que se obtienen por medio del método 3



Tomado de la PÁGINA <URL: <http://controlprocesos.blogspot.com/>>

De la repuesta del sistema (ver figura 52) se tiene que $t_1=0.8$ s y $t_2=2$ s.

Figura 52. Respuesta del sistema



Simulación realizada por los autores

Los valores de t_0 y τ se pueden obtener fácilmente mediante la simple resolución del siguiente sistema de ecuaciones:

$$t_0 + \tau = t_2$$

$$t_0 + \frac{1}{3}\tau = t_1$$

Lo cual se reduce a

$$\tau = \frac{3}{2}(t_2 - t_1) = 1.8 \text{ s}$$

$$t_0 = t_2 - \tau = 0.2 \text{ s}$$

Ziegler y Nichols⁸ proponen un conjunto de fórmulas que se basan en los parámetros de ajuste, para un modelo de primer orden, a la curva de reacción del proceso; dichas fórmulas se muestran en la tabla 4.

⁸ Ingenieros de control que hicieron contribuciones significativas en el campo de la teoría de control. En 1942 publican los resultados de su investigación que después fueron llamados "Los parámetros de Ziegler-Nichols para sintonizar un controlador"

Tabla 4. Fórmulas para ajuste para respuesta de razón de asentamiento de 1/4

| Tipo de controlador | K_c | τ_I | τ_D |
|---------------------|--|-----------|------------------|
| P | $\frac{1}{K} \left(\frac{t_o}{\tau}\right)^{-1}$ | - | - |
| PI | $\frac{0.9}{K} \left(\frac{t_o}{\tau}\right)^{-1}$ | $3.33t_o$ | - |
| PID | $\frac{1.2}{K} \left(\frac{t_o}{\tau}\right)^{-1}$ | $2t_o$ | $\frac{1}{2}t_o$ |

Según la tabla anterior, la sintonización del controlador PID es: $K_c=0.002$ N/V, $\tau_I=0.4$ s y $\tau_D=0.1$ s.

Haciendo una sintonización de prueba y error alrededor de los parámetros encontrados, se decidió tomar los siguientes valores de sintonización: $K_c=0.8$ N/V, $\tau_I=0.1$ s y $\tau_D=0$ s, obteniéndose como respuesta ante una señal de *Set Point* la grafica de la figura 54; en la figura 53 se observa el diagrama con el controlador.

Figura 53. Controlador PID

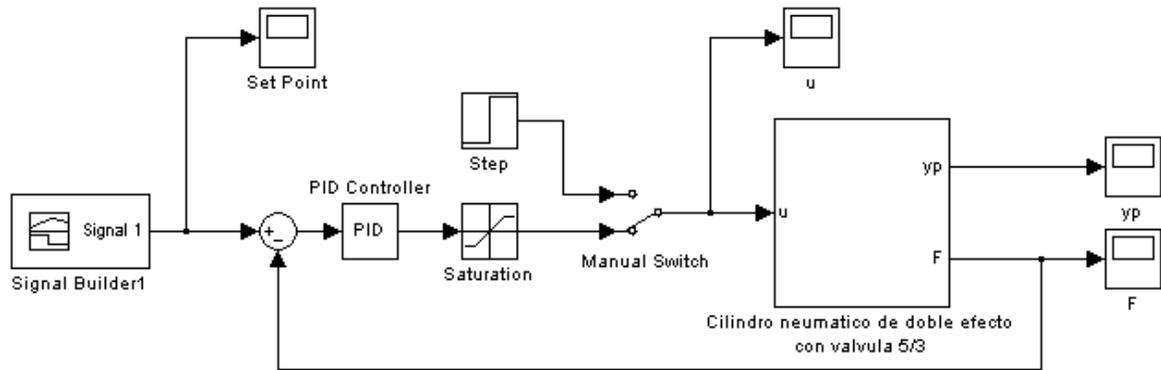
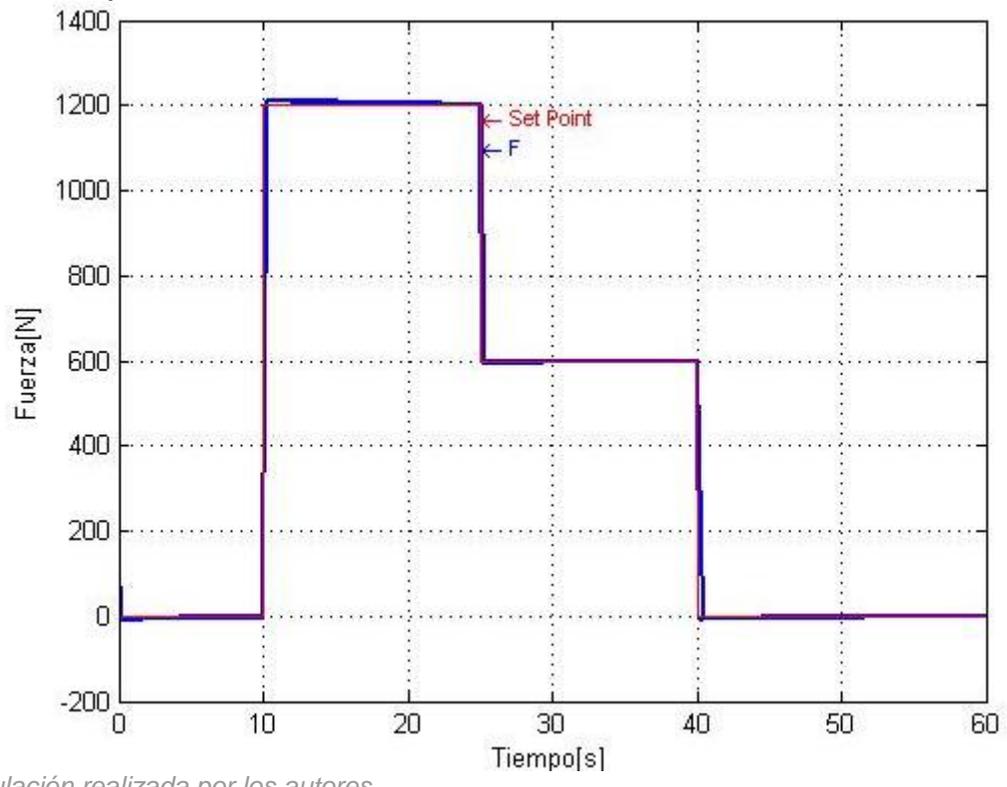


Imagen realizada por los autores

Figura 54. Respuesta controlada del sistema



Simulación realizada por los autores

6. VERIFICACIÓN DE RESULTADOS

Para la verificación de los resultados se utilizó el software Visual Nastran⁹, éste nos permitió efectuar el análisis y realizar una simulación dinámica del proceso de ensamble de ejes homocinéticos, la herramienta me permite importar el diseño realizado en Solid Edge y trabajar con él.

Visual Nastran permite observar y graficar el comportamiento de algunas variables del mecanismo, en este caso, se muestra el comportamiento de la fuerza que ejerce el vástago del cilindro principal y que es necesaria para llevar a cabo el proceso de ensamble, el desplazamiento que tiene el intereje a causa de la fuerza y la rotación angular precisa para lograr el acople entre las ranuras del intereje y la junta fija.

Visual Nastran permite la integración con el modelo realizado en Matlab/Simulink, y de esta forma verificar el comportamiento del mecanismo de ensamble. Se debe mencionar que la integración solamente es posible con Matlab 7.0.

Dicha integración se lleva a cabo en Simulink a través del bloque vNplant como se muestra en la figura 55. Este bloque representa el mecanismo de ensamble. Se requiere definir el tiempo de integración en Visual Nastran.

⁹ Herramienta software asistida por computador (CAE).

Figura 55. Diagrama de integración Matlab y Visual Nastran

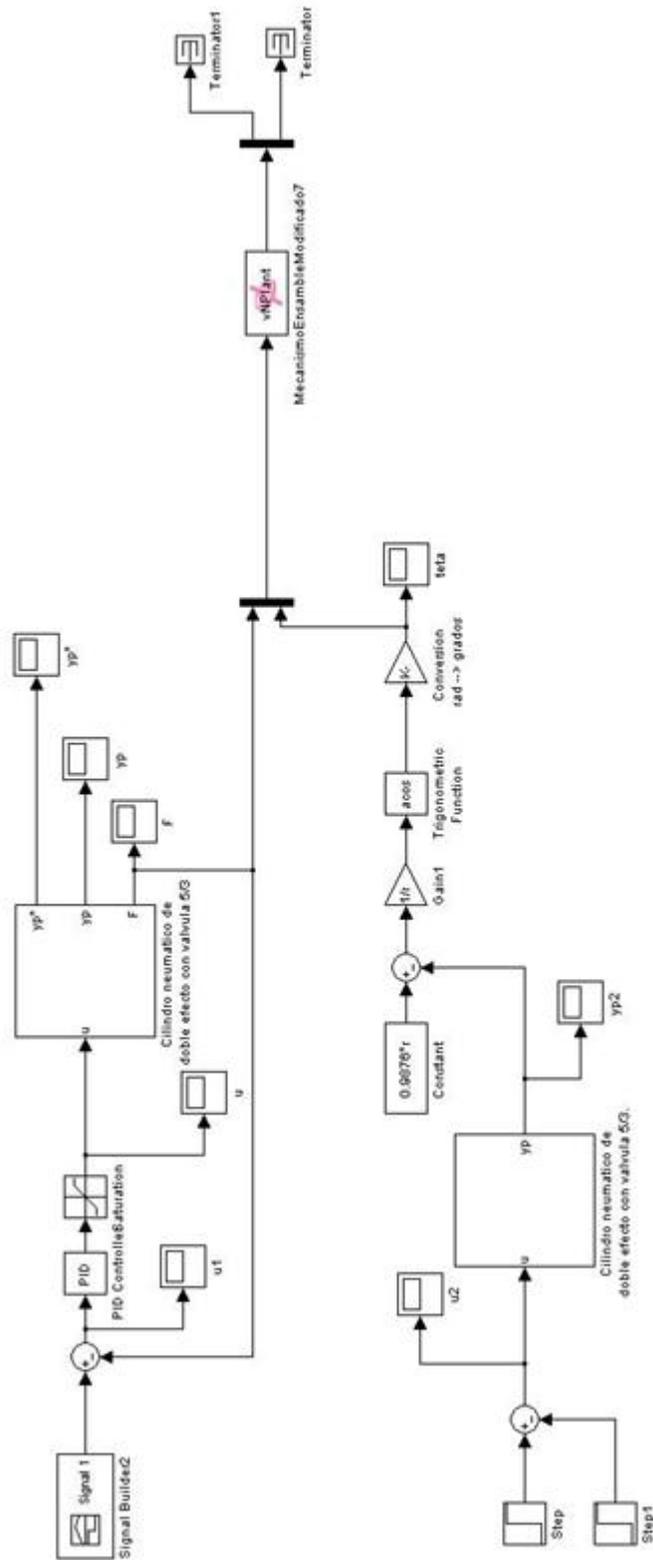


Imagen realizada por los autores

Se realizaron pruebas con la siguiente señal de entrada:

Figura 56. Señal de entrada

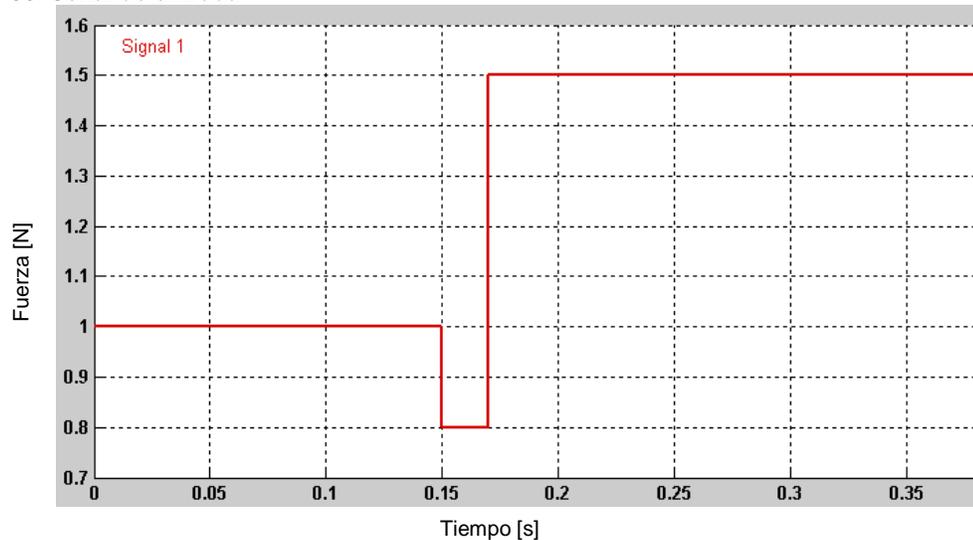


Imagen realizada por los autores

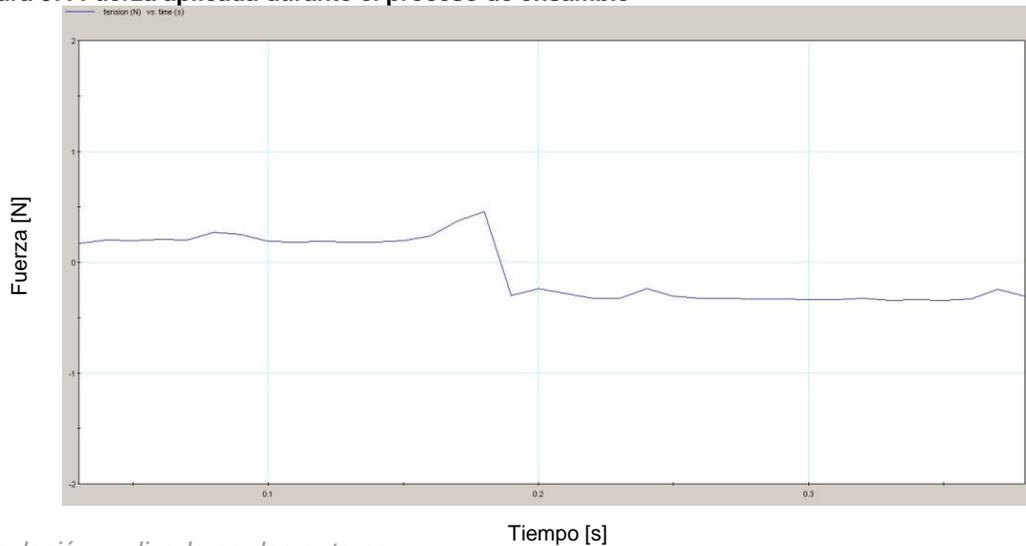
La señal de entrada de la figura 56, representa las variaciones de fuerza necesarias para la realización del ensamble como lo requiere el proceso objeto de estudio. En la grafica se puede observar que se aplica una fuerza inicial hasta que el intereje llega a la junta fija (tiempo igual a 0.15 s), en este momento hay una disminución de la fuerza para poder lograr el acople de las ranuras de los elementos a ensamblar. Cuando dichos elementos hayan sido acoplados, se debe aplicar una fuerza mayor (fuerza del primer empuje) para realizar el ensamble. No se realizaron pruebas para la fuerza de tracción ya que el software Visual Nastran no permite el movimiento en retroceso que requiere el proceso.

Se debe mencionar que el proceso real de ensamble dura aproximadamente 40 segundos. Por motivos de tiempo de simulación, esta prueba se realizó a una escala de tiempo de 0.4 segundos.

Los resultados obtenidos en Visual Nastran se muestran a continuación.

Resultados de fuerza:

Figura 57. Fuerza aplicada durante el proceso de ensamble



Simulación realizada por los autores

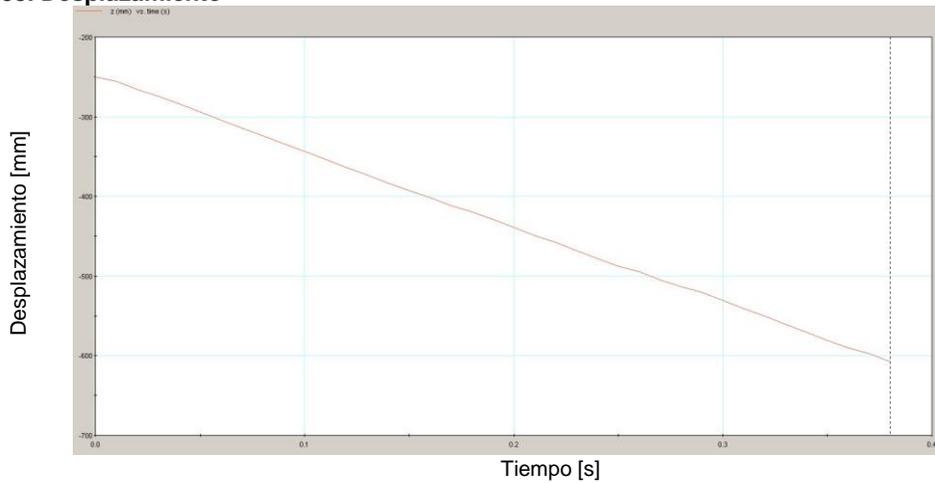
La fuerza aplicada en Visual Nastran durante el proceso de ensamble de ejes homocinéticos se muestra en la figura 57. Se puede observar como ésta responde a las variaciones de fuerza propias del proceso de ensamble (mencionadas anteriormente). La figura se muestra invertida ya que el software toma como referencia el recorrido del vástago en el eje menos Z.

Resultados de desplazamiento:

La figura 58 muestra el desplazamiento del vástago del cilindro principal simulado en Visual Nastran. Este desplazamiento es el mismo que enfrenta el intereje.

Al observar la gráfica notamos que existe un desplazamiento totalmente lineal correspondiente a la traslación vertical esperada del intereje hacia la junta fija.

Figura 58. Desplazamiento

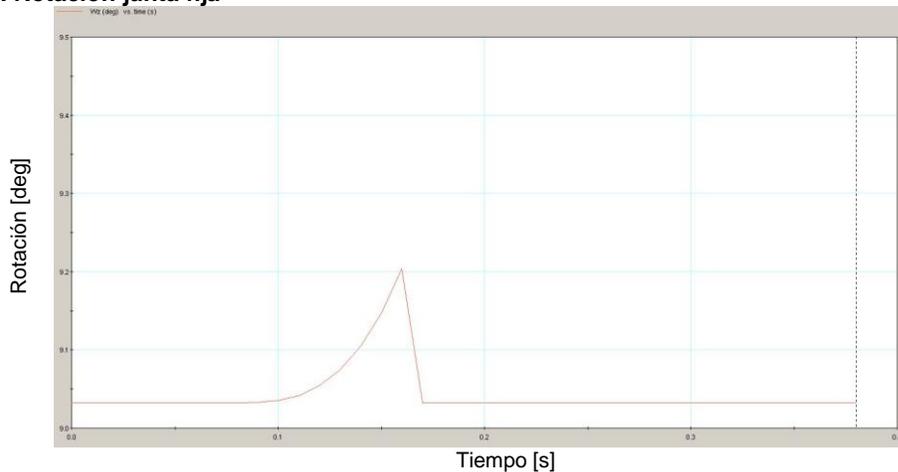


Simulación realizada por los autores

Resultados de la rotación:

La figura 59 muestra la rotación angular que se lleva a cabo dentro del proceso de ensamble simulado en Visual Nastran, la cual se precisa para lograr el acople entre las ranuras del intereje y la junta fija. Como este requerimiento no está definido, simplemente se debe garantizar una rotación lenta durante el tiempo de acople de los elementos a ensamblar, y luego detenerla para dar paso al primer empuje.

Figura 59. Rotación junta fija



Simulación realizada por los autores

Para resultados de simulación ver ANEXO Z.

Teniendo como base los resultados obtenidos se puede garantizar que el modelo encontrado controla las variables que describe la norma en las especificaciones indicadas en ella; por lo tanto se cumple con las funciones del proceso de ensamble entre el intereje y la junta fija.

7. CONCLUSIONES

- Se obtuvo un modelo matemático para el mecanismo de ensamble a partir de los modelos del cilindro neumático de doble efecto y válvula proporcional. El modelo expuesto responde a variables tales como la velocidad lineal, rotación angular y fuerza. Es importante destacar que el modelo permite observar el comportamiento de las presiones en cada una de las cámaras del cilindro, la velocidad y desplazamiento del vástago.
- Se han estudiado cada uno de los requerimientos técnicos propios del proceso objeto de estudio, tales como la fuerza ejercida en el primer y segundo empuje para acople, rotación de la junta para encaje, presión de alta y baja. A partir de estos se diseñó el mecanismo de ensamble de ejes homocinéticos. El mecanismo desarrollado cumple satisfactoriamente con cada una de las exigencias establecidas para el proceso.
- La clave para obtener un alto desempeño del sistema neumático es contar con un buen modelo matemático.
- El modelo desarrollado resulta ser de una gran utilidad para el análisis y simulación de otros sistemas que incluyan accionamientos neumáticos, porque el mismo ha sido obtenido tomando en cuenta la no linealidad existente en los elementos neumáticos, proveniente de la dinámica del aire comprimido (compresibilidad y expansibilidad). De esta manera, el modelo puede utilizarse con sistemas automáticos de control que incluyan actuadores neumáticos, permitiendo el ensayo de técnicas de control para sistemas no lineales.
- En la validación de los modelos obtenidos se simularon los sistemas completos (sistema cilindro neumático principal y sistema corredera-manivela) empleando diferentes valores de tensión de entrada para la servoválvula. En los dos experimentos realizados, los resultados fueron totalmente satisfactorios con respecto al comportamiento esperado.

BIBLIOGRAFIA

- [1]. Juan David, "Ejes Homocineticos", *jorgefrenostransejes.blogspot.com* [en línea]. Disponible en: <http://jorgefrenostransejes.blogspot.com/2008/04/el-eje-homocinetico-esta-compuesto-por.html>. [Consultado el 28 de febrero de 2011].
- [2]. E.M. Jaimes y G.J Álvarez, "Diseño e implementación de sistema de control para prensa hidráulica para el ensamble de ejes homocinéticos", Tesis de grado, Universidad Autónoma de Bucaramanga, Bucaramanga, Colombia, 2005.
- [3]. Links de Ingeniería, Fortune City, "La Prensa" [en línea]. Disponible en: <http://campus.fortunecity.com/duquesne/623/home/prensa/prensa.htm>. [Consultado el 28 de febrero de 2011].
- [4]. Cristhian Javier Shugulí Paredes, "Construcción de una prensa hidráulica manual para el montaje y desmontaje de rodamientos rígidos de bolas con diámetro interior desde 20mm hasta 30mm", Tesis de grado, Quito, Perú, 2006.
- [5]. Wikipedia, La Enciclopedia Libre, "Neumática", *es.wikipedia.org*. [en línea]. Disponible en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Neum%C3%A1tica>. [Consultado el 28 de febrero de 2011].
- [6]. Alejandro J. Buenache Vega, "Teoría, diseño y simulación de componentes y circuitos para la docencia interactiva vía web", Tesis de grado, Universidad Carlos III de Madrid, Escuela politécnica superior, Madrid, España, 2010.
- [7]. Ingeniería en soporte, "Sistemas Neumáticos", *guillesime.galeon.com* [en línea]. Disponible en: http://www.guillesime.galeon.com/index_archivos/Page347.htm. [Consultado el 28 de febrero de 2011].
- [8]. Javier Almandoz Berrondo, Belen Mongelos Oquiñena e Idoia Pellejero Salaberria, "Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos: Apuntes de Neumática y Electroneumática", Universidad del País Vasco, Escuela Universitaria Politécnica, San Sebastián.
- [9]. María Dolores Abadiano Farinango y Edison Antonio Chandi Yépez, "Automatización de una máquina fresadora vertical o tupí", Tesis de grado,

Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, Quito, Perú, 2007.

- [10]. Wikipedia, La Enciclopedia Libre, “Sensor inductivo”, *es.wikipedia.org*. [en línea]. Disponible en: http://es.wikipedia.org/wiki/Sensor_inductivo. [Consultado el 28 de febrero de 2011].
- [11]. Juan José González de la Rosa, “Transductores de Desplazamiento Lineal”, Apuntes de instrumentación electrónica, Universidad de Cádiz.
- [12]. B.J Liu S., “An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 110, pp. 228-235, 1988.
- [13]. S.S Richard E., “Comparison between linear and nonlinear control of an electropneumatic servodrive”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.118, pp. 245-118, 1996.
- [14]. S.R Van Wylen G., *Fundamentos de Termodinámica*, México: Editorial Limusa, 1982.
- [15]. Ralph Rotty, *Introducción a la Dinámica de los gases*, 1 ed, México: Editorial R.A. Hermanos Sucesores S.A. Editores, 1968.
- [16]. A. Al-Ibrahim y D. Otis, “Transient air temperature and pressure measurements during the charging and discharging processes of an actuating pneumatic cylinder”, *45 Fluid Power Conference*, 1992.
- [17]. Robert W. Fox, Alan T. McDonald y Philip J. Pritchard, *Introduction to fluid mechanics*, 6 ed, Editorial John Willey & Sones, 2004.
- [18]. Bashir M.Y. Nouri, Farid Al-Bender, Jan Swevers, Paul Vanherck y Hendrik Van Brussel, “Modeling a pneumatic servo positioning system with friction”, *American Conference of Control*, Chicago, Illinois, EE.UU: Junio 2000.
- [19]. Henry Antonio Mendiburu Díaz, “Automatización Medioambiental: Aplicación de la automatización industrial y el control de procesos, en la protección y conservación del medio ambiente”, Perú, Mayo 2003.
- [20]. Carlos A. Smith y Armando B. Corripio, *Control Automático de Procesos: Teoría y Práctica*, 1 ed, México, D.F.: Editorial Limusa, S.A. de C.V., 1991.