

DISEÑO DE UN AS/RS (AUTOMATED STORAGE & RETRIEVAL SYSTEM), PARA IMPLEMENTACIÓN DIDÁCTICA.

UNAB



**LUIS FERNANDO GARCIA-HERREROS PATIÑO
IVANOVICH LACHE SALCEDO
SERGIO ALBERTO RODRÍGUEZ FLÓREZ**

Obsequio	14-03-05	I.M.T
\$30.000	060072	2007

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍAS
FACULTAD INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA**

2005

**DISEÑO DE UN AS/RS (AUTOMATED STORAGE & RETRIEVAL
SYSTEM), PARA IMPLEMENTACIÓN DIDÁCTICA.**

**LUIS FERNANDO GARCIA-HERREROS PATIÑO
IVANOVICH LACHE SALCEDO
SERGIO ALBERTO RODRÍGUEZ FLÓREZ**

Diseño de la estructura y sistema de control de un AS/RS

**OMAR LENGERKE
ALVARO REY**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍAS
FACULTAD INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA**

2005

Nota de aceptación: _____

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, 4 de marzo de 2005.

Con todos mis sentimientos de cariño a:

Dios, a mis padres, abuelos paternos y maternos, a mi hermana, compañeros de proyecto y profesores.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Eduardo Martínez'.

Quiero dedicar la culminación de esta etapa de mi vida a mis padres, los cuales me han apoyado a lo largo de mi formación académica, sin ellos, sin su colaboración y dedicación a mis objetivos nunca hubiese podido terminar este ciclo.

También le dedico este trabajo a Profesores, Compañeros y demás personas que aportaron su conocimiento y tiempo para que hoy pueda cerrar este proyecto con todas las expectativas trazadas.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'H. Garcia Ferrero'.

El presente trabajo lo dedico a Dios, el cual siempre me ha acompañado en todos los momentos de mi vida, a mis padres, Ivan y Patricia, pues son ellos mis verdaderos maestros, a mis hermanos Andrei y Leiner de los cuales nunca me ha faltado apoyo y finalmente a todas esas personas que contribuyeron de una u otra forma, durante estos 5 años en mi formación personal y académica, a todos ellos les dedico el presente trabajo.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Ivan'.

AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren reconocer el apoyo económico, cognitivo y formativo, brindado por la Universidad Autónoma de Bucaramanga desde el inicio hasta la culminación exitosa de este proyecto.

Al mismo tiempo el equipo de trabajo agradece a la Empresa Torno Partes y a su gerente William Peña, por el soporte técnico ofrecido en la manufactura de la fase inicial del prototipo diseñado; a la familia Rodríguez Florez por brindarnos un espacio para desarrollar este trabajo, a nuestros compañeros de estudios, pues sin su apoyo y amistad durante estos 5 años esta tesis nunca hubiera podido desarrollarse.

CONTENIDO

1. OBJETIVOS	15
1.1. OBJETIVO GENERAL:	15
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	15
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN	17
3. ANTECEDENTES	19
3.1. ESTADO DEL ARTE.	19
4. DISEÑO METODOLÓGICO.	21
5. LUBRICACIÓN DE SISTEMAS	26
5.1. LUBRICACIÓN DE RODAMIENTOS	26
5.2. LUBRICACIÓN EN MOTORES ELÉCTRICOS	39
6. SISTEMAS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA	45
6.1. TRANSMISIONES FLEXIBLES (CORREAS)	45
7. TORNILLOS DE POTENCIA.	56
7.1. INTRODUCCIÓN	56
7.2. DEFINICIONES	56
7.3. ESFUERZOS EN TORNILLOS DE POTENCIA.	64
8. CONTROL DE PROCESOS	98
8.1. CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS.	98
8.2. MODELOS MATEMÁTICOS DE SISTEMAS FÍSICOS.	103
8.3. FUNCIONES DE TRANSFERENCIA.	107
8.4. ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.	109
8.5. ACCIONES BÁSICAS DE CONTROL.	117
9. MOTORES Y GENERADORES DC	125
9.1. CIRCUITO EQUIVALENTE DEL MOTOR DC	125
9.2. MOTORES DC CON EXCITACIÓN SEPARADA Y MOTORES DC EN DERIVACIÓN	126

10.	FUNDAMENTOS DE NEUMÁTICA	141
10.1.	CONCEPTOS FUNDAMENTALES	141
10.2.	PRODUCCIÓN Y DISTRIBUCIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO	144
10.3.	ACTUADORES NEUMÁTICOS	149
10.4.	VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL. DISTRIBUIDORES	156
10.5.	REGULACIÓN DE VELOCIDAD Y DE LA FUERZA	159
11.	SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO	166
11.1.	FACTORES A CONSIDERAR	166
11.2.	CAPACIDAD DE CARGA Y DURACIÓN	169
12.	DISEÑO CONCEPTUAL	175
12.1.	INTRODUCCIÓN	175
12.2.	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA	175
13.	FORMALIZACIÓN DE ESQUEMAS	178
13.1.	INTRODUCCIÓN	178
13.2.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO	178
13.3.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ELECTRÓNICO DEL CONTROLADOR	183
13.4.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DEL PROCESO.	186
14.	DESARROLLO DE DETALLES Y ANÁLISIS NUMÉRICO	191
14.1.	INTRODUCCIÓN.	191
14.2.	REPRESENTACIÓN DEL MANIPULADOR.	191
14.3.	ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MANIPULADOR	192
14.4.	ANÁLISIS DINÁMICO DEL MANIPULADOR	193
14.5.	ANÁLISIS NUMÉRICO DE RESISTENCIA DE MATERIALES	195
14.6.	ANÁLISIS DEL EJE DEL GRIPPER.	215
14.7.	DESARROLLO DE DETALLES DEL CONTROLADOR ELECTRÓNICO	218
14.8.	SERVOMECANISMOS.	222
14.9.	DESARROLLO DE DETALLES DEL PROTOCOLO DE COMUNICACIÓN.	227
15.	CONCLUSIONES	237
15.1.	FASE INICIAL DE DISEÑO	237
15.2.	DESARROLLO DEL DISEÑO	237

15.3.	FINALIZACIÓN DEL PROCESO DE DISEÑO	238
15.4.	MONTAJE	239
15.5.	REDISEÑO	239
15.6.	PUESTA EN MARCHA	240
16.	RECOMENDACIONES	241
17.	RESUMEN	242
18.	BIBLIOGRAFÍA	243
19.	ANEXOS	245

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Límite máximo del factor de velocidad (f_0) para lubricar rodamientos con grasa o con aceite	32
Tabla 2. Clasificación de la carga P que actúa sobre un rodamiento.	34
Tabla 3. Materiales de las correas	54
Tabla 4. Rosca Acme	59
Tabla 5. Coeficientes de fricción.	63
Tabla 6. Presiones de aplastamiento tradicionales.	66
Tabla 7. Esfuerzo límite de fatiga	91
Tabla 8. Coeficientes D.M.F	93
Tabla 9. Coeficientes para uniones con soldadura.	95
Tabla 10. Voltajes y corrientes para diferentes elementos.	106
Tabla 11. Magnitudes análogas Fuerza-Tensión.	107
Tabla 12. Magnitudes análogas Fuerza-Corriente.	107
Tabla 13. Catálogo de cilindros más comunes existentes en el mercado	154
Tabla 14. Evaluación del Sistema General	180
Tabla 15. Evaluación del Mecanismo Manipulador	181
Tabla 16. Evaluación de Pieza Soporte	182
Tabla 17. Acciones de control	189
Tabla 18. Características Mecánicas del Acrílico y del Aluminio.	201
Tabla 19. Deformaciones del material	203
Tabla 20. Deformaciones del material con nueva sección transversal	203
Tabla 21. Variables del soporte	209
Tabla 22. Significado de cada BIT en el paquete de comunicación.	231
Tabla 23. Acciones de control	232

LISTA DE GRAFICAS

GRÁFICA 1. METODOLOGÍA DE DISEÑO	21
GRÁFICA 2. PROCESO DE DISEÑO MECATRÓNICO.	23
GRÁFICA 3. CONDICIONES DE LUBRICACIÓN EN UN RODAMIENTO DE BOLAS	29
GRÁFICA 4. DESLIZAMIENTO ENTRE ESFERAS O RODILLOS Y SUS CARRERAS	31
GRÁFICA 5. FACTOR DE DISMINUCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO f_v	33
GRÁFICA 6. SELECCIÓN DEL TIPO DE LUBRICANTE PARA ENGRANAJES ABIERTOS	43
GRÁFICA 7. (CONTINUACIÓN) SELECCIÓN DEL TIPO DE LUBRICANTE PARA ENGRANAJES ABIERTOS	44
GRÁFICA 8. TRANSMISIÓN ABIERTA	47
GRÁFICA 9. TRANSMISIÓN CRUZADA	47
GRÁFICA 10. TRANSMISIÓN SEMI-CRUZADA	47
GRÁFICA 11. TRANSMISIÓN ANGULAR	47
GRÁFICA 12. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN UNA TRANSMISIÓN ABIERTA	50
GRÁFICA 13. VARIACIÓN DEL ESFUERZO SOBRE LA CORREA, MODELO SIMPLIFICADO.	51
GRÁFICA 14. TIPOS DE CUERDAS EN LOS TORNILLOS DE POTENCIA.	56
GRÁFICA 15. ROSCA ACME	58
GRÁFICA 16. ROSCA CUADRADA	58
GRÁFICA 17. TORNILLO DE POTENCIA, BOSQUEJO GENERAL.	61
GRÁFICA 18. PLANO TANGENCIAL DEL TORNILLO DE POTENCIA.	61
GRÁFICA 19. SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA ROSCA.	66
GRÁFICA 20. FUERZAS SOBRE UNA BARRA	72
GRÁFICA 21. ESFUERZO SOBRE UNA BARRA.	73
GRÁFICA 22. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS.	73
GRÁFICA 23. ESFUERZO CORTANTE	75
GRÁFICA 24. ESFUERZO CORTANTE MEDIO.	76
GRÁFICA 25. DEFORMACIÓN DE UNA BARRA.	81
GRÁFICA 26. DEFORMACIÓN GENERAL.	82

GRÁFICA 27.	TORSIÓN EN UN EJE.	83
GRÁFICA 28.	PROPORCIONALIDAD DE LA TORSIÓN.	84
GRÁFICA 29.	FLEXIÓN PURA.	85
GRÁFICA 30.	ESFUERZOS Y DEFORMACIONES.	87
GRÁFICA 31.	MÁXIMO ESFUERZO PERMISIBLE.	89
GRÁFICA 32.	SISTEMA RETROALIMENTADO.	99
GRÁFICA 33.	SISTEMA SISO.	101
GRÁFICA 34.	SISTEMAS MECÁNICOS DE TRASLACIÓN.	103
GRÁFICA 35.	SISTEMAS MECÁNICO DE ROTACIÓN.	104
GRÁFICA 36.	CIRCUITO R-L-C	105
GRÁFICA 37.	RESPUESTA AL IMPULSO UNITARIO.	110
GRÁFICA 38.	RESPUESTA AL ESCALÓN UNITARIO.	111
GRÁFICA 39.	RESPUESTA TÍPICA DE UN SISTEMAS DE SEGUNDO ORDEN.	114
GRÁFICA 40.	VARIACIONES DE ξ .	115
GRÁFICA 41.	ELEMENTOS DE CONTROLADORES AUTOMÁTICOS.	119
GRÁFICA 42.	CONTROLADOR ON-OFF, CON Y SIN BRECHA DE OPERACIÓN.	120
GRÁFICA 43.	CONTROLADOR PROPORCIONAL.	121
GRÁFICA 44.	CONTROLADOR INTEGRAL.	121
GRÁFICA 45.	CIRCUITO EQUIVALENTE DE UN MOTOR DC	125
GRÁFICA 46.	CIRCUITO EQUIVALENTE DE UN MOTOR DC CON EXCITACIÓN SEPARADA	127
GRÁFICA 47.	CIRCUITO EQUIVALENTE DE UN MOTOR DC EN DERIVACIÓN	127
GRÁFICA 48.	CURVA CARACTERÍSTICA PAR-VELOCIDAD DE UN MOTOR DC EN DERIVACIÓN	129
GRÁFICA 49.	CURVA CARACTERÍSTICA PAR-VELOCIDAD CON EL EFECTO DE INDUCIDO	130
GRÁFICA 50.	EFECTO DE LA RESISTENCIA DE CAMPO EN LA CURVA CARACTERÍSTICA	134
GRÁFICA 51.	CONEXIÓN PARA CONTROL DE VELOCIDAD POR CAMBIO DE VOLTAJE EN EL INDUCIDO	135
GRÁFICA 52.	EFECTO DE V_{f1} SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA PAR-VELOCIDAD	136
GRÁFICA 53.	EFECTO DE LA RESISTENCIA SERIE SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA PAR-VELOCIDAD	137
GRÁFICA 54.	LIMITACIONES DE POTENCIA Y PAR EN EL MOTOR DC	140

GRÁFICA 55.	CILINDRO DE SIMPLE EFECTO	151
GRÁFICA 56.	CILINDRO DE DOBLE EFECTO	152
GRÁFICA 57.	SEGURIDAD DE CARGA C/P PARA DIFERENTES DURACIONES EXPRESADAS EN MILLONES DE REVOLUCIONES	170
GRÁFICA 58.	SEGURIDAD DE CARGA C/P PARA DIFERENTES DURACIONES EXPRESADAS EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO Y PARA DIFERENTES VELOCIDADES	171
GRÁFICA 59.	SEGURIDAD DE CARGA C/P PARA DIFERENTES DURACIONES EXPRESADAS EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO Y PARA DIFERENTES VELOCIDADES RODILLOS	172
GRÁFICA 60.	ESTRUCTURA MECÁNICA DEL SISTEMA AS/RS.	175
GRÁFICA 61.	DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA AS/RS	176
GRÁFICA 62.	DIAGRAMA ELECTRÓNICO DE CONEXIONES	184
GRÁFICA 63.	ELEMENTOS DE CONTROL.	187
GRÁFICA 64.	DIAGRAMA DE BLOQUES.	188
GRÁFICA 65.	TÉCNICAS DE CONTROL BAJO LENGUAJE ENSAMBLADOR.	190
GRÁFICA 66.	REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DEL MANIPULADOR	191
GRÁFICA 67.	REPRESENTACIÓN CINEMÁTICA DEL MANIPULADOR	193
GRÁFICA 68.	CONCEPCIÓN DE DISEÑO MECÁNICO.	196
GRÁFICA 69.	MODELO DEL ACTUADOR COMO VIGA EN VOLADIZO.	197
GRÁFICA 70.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE MANIPULADOR.	198
GRÁFICA 71.	DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE.	200
GRÁFICA 72.	VIGA EN VOLADIZO	200
GRÁFICA 73.	VIGA A UTILIZAR POR EL EQUIPO DE TRABAJO	201
GRÁFICA 74.	DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS A LO LARGO DE LA VIGA	202
GRÁFICA 75.	FACTORES DE SEGURIDAD A LO LARGO DE LA PINZA.	204
GRÁFICA 76.	DEFORMACIÓN DE LA PINZA.	205
GRÁFICA 77.	DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS.	206
GRÁFICA 78.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.	207
GRÁFICA 79.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL SOPORTE.	208
GRÁFICA 80.	FUERZAS EN EL SOPORTE.	209
GRÁFICA 81.	ESFUERZOS DEL SOPORTE.	210
GRÁFICA 82.	REPRESENTACIÓN EJE HORIZONTAL	211

GRÁFICA 83.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE HORIZONTAL.	212
GRÁFICA 84.	FUERZA CORTANTES Y FLEXIONANTES SOBRE EL EJE DE DESPLAZAMIENTO.	212
GRÁFICA 85.	ESFUERZOS SOBRE EL EJE DE DESPLAZAMIENTO.	213
GRÁFICA 86.	REPRESENTACIÓN EJE HORIZONTAL	215
GRÁFICA 87.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE ACTUADOR.	216
GRÁFICA 88.	FUERZA CORTANTES Y FLEXIONANTES SOBRE EL GRIPPER.	216
GRÁFICA 89.	ESFUERZOS SOBRE EL EJE DE DESPLAZAMIENTO.	217
GRÁFICA 90.	DIAGRAMA DETALLADO DEL CONTROLADOR ELECTRÓNICO	219
GRÁFICA 91.	CONEXIÓN ETAPA DE RELE.	220
GRÁFICA 92.	CONEXIÓN OPTOACOPLADA.	222
GRÁFICA 93.	CIRCUITO NEUMÁTICO.	223
GRÁFICA 94.	DIAGRAMA DE BLOQUES DEL SERVOMECANISMO.	226
GRÁFICA 95.	DISTRIBUCIÓN DE PINES DE COMUNICACIÓN	227
GRÁFICA 96.	COMUNICACIÓN COMPUTADOR-MICROCONTROLADOR.	228
GRÁFICA 97.	PROTOCOLO DE COMUNICACIÓN.	228
GRÁFICA 98.	DISTRIBUCIÓN DEL PAQUETE DE DATOS.	229
GRÁFICA 99.	TÉCNICAS DE CONTROL BAJO LENGUAJE ENSAMBLADOR.	232
GRÁFICA 100.	DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONTROLADOR EJE X	233
GRÁFICA 101.	DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONTROLADOR EJE Y	234
GRÁFICA 102.	DIAGRAMA DE FLUJO GENERAL.	235

1. OBJETIVOS

1.1. *Objetivo General:*

- Diseñar un AS/RS didáctico que cumpla a cabalidad con el desempeño básico de su homólogo industrial en cuanto a robustez y funcionamiento se refiere.

1.2. *Objetivos Específicos:*

- Diseñar la estructura del AS/RS que permita el almacenamiento y recuperación de material.
- Seleccionar el material para la construcción del AS/RS a nivel didáctico, teniendo en cuenta, factores económicos y logísticos (Disponibilidad en el mercado regional).
- Diseñar un controlador, que permita el funcionamiento autónomo del sistema.
- Generar un diseño que permita al usuario modificar características propias del control del sistema, cumpliendo de ésta manera con la naturaleza didáctica del proyecto.
- Elaborar los planos respectivos al sistema mecánico, eléctrico y electrónico con el que cuenta el AS/RS.

- Desarrollar un documento donde se describa el proceso de diseño utilizado, incluyendo los criterios, herramientas de cálculo y software, necesarios para elegir entre las diversas opciones la más eficiente.
-

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN

La justificación de la adquisición de un AS/RS varía según sea la aplicación. Un sistema puede ser justificado solamente en base a un control de inventario o a la falta de espacio de almacenamiento en una empresa; varias de las bodegas convencionales requieren mucho espacio en piso y no se cuenta con este. La construcción de una “bodega automatizada” de tamaño considerable (20- 30 mts) de altura puede ser vista como una alternativa atractiva en este caso pero, algo más importante aun que lo anterior, es la reducción de costos por un AS/RS en operación constituida por la disminución de los empleados, daños en la manipulación del producto, costos de entrenamiento, accidentes laborales entre otros. El acceso en tiempo real a los datos del inventario y el estado de las órdenes de trabajo ayudan a mejorar la toma de decisiones y el servicio al cliente.

Los beneficios de la automatización han motivado a más compañías a evaluar sus actuales métodos de manipulación de material y la inversión en tecnología que satisfaga el objetivo mundial de las empresas de reducir costos y maximizar producción.

La automatización de las bodegas es tan inevitable para las grandes compañías como lo fue la automatización de líneas de producción.

Como se puede apreciar en los párrafos anteriores, la implementación de AS/RS en la industria es inevitable, pero para la construcción de este, es necesario un procedimiento previo de diseño que tenga en cuenta variables como: tipo de material a manipular (geometría, peso, cantidad), velocidades de desplazamiento del robot cartesiano, tipos de actuadores a implementar (eléctricos, neumáticos, etc), entre otras, es así como se constituye de imperiosa necesidad, la definición

de un procedimiento de diseño de AS/RS, que genere resultados válidos para el ambiente educativo, pero que al mismo tiempo no desconozca la implementación en el área industrial.

Debido a que la solución más común en el mercado industrial es la adquisición de sistemas provistos por compañías de renombre, calidad y respaldo internacional que no satisfacen en nuestro caso las restricciones en cuanto a inversión y enfoque didáctico hemos considerado válida nuestra propuesta como una óptima solución y perfecta oportunidad para poner en práctica nuestros conocimientos ingenieriles.

3. ANTECEDENTES

Este proyecto se concibe durante el desarrollo y puesta en marcha del laboratorio de Automatización Industrial constituido en la Universidad Autónoma de Bucaramanga, debido a las necesidades presentadas en cuanto material didáctico en aplicaciones industriales reales. La característica primordial con la que deben contar dichos materiales es el factor didáctico y la reducción de costos, siendo estas dos razones la motivación central de este proyecto. El AS/RS (Producto de esta tesis) se acoplaría dentro de una celda de manufactura la cual se ubicará en dicho laboratorio.

Para el logro de dicho objetivo el proyecto se plantea como el diseño y estudio económico encaminado a la construcción de un sistema de almacenamiento automático.

3.1. Estado Del Arte.

La aplicación o implementación de sistemas de almacenamiento y distribución automática (AS/RS) dentro de la industria de alto nivel se ha convertido en un elemento básico en cuanto al manejo de sus productos, se puede encontrar aplicaciones desde almacenamiento de productos de consumo básico (huevos, mantequilla, etc), pasando por herramientas, textiles y en su aplicación de mayor escala, la manipulación de correo. Dentro de las aplicaciones de más alta tecnología encontramos la manipulación de piezas automotrices y productos farmacéuticos; los pilares que sostienen la implementación de estos sistemas en dichas empresas son la de administrar con calidad y dinamismo (rápido y eficiente).

Ejemplos de algunas empresas.

3.1.1. Firmenich Inc: Sistemas De Producción De Fragancias Y Saborizantes, Princeton NJ.:

Posee un sistema de profundidad sencilla con capacidad de almacenamiento de 3600 posiciones de pallets, un rango de carga de 44 pallets por hora y una de descarga de 56 pallets por hora, y una capacidad máxima de manipulación de 140 palletes por hora.

3.1.2. Bridgford Frozen Foods: Almacenamiento De Pan Congelado.

Cuenta con un sistema de alta densidad con flujo gravitatorio, posee diez niveles de almacenamiento y una capacidad para almacenar 2400 pallets en 7056 ft²; logra manipular 70 pallets por hora.

3.1.3. Darigold Inc: Almacenamiento Y Añejamiento De Quesos.

Implantado en diciembre de 1997, con una capacidad de almacenamiento para 5200 pallets en 11300 ft² y una utilización de 2.17 ft² por posición de pallet; logrando manipular 70 pallets por hora.

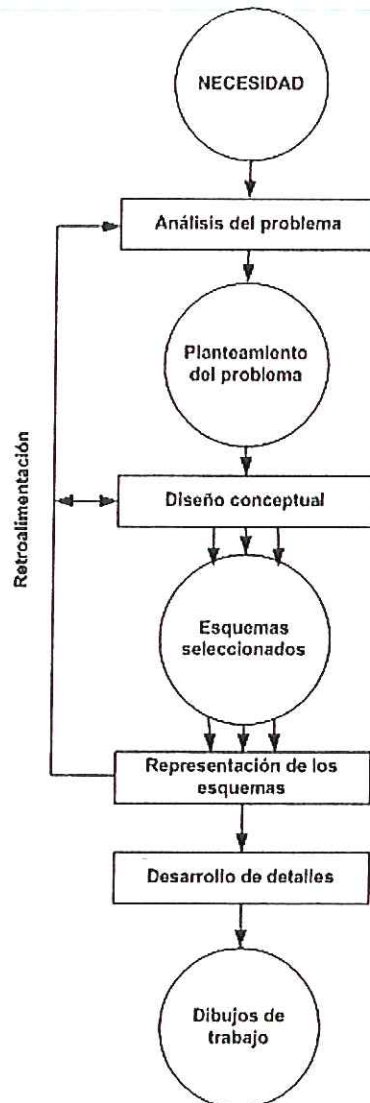
3.1.4. Hershey Creamery Company: Almacenamiento De Helados.

Cuenta con un sistema de almacenamiento automático de nueve niveles, con una capacidad para 7548 pallets en un área de 17667 ft² con una manipulación máxima de 140 pallets por hora.

4. DISEÑO METODOLÓGICO.

El grupo de trabajo ha decidido establecer como base un modelo detallado de proceso de diseño basado en las siguientes actividades: Análisis del problema, diseño conceptual, formalización de los esquemas y desarrollo de detalles.

Gráfica 1. Metodología de diseño



Tomado de *Métodos de Diseño*.

- *Análisis del problema:* Se constituye como una parte pequeña pero importante del proceso global; el resultado es un planteamiento del problema y este puede contener tres elementos:
 1. Planteamiento propio del problema de diseño.
 2. Limitaciones que se imponen a la solución.
 3. Criterio de excelencia hacia el que se va a trabajar.

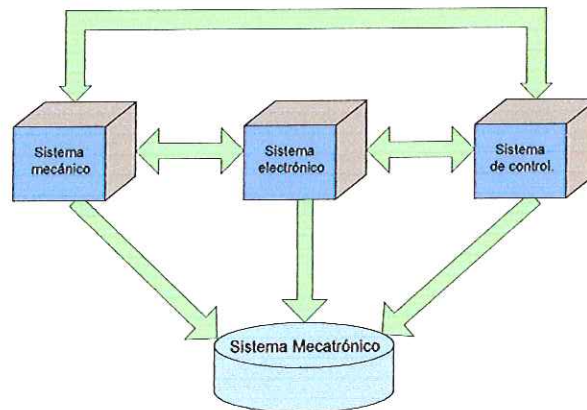
- *Diseño conceptual:* En esta fase se toma el planteamiento del problema y se genera soluciones amplias en forma de esquemas. Es la fase que pone mayores demandas al diseñador y donde existe el mayor campo para mejoras importantes. Es la etapa en donde se necesita unir la ciencia de la ingeniería, el conocimiento práctico, los métodos de producción y los aspectos comerciales, y donde se toman las decisiones más trascendentales.
 1. Para realizar este procedimiento, desde un punto de vista de integración mecatrónica, es necesario recordar la metodología en el diseño de productos mecatrónicos, cuando pensamos en este procedimiento, en la integración de los sistemas mecánicos, electrónicos y de control recurrimos o tendemos pensar en un modelo rígido de diseño, pero tal y como lo explica el DR Luciano Chiang Sánchez¹, cuando afirma: *“El proceso de diseño y desarrollo de productos no es una secuencia ordenada y rígida de actividades sino que se realiza con una estructura muy flexible, y con muchas actividades informales, lo que no es una desventaja sino que por el contrario, esta falta de estructura fomenta la creatividad de los participantes en el proceso, dando origen a productos innovadores y*

¹ Departamento de ingeniería Mecánica y Metalúrgica. Universidad Católica de Chile.

exitosos", se debe recordar entonces, que si bien, en un proceso de diseño no debe reinar la improvisación, la falta de tiempos, y pasos a seguir, estos deben contar con la mayor flexibilidad posible, debido a que de este modo el diseño permitirá la modificación más temprana y precisa de elementos de diseño.

2. El segundo paso más importante, luego de fijar una "estructura" de diseño, es recordar que los procesos de diseño de productos mecatrónicos van mucho más allá que el desarrollo de sistemas mecánicos, y que requieren de la integración ardua de elementos y variables de control y electrónica, los pasos a seguir de manera general se aprecian en la Gráfica 2, recordando que se deben realizar preferiblemente como primer paso las actividades de los extremos (Diseño mecánico, Diseño de Control), no olvidando la continua integración con los otros elementos, para luego dirigirse a la ingeniería de detalle en todas la áreas correspondientes.

Gráfica 2. Proceso de diseño Mecatrónico.



Los autores.

3. Finalmente, el ultimo paso en el desarrollo de sistemas mecánicos se simplifica en las palabras de Fredrik Ross y Jan Wikander² cuando afirman: "The key to an integrated mechatronics design methodology is modeling and simulation", de lo cual se puede afirmar, que en todo proceso de diseño Mecatrónico debe existir, una etapa importante de modelamiento y simulación del sistema antes y durante el desarrollo del diseño del sistema mecatrónico.

- *Formalización a los esquemas:* En esta etapa los esquemas se trabajan con mayor detalle y, si existe más de uno, se hace una elección final entre ellos. El producto final es generalmente un conjunto de dibujos del arreglo general. Hay (o debería haber) una buena cantidad de retroalimentación desde esta fase a la fase de diseño conceptual.
- *Desarrollo de detalles:* Aquí quedan por decidir un número muy grande de puntos pequeños pero esenciales. La calidad de este trabajo debe ser buena, pues de lo contrario se incurrirá en demoras y gastos, o incluso en un fracaso; las computadoras están cubriendo cada vez más los aspectos monótonos de este trabajo, que demanda habilidad y paciencia, al mismo tiempo que reducen la posibilidad de errores.

² Departamento de diseño de máquinas, Laboratorio de Mecatrónica KTH, Stockholm

MARCO TEORICO

5. LUBRICACIÓN DE SISTEMAS

5.1. *Lubricación De Rodamientos*

Un rodamiento es un mecanismo que permite un movimiento de rodadura entre dos superficies opuestas separadas por elementos rodantes que pueden ser esferas o rodillos y que deslizan sobre guías o pistas. El área de contacto entre los elementos rodantes y las pistas es tan pequeña que las pérdidas por fricción son muy bajas, lo cual resulta muy favorable cuando se trata de maquinaria que posee un gran número de éstos elementos. Igualmente, el incremento en su temperatura de funcionamiento es bajo como resultado del poco consumo de potencia. Se conocen también con el nombre de cojinetes antifricción, son de alta precisión y larga duración, especialmente si han sido correctamente montados y se lubrican adecuadamente. Se pueden diseñar para compensar una cierta cantidad de deslizamiento del eje y en todos los casos funcionan con menos cantidad de lubricante que el que se requeriría para lubricar un cojinete liso para las mismas condiciones de trabajo.

5.1.1. *Características De Los Rodamientos*

Las características más importantes son:

- Requieren poco lubricante, una ligera aplicación de grasa o aceite basta, para hacerlos funcionar correctamente durante largo tiempo.
- El lubricante que empleará debe ser de buena calidad debido a que la cantidad que se necesita es muy pequeña; un lubricante de mala calidad dará lugar al gripado de las pistas y al fallo del rodamiento.
- Ocupan menos espacio axial, pero mayor espacio radial que los cojinetes lisos.

- Son más silenciosos que los cojinetes lisos.
- Tiene una duración limitada debido a que los elementos rodantes y las pistas están sometidos a ciclos continuos de tensión y compresión cuando el eje gira, lo cual ocasiona el fallo por fatiga.
- Son elementos estandarizados que se seleccionan de un catálogo. Su campo de aplicación depende de la carga que van a soportar en N(lbf), de la velocidad del eje en rpm. (rps), y del diámetro del eje (diámetro interior de la pista interior).

5.1.2. *Lubricación*

El lubricante evita considerablemente el contacto íntimo de las superficies rodantes y deslizantes, disminuye el rozamiento y en consecuencia el desgaste, y protege contra la corrosión. También puede cumplir la tarea de refrigerar y de sellar el rodamiento.

La lubricación se hace según sean las condiciones constructivas y de funcionamiento, con grasa o con aceite. No es posible fijar exactamente los límites de aplicación, pero se debe tener en cuenta el siguiente principio básico: mientras mayor es la carga y la temperatura, y mientras menor es la velocidad de giro, tanto mayor debe ser la consistencia de la grasa lubricante o la viscosidad del aceite lubricante. Y viceversa: entre menor sea la temperatura y alta la velocidad, tanto menor debe ser la consistencia de la grasa lubricante o la viscosidad del aceite lubricante.

El fabricante de la máquina donde va montado el rodamiento indica el tipo de lubricante que se debe utilizar, la cantidad y los periodos de aplicación. Cuando se emplea una cantidad de lubricante inadecuada, se presenta el desgaste de las pistas y el descascarillado de los elementos rodantes, trayendo como consecuencia que el rodamiento falle. Cuando la cantidad aplicada es excesiva, la

resistencia que ofrece al deslizamiento de los elementos rodantes es elevada y el lubricante queda expuesto a un batido anormal, lo que origina recalentamientos con deterioro de la película lubricante. Si el rodamiento está expuesto a cargas de choque o a vibraciones, el lubricante debe poseer aditivos EP o de extrema presión, para evitar problemas de corrosión por vibración.

5.1.2.1. *Funciones Del Lubricante*

Despreciando por el momento la acción del deslizamiento entre las bolas o rodillos y sus separadores y suponiendo que la acción es de rodadura, parecería que la necesidad de lubricación es nula o muy pequeña. Conociendo las altas presiones que prevalecen en los puntos de contacto se puede suponer que ningún lubricante puede mantener una película que separe el elemento rodante de sus pistas. Parecería por lo tanto, que el aceite o la grasa no pueden tener ninguna función lubricante, en lo que se refiere a bolas o rodillos y pistas.

Desde el punto de vista práctico, sin embargo, el lubricante es muy necesario. Se reconoce generalmente que si no se lubrica el rodamiento, habrá soldadura y picadura del metal entre los elementos rodantes y las pistas.

Además, se debe reconocer que existe siempre una cierta fricción por deslizamiento en un rodamiento. La mayor parte de éste deslizamiento se produce entre las bolas o rodillos y los separadores. En los rodamientos de rodillos, la fricción es entre los extremos de los rodillos y los costados de las pistas. En los de agujas, existe una fricción de deslizamiento entre agujas adyacentes. En un rodamiento de bolas hay una pequeña fricción por deslizamiento entre las bolas y las pistas en el área elíptica de contacto, debido a la diferencia de radios en las elipses.

Otro papel del lubricante es el de disipar el calor desarrollado por la presión dentro del rodamiento, aunque es muy reducido debido a que la misma presión es

prácticamente despreciable. Pero, cuando las bolas o pistas están sujetas a tensiones repetidas que deforman el metal, la temperatura aumenta.

Algunas instalaciones están sujetas a altas temperaturas desde fuentes externas. En estos casos, si el aceite se suministra desde un sistema circulatorio, puede disipar el calor y enfriar los rodamientos. Se debe prestar atención al hecho de que partículas contaminantes sueltas, extremadamente pequeñas, pueden afectar seriamente la operación de un rodamiento.

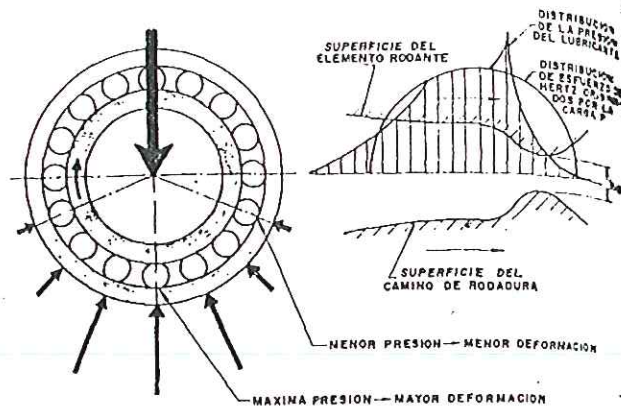
En muchas instalaciones el lubricante tiene la importante misión de evitar la contaminación del rodamiento. La tierra y el polvo son los enemigos más grandes de éstos mecanismos, en forma tal que cualquier desgaste que se produce es casi siempre debido a la suciedad que ha entrado en el rodamiento.

5.1.2.2. *Lubricación Elastohidrodinámica (Ehl)*

La lubricación correcta de un rodamiento está basada en condiciones elastohidrodinámicas (EHL) porque, por la configuración del tipo de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura (puntual en los rodamientos de bolas y lineal en los de rodillos) se dificulta la formación de una película hidrodinámica pura. La lubricación EHL en rodamientos depende de la velocidad, la carga, la viscosidad del aceite, el método de lubricación y la temperatura de operación. El espesor de la película lubricante se incrementa al aumentar la velocidad o la viscosidad del aceite y se disminuye al aumentar la carga o la temperatura de operación.

Al entrar el lubricante en la zona de carga del rodamiento, la película lubricante trata de romperse, pero si la viscosidad del aceite ha sido seleccionada correctamente, desarrolla una presión hidráulica que separa las superficies y las deforma elásticamente sin que se presente el contacto metal a metal.

Gráfica 3. Condiciones de lubricación en un rodamiento de bolas

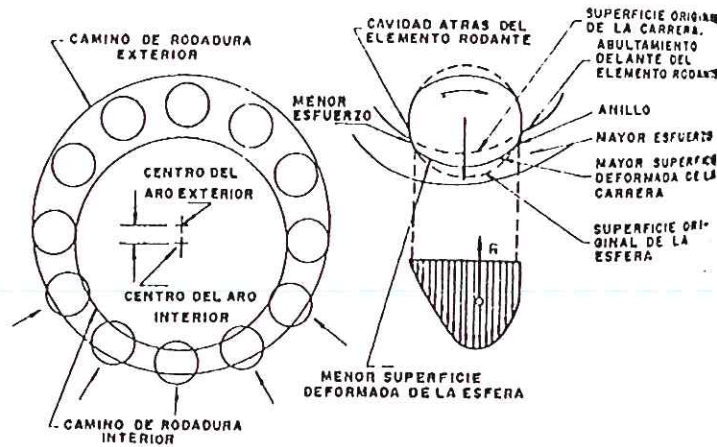


Condiciones de lubricación EHL en un rodamiento de bolas.

Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

Las elevadísimas presiones unitarias que soportan los rodamientos tienden a aplastar las superficies de las esferas o rodillos tan pronto empiezan a girar bajo carga sobre sus caminos de rodadura. Por lo tanto, el tamaño de sus esferas o rodillos es un poco menor al tamaño que tenían originalmente y por otra parte, estas mismas presiones unitarias causan una depresión en las pistas, por lo que las áreas de las superficies bajo compresión son ligeramente mayores. Este aplastamiento y de presión simultáneo de las superficies de contacto permite cierto deslizamiento de los elementos entre sus respectivas áreas de contacto. Este tipo de deslizamiento ocurre en todos los tipos de rodamientos.

Gráfica 4. Deslizamiento entre esferas o rodillos y sus carreras



Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

5.1.2.3. Velocidad

Las velocidades de operación muy bajas pueden dar lugar a un espesor de la película lubricante EHL inadecuado y las altas velocidades pueden ocasionar una distribución anormal de la carga sobre los elementos rodantes, haciendo que se concentre más sobre un elemento y por otro lado, la fuerza centrífuga puede llegar a expulsar el lubricante de la zona de contacto, dando lugar a una lubricación deficiente. Estos problemas ocurren solamente a velocidades muy altas, como en el caso de los rodamientos de las turbinas de gas en aviación. Por ésta razón los fabricantes de rodamientos dan límites de velocidad para cada tipo de rodamiento, basados en un factor de velocidad nd_m , que se determina de la siguiente ecuación:

$$nd_m = n \cdot \frac{(D+d)}{2}, \text{rpm} \cdot \text{mm} \quad (5-1)$$

donde:

n : Velocidad del rodamiento, rpm.

D : Diámetro exterior del rodamiento, mm.

d : Diámetro interior del rodamiento, mm.

Tabla 1. Límite máximo del factor de velocidad (f_0) para lubricar rodamientos con grasa o con aceite

Tipo de rodamiento	Grasa (rpm.mm)	Aceite (rpm.mm)
Rígido de bolas	340000	500000
De rodillos cilíndricos	300000	500000
De bolas y de rodillos a rótula	145000	290000
Axiales de bolas y de rodillos	140000	280000

Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

La velocidad de un rodamiento se puede clasificar dentro de los siguientes rangos:

Baja < 50 rpm.

Media, de 50 a 500 rpm.

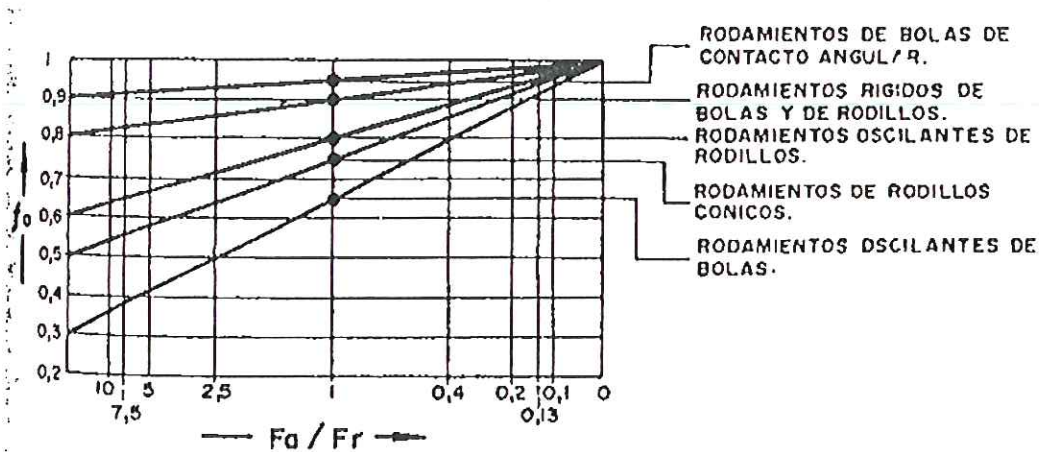
Alta > 500 rpm.

Los números límite de revoluciones n_g indicados en las tablas de rodamientos separadamente para lubricación con grasa y lubricación con aceite, tienen validez para la ejecución estándar del rodamiento, es decir, cuando los rodamientos radiales tienen carga puramente radial y los rodamientos axiales carga puramente axial, el número límite de revoluciones se determina de la siguiente ecuación:

$$n_g' = f_0 \cdot n_g \quad (5-2)$$

Donde el factor de disminución de la velocidad de giro f_o se determina de la Gráfica 5 conociendo la relación entre la fuerza axial y radial F_a/F_r y el tipo de rodamiento.

Gráfica 5. Factor de disminución de la velocidad de giro f_o



Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

5.1.2.4. Carga

Bajo condiciones EHL, el efecto de la carga sobre el espesor de la película lubricante no es tan grande como el de la velocidad o el de la viscosidad del aceite. Por ejemplo, mientras el duplicar la velocidad o la viscosidad del aceite se puede obtener hasta un 50% de incremento en el espesor de la película lubricante, al duplicar la carga solamente se reduce en un 10% el espesor de dicha película lubricante. Por lo tanto, cuando se selecciona el aceite o la grasa para un rodamiento, se hace de acuerdo con el factor de velocidad y la temperatura de operación, sin tener en cuenta la carga que actúe sobre él.

La presión entre la jaula y los elementos rodantes del rodamiento no es lo suficientemente alta como para que se presenten en éste punto condiciones de lubricación EHL.

Por lo tanto, el desgaste de éstos elementos se puede reducir sólo si se garantiza que el lubricante penetra en la cantidad suficiente entre las tolerancias de la jaula y de los elementos rodantes. La carga P equivalente que actúa sobre un rodamiento se puede clasificar dentro de las siguientes categorías, teniendo en cuenta la capacidad de carga dinámica C .

Tabla 2. Clasificación de la carga P que actúa sobre un rodamiento.

Carga	Rodamientos	
	Bolas	Rodillos
Ligera	Hasta $0.07C$	Hasta $0.08C$
Normal	$0.07 < P < 0.15C$	$0.08 < P < 0.18C$
Alta	$0.15C < P$	$0.18C < P$
Extremadamente Alta	$0.25C < P$	$0.3C < P$

Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

Cuando el rodamiento está sometido a cargas de impacto o a vibraciones generalmente se requieren espesores de película lubricante mayores, lo que hace necesario el empleo de aceites más viscosos.

La carga al actuar sobre el rodamiento tiene un comportamiento que puede ser normal o anormal, dando lugar a que el rodamiento alcance su vida a la fatiga o que ésta sea progresiva o bruscamente interrumpida por alguno de los diferentes tipos de fallas que pueden ocurrir.

5.1.3. Métodos De Lubricación

Los rodamientos se deben lubricar con el método de lubricación más apropiado que se adecue al tipo de lubricante empleado, a las condiciones de operación y a las condiciones ambientales, como polvo, partículas abrasivas y metálicas.

Los métodos de lubricación que más se utilizan son:

5.1.3.1. *Lubricación Por Salpique*

Se presenta cuando los rodamientos van montados sobre la carcaza de un reductor (o caja de engranajes) y se lubrican por el salpique que originan los piñones al hacer contacto con el aceite. Las tapas laterales que posicionan los rodamientos en la carcaza del reductor deben tener los retenedores en buen estado, con el fin de evitar fugas de aceite hacia el exterior. Algunas veces, con el propósito de garantizar una adecuada y eficiente lubricación, se colocan conductos (canaletas) en la superficie interior de la carcaza, que ayudan a encauzar el aceite hasta cada rodamiento. En otros diseños se provee de un disco sobre el eje que se sumerge en el baño de aceite. Así, el aceite salpicado por el disco o la neblina de aceite producido lubrican el rodamiento.

5.1.3.2. *Lubricación Por Inmersión O Baño*

En éste caso, el rodamiento está parcialmente sumergido en el aceite y los elementos rodantes lo transportan hasta los caminos de rodadura y separadores. El nivel de aceite en el depósito debe llegar hasta la mitad del elemento rodante, que ocupa la posición más inferior. Para velocidades pequeñas de giro ($n/n_g < 0.4$), el nivel de aceite puede ser mayor, sin que aumente apreciablemente la temperatura de servicio. Un nivel alto de aceite dará lugar a fricción fluida y por lo tanto, a elevación de temperatura, la cual puede dañar los retenedores, oxidar el aceite y dilatar los elementos rodantes y caminos de rodadura, haciendo que se toquen y que las condiciones de lubricación pasen de EHL a máxima o límite, ocasionando el contacto metal a metal y por lo tanto, el desgaste adhesivo. Un nivel de aceite bajo da lugar a una fricción sólida, elevación de temperatura y a desgaste adhesivo.

5.1.3.3. *Lubricación Por Goteo Y Por Mecha*

Estos sistemas se utilizan para rodamientos que funcionan a elevadas velocidades, donde es necesario que la cantidad de aceite que se necesita se pueda regular. El aceite cae sobre el extremo del eje o sobre una tuerca de retención (en caso de que la tenga) y por fuerza centrífuga lo hace fluir hasta el rodamiento.

5.1.3.4. *Lubricación Por Niebla De Aceite*

El aceite es inyectado al rodamiento finamente pulverizado, por medio de una corriente de aire a presión. El aire comprimido pasa por encima de un tubo aspirador, cuyo extremo inferior se sumerge en el baño de aceite, originando en el tubo una determinada depresión.

El aceite es arrastrado por el aire en forma de pequeñas gotas o neblina y es conducida a través de un tubo hasta una boquilla colocada delante del rodamiento. La lubricación por neblina permite llevar lubricante en forma finamente distribuida hasta las superficies de giro de los rodamientos y la sobre-presión originada en ellos evita la entrada de partículas de suciedad. En estos sistemas de lubricación en presencia de grandes cantidades de agua, hay que prever obturaciones adicionales, elegir la clase de aceite, el tamaño y la disposición de las boquillas, de forma que todas las superficies del rodamiento queden suficientemente abastecidas de aceite.

5.1.3.5. *Lubricación Por Cono De Elevación*

En los ejes verticales que funcionan a elevadas velocidades, se acostumbra montar en el extremo del eje un cono que gira con él y cuyo diámetro más pequeño está sumergido en un depósito de aceite. Debido a la fuerza centrífuga que se presenta (Efecto D' Alembert) el aceite sube por la superficie interior del cono a través de unos orificios practicados en la tapa superior del mismo,

circulando hasta la cara inferior del rodamiento. El aceite, una vez que ha realizado su trabajo, regresa nuevamente al depósito. Éste método se emplea únicamente en rodamientos que giran a altas velocidades, debido a que se necesita una elevada fuerza centrífuga para hacer que el aceite suba.

5.1.3.6. *Lubricación Por Grasera*

La grasa se aplica con una pistola engrasadora y fluye a través de un orificio hasta el rodamiento o a la cavidad donde se halla alojado. Si el rodamiento tiene una ranura circunferencial en el aro exterior, con pequeños agujeros que comunican con el camino de rodadura superior, el orificio de entrada de la grasa debe coincidir con ésta ranura para que pueda penetrar fácilmente; si no la tiene, el orificio se debe comunicar con una de las caras laterales del rodamiento para que al aplicar la grasa, ésta circule hasta los elementos rodantes y éstos en su movimiento la distribuyan uniformemente en los caminos de rodadura. Cuando el rodamiento está detenido, la grasa tiende a concentrarse en un solo punto, pero, una vez que éste empieza a girar, la fuerza centrífuga la distribuye uniformemente. Cuando se utilizan dos rodamientos en cada apoyo, la grasa se introduce en la sección media de los dos, permitiendo que se distribuya simultáneamente en ambos.

Cuando la tapa de la cavidad donde vaya montado el rodamiento no tenga tapón de drenaje para la grasa, es necesario tener mucho cuidado de no sobre-lubricarlo por que daría lugar a recalentamiento por fricción fluida y al daño de los retenedores del eje. En éste caso es conveniente hacer una perforación en la tapa lateral, roscar y colocar un tapón. Para realizar correctamente la relubricación de un rodillo se deben seguir los siguientes pasos:

- Quitar el tapón de drenaje para la grasa vieja (si lo tiene).
- Limpiar la grasera.

- Aplicar grasa nueva hasta que saque completamente la grasa vieja (se considera que no hay grasa vieja en el rodamiento cuando comienza a salir grasa nueva por el drenaje). Cuando se requiera un mayor grado de limpieza del rodamiento, ya sea por que funciona en un ambiente demasiado contaminado o por que la grasa se descompuso, se aplica un aceite delgado (ISO 32 o menor) por medio de una aceitera de mano, ya sea quitando la grasera o desmontando la tapa lateral. El aceite lava el jabón de la grasa descompuesta y las impurezas que puedan haber en el interior del rodamiento.
- Se pone en funcionamiento el rodamiento; la fuerza centrífuga saca el exceso de grasa nueva que haya. Si se aplicó aceite para limpieza, se deja en funcionamiento el rodamiento hasta que salga toda la mezcla de aceite y grasa vieja; luego se detiene, se aplica la grasa nueva y se pone en funcionamiento para que salga el exceso. La cantidad que queda en el rodamiento será con bastante aproximación la cantidad requerida para su correcta lubricación.
- Se coloca el tapón de drenaje.
- Cuando el rodamiento se pueda desmontar del soporte y se requiera un mayor grado de limpieza, se baja y se limpia. Esta se puede realizar en frío o en caliente.
- **Limpieza en Frío:** En un recipiente limpio se coloca la sustancia de limpieza (keroseno, petróleo refinado o cualquier otro tipo de disolvente) y en ella se meten los rodamientos. Se limpian con un pincel o con una brocha, teniendo cuidado de no girarlos y de que ninguno de los pelos del pincel quede adherido al rodamiento.
- **Limpieza en Caliente:** En un recipiente limpio se coloca suficiente cantidad de un aceite para husos textiles (de un grado ISO 15) y se calienta a 70°C como máximo. Se colocan los rodamientos en éste baño y

se dejan el tiempo suficiente como para que desprendan los contaminantes y residuos carbonosos que puedan tener.

Posteriormente, tanto en la limpieza en frío como en caliente, se enjuagan los rodamientos con aceite limpio, haciéndolos girar manualmente.

Una vez que se ha lavado el rodamiento y ha quedado completamente limpio, se procede a secarlo. Esta operación se puede llevar a cabo empleando una corriente de aire comprimido seco, o con un trapo limpio que no se desprendan hilachas. Se debe tratar de manipular lo menos posible los rodamientos con las manos. Una vez que se han secado se verifican para chequear su estado. Los que estén desgastados o dañados se desechan para no tener un depósito de rodamientos inservibles y los que sirvan se lubrican, haciéndolos girar para asegurarse que el lubricante llegue a todas sus partes.

Después de la limpieza, el rodamiento se protege con un producto anticorrosivo, se envuelve en un papel parafinado y se mete en una caja de cartón o de madera, anotando sus características técnicas. El papel parafinado debe ser de las mismas especificaciones que el utilizado para proteger el rodamiento nuevo. Es un papel que soporta la humedad y no se rasga al doblarlo. Cuando el rodamiento se vaya a montar de nuevo, no es necesario volverlo a limpiar. El producto anticorrosivo empleado es compatible con todos los tipos de lubricantes.

5.2. *Lubricación En Motores Eléctricos*

Los motores eléctricos son elementos mecánicos muy comunes en la industria y sin los cuales difícilmente se podrían mover los diferentes equipos. Su desarrollo ha permitido aprovechar la energía hidráulica casi en un 100% y con relativamente poco mantenimiento. Sin embargo, como cualquier otro mecanismo que implique

movimiento, requiere una correcta lubricación. Muchos motores eléctricos se dañan diariamente como consecuencia de un exceso o una deficiente lubricación. El motor eléctrico está constituido por una serie de elementos, cada uno de los cuales hace posible su operación continua y eficiente.

5.2.1. Aspectos Que Se Deben Tener En Cuenta En La Lubricación De Motores Eléctricos

Con el progreso alcanzado, tanto en el diseño de motores y cojinetes, como en la elaboración de lubricantes eficientes y de efecto prolongado, es de esperarse que los motores eléctricos funcionen indefinidamente sin que ocurran fallas en los cojinetes. Pero, por mucho que se perfeccione la tecnología de los motores eléctricos, nunca podrá compensar los defectos de mano de obra que ocurran tanto en la fábrica como en el lugar de trabajo, por lo tanto, los mecánicos y los supervisores deben hacer uso de su buen juicio.

La responsabilidad del cuidado y de la lubricación de los cojinetes de los motores de una planta se le debe asignar a una sola persona o a un grupo en particular.

Los que asuman ésta responsabilidad deben tener en cuenta lo siguiente:

- Dirigir el programa de lubricación de todos los motores y equipos relacionados dentro de la planta.
- Analizar las fallas que ocurran en los cojinetes para determinar las causas que las originaron.
- Cerciorarse que todo el personal de operaciones ha sido adiestrado correctamente en el cuidado de los equipos que manejan y en notar inmediatamente las señales de fallas en los cojinetes.
- Estar al tanto de las mejoras y perfeccionamientos que se logren en lubricantes y cojinetes, así como en los dispositivos que se usen para

descubrir y corregir problemas mecánicos relacionados con el mantenimiento de los cojinetes.

- Tener disponible toda la información técnica relativa a cada tipo de nuevo motor y cerciorarse de que los mecánicos que trabajan con el equipo saben cabalmente en que consisten los detalles de diseño fuera de lo corriente.

5.2.2. *Fallas Que Ocurren Con Mayor Frecuencia En Motores Eléctricos*

Las fallas que se presentan con mayor frecuencia son:

- Desgaste prematuro de los rodamientos como consecuencia de: instalación del motor en un ambiente altamente contaminado, selección incorrecta del lubricante, lubricación deficiente o excesiva, graseras taponadas o en mal estado, desalineación del motor con respecto a la transmisión y montaje incorrecto de los rodamientos.
- Sobre corriente debido a fallas monofásicas o a un suministro de voltaje des-balanceado.
- Cuerpos extraños que se introducen en el motor y obstaculizan el paso de aire, dando como resultado temperaturas internas excesivas.
- Sobrecargas, incluyendo motor desalineado o bloqueado.
- Fallas eléctricas debido a que el embobinado se satura de humedad por la condensación cuando el motor no está en operación o bajo condiciones atmosféricas anormales.
- Fallas dieléctricas debido a rayos o a voltajes excesivos por arcos a tierra.

5.2.3. *Recomendaciones*

- Cuando se limpien los rodamientos para lubricarlos de nuevo, se debe evitar que queden sobre su superficie trazas de los solventes o de los aceites empleados para dicha labor.
- El aro interior de los rodamientos debe quedar ajustado al eje del motor y el arco exterior debe entrar fácilmente en la cavidad del motor.
- Se debe evitar la sobre-lubricación.
- Cerciorarse de que la conexión a tierra del motor se encuentra en buen estado y bien instalada.
- Las bandas, correas o cadenas empleadas para la transmisión entre el motor eléctrico y los otros mecanismos no deben quedar tensionadas porque sobre-cargan los rodamientos.

Gráfica 6. Selección del tipo de lubricante para engranajes abiertos

Velocidad del engranaje de menor diámetro n_2 [rpm]	Potencia transmitida P , CV	Método de Lubricación	Condiciones de trabajo	Condiciones del medio ambiente	TIPO DE LUBRICANTE					
					Grado ISO	Grado NLGI	Grado NFA	Grado NFA	Otro lubricante	
					Grado ISO	Grado NLGI	Grado NFA	Grado NFA	Otro lubricante	
$n_2 > 1000$	$P < 10$	Presión	Moderadas	Limpas	Limpas o con trazas de polvo.	68	Antidesgaste			
	$10 < P < 50$	Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	150	Antidesgaste			
		Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	220	Antidesgaste			
	$P > 50$	Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	300	Antidesgaste			
		Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	220	Antidesgaste			
		Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	220	Antidesgaste			
Presión	Moderadas	Cargas de impacto	Limpas o con trazas de polvo.	300	Antidesgaste					
$300 < n_2 < 1000$	$P < 75$	Manual	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo. Traces de polvo. Traces de polvo. humedad o temperaturas hasta 80°C.	220	Antidesgaste				
	Manual	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo. Traces de polvo. humedad o temperaturas hasta 80°C.	320	Antidesgaste					
	Manual	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo. Traces de polvo. humedad o temperaturas hasta 80°C.	220	Antidesgaste					
Manual	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo. Traces de polvo. humedad o temperaturas hasta 80°C.	220	Antidesgaste						
Manual	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo. Traces de polvo. humedad o temperaturas hasta 80°C.	320	Antidesgaste						

Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

Gráfica 7. (Continuación) Selección del tipo de lubricante para engranajes abiertos

Velocidad del engranaje de menor diámetro n_2 [r.p.m.]	Potencia transmitida P_2 CV.	Método de Lubricación	Condiciones de trabajo	Condiciones del medio ambiente	TIPO DE LUBRICANTE				
					Grado ISO	Arcele Aditivos	Grado NLGI	Grasa Jabón y aditivos	Otro lubricante Clase
$n_2 \leq 300$	$P > 75$	Presión	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	320	Antidesgaste			
			Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	460	Antidesgaste EP.			
		Presión	Cargas de impacto		320	EP.			
			Cargas de impacto		460	EP.			
		Inmersión	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	220	Antidesgaste			
			Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	320	Antidesgaste EP.			
	$P < 30$	Presión	Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	220	Antidesgaste			
			Moderadas	Limpas o con trazas de polvo.	320	Antidesgaste EP.			
		Inmersión	Cargas de impacto	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	220	EP.			Asfáltico 60/100
			Cargas de impacto	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	320	EP.			Asfáltico 60/100
		Manual	Moderadas	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	320	Antidesgaste EP.			Asfáltico 220/100
			Moderadas	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	460	Antidesgaste EP.			Asfáltico 220/100
$n_2 \leq 100$	Presión	Moderadas	Limpas con trazas de polvo.	460	Antidesgaste				
		Moderadas	Limpas con trazas de polvo.	460	Antidesgaste EP.				
	Inmersión	Cargas de impacto		680	EP.				
		Cargas de impacto		680	EP.				
	Manual	Moderadas	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	460	Antidesgaste EP.			Asfáltico 700/1000	
		Moderadas	Agua, partículas metálicas y abrasivos y temperaturas hasta 100°C.	680	Antidesgaste EP.			Asfáltico 700/1000	

Tomado de Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz

6. SISTEMAS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

6.1. *Transmisiones Flexibles (Correas)*

6.1.1. *Generalidades*

Entre los medios de transmisión convencionales, las correas constituyen un sistema de transmisión flexible, simple y económico, que la hacen recomendable y ventajosa en muchas aplicaciones industriales.

Sus principales ventajas se enumeran a continuación:

- Proveer un funcionamiento silencioso.
- Absorber debidamente los efectos vibratorios y pulsatorios, generados por el funcionamiento irregular bien sea de la máquina motriz o de la receptora.
- No requieren lubricación, por lo tanto su mantenimiento es mínimo.
- Permiten la transmisión de movimiento a ejes paralelos, a ejes que se cruzan y a ejes que se interceptan.
- La transmisión de potencia se puede realizar desde pequeñas hasta considerables cantidades.
- Facilidad de adoptar distancias entre ejes dentro de ciertos rangos.
- Se puede emplear hasta para relaciones de velocidad de 8:1 e incluso superar este valor en casos especiales.
- La eficiencia puede considerarse alrededor de un 96% a 98% si la sujeción de la correa y el montaje son adecuados.

Aunque como se aprecia, las transmisiones con correas presentan muchas ventajas, también cuentan con desventajas como las siguientes:

- Implica manejo de dimensiones contractivas.
- Debido al funcionamiento necesario ocasiona flexión al eje.
- Puede producirse resbalamiento, siendo más propenso en el caso de las correas planas.
- Con el trabajo sufren alargamientos y en consecuencia pueden ocurrir pérdidas de potencia considerables.
- Sufren variaciones por efectos de temperatura y humedad.
- El coeficiente de fricción se altera con la suciedad, el uso, la humedad y otros factores.

6.1.2. *Clasificación*

Las correas se pueden clasificar según su sección transversal, la disposición del montaje, la manera de efectuar el tensado, el material y el empalme.

6.1.2.1. *Según La Sección Transversal*

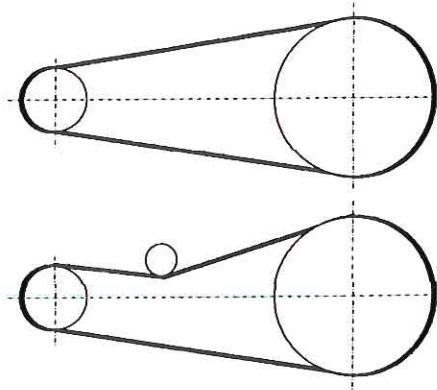
Dentro de ésta clasificación encontramos las correas planas, las correas trapezoidales o en V y las correas redondas. Entre las correas en V o trapezoidales figuran las correas convencionales denominadas A, B, C, D y E, las correas estrechas, las correas dentadas para obtener velocidades sincrónicas y variadores de velocidad, correas en V de doble cara, correas multi-V y correas eslabonadas.

6.1.2.2. *Según A Disposición Del Montaje*

Encontramos dentro de ésta clasificación:

- a) Transmisión abierta: Las poleas giran en el mismo sentido.

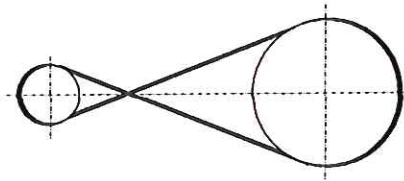
Gráfica 8. Transmisión abierta



Tomado de *Diseño de Máquinas II*

b) Transmisión cruzada: Las poleas giran en sentido opuesto.

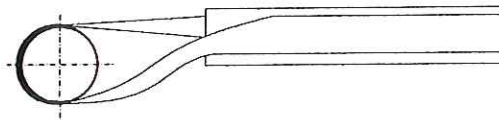
Gráfica 9. Transmisión cruzada



Tomado de *Diseño de Máquinas II*

c) Transmisión semi-cruzada.

Gráfica 10. Transmisión semi-cruzada



Tomado de *Diseño de Máquinas II*

d) Transmisión angular.

Gráfica 11. Transmisión angular



Tomado de *Diseño de Máquinas II*

6.1.2.3. Según La Manera Como Se Haga El Tensado.

Las correas se pueden clasificar según el método utilizado en el tensado como:

- Mediante carriles tensores.
- Mediante polea tensora.
- Por tensado automático.
- Modificando ligeramente la base del motor.

6.1.2.4. Según El Material

Las diversas correas que podemos encontrar según su material son:

- Correas de cuero (su uso es cada vez más limitado)
- Correas de caucho, reforzadas con elementos sintéticos vegetales o metálicos que le proporcionan la resistencia a la tensión.
- Correas de textiles.
- Correas Plásticas.
- Correas tipo cintas metálicas.

6.1.2.5. Según El Empalme

Las clases de correas según su empalme son:

- Correas engrapadas.
- Correas pegadas.
- Correas cosidas.
- Correas enterizas o sin fin. Son más durables y su marcha es más uniforme.

6.1.3. *Características Ideales Deseadas De Una Correa*

Capacidad de tracción elevada, alta capacidad de recuperación después del alargamiento, alto coeficiente de fricción, alto módulo de elasticidad, ser muy flexible y de peso reducido.

6.1.4. *Fuerza Neta Y Esfuerzos*

El procedimiento necesario al momento de determinar la correa a utilizar en un sistema, se basa en calcular la fuerza tangencial neta y la variación de los esfuerzos en las correas mismas.

Si la polea menor es motriz en sentido horario (Ver Gráfica 12), la fuerza F_1 en el ramal de llegada de la correa es mayor que F_2 en el ramal de salida (menos tenso).

Torque resistente o de torsión

$$T = (F_1 - F_2) \cdot r_1 \quad (6-1)$$

Fuerza Tangencial neta de la correa

$$Fn = F_1 - F_2 \quad (6-2)$$

Potencia

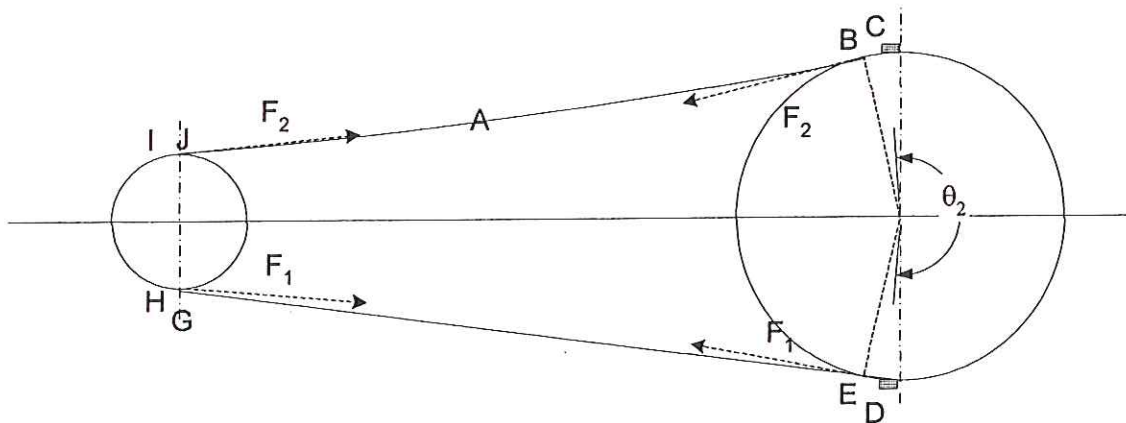
$$P[\text{Caballos_vapor}] = \frac{Fn[\text{kg}] \cdot Vm[\text{m}/\text{min}]}{4500} = \frac{Fn[\text{kg}] \cdot Vs[\text{m}/\text{seg}]}{75} = \frac{T[\text{kg} \cdot \text{cm}] \cdot n[\text{rpm}]}{71620} \quad (6-3)$$

$$P[\text{Hp}] = \frac{Fn[\text{lbs}] \cdot Vm[\text{fpm}]}{3300} = \frac{Fn[\text{lbs}] \cdot Vs[\text{fps}]}{550} = \frac{T[\text{lbs} \cdot \text{in}] \cdot n[\text{rpm}]}{63000} \quad (6-4)$$

Fuerza de empuje transversal

$$Fe = F_1 + F_2 \quad (6-5)$$

Gráfica 12. Distribución de fuerzas en una transmisión abierta

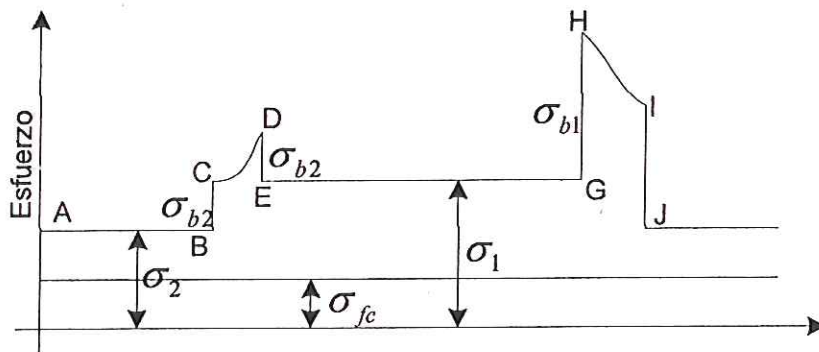


Tomado de *Diseño de Máquinas II*

La falla real de una correa es muy análoga a la fatiga, como vamos a observar al seguir las variaciones del esfuerzo que sufre un elemento de una correa en su trayectoria (en un ciclo).

Al avanzar la correa sobre las poleas, se induce una fuerza centrífuga que produce un esfuerzo σ_{fc} más o menos uniforme, causado por la masa de ésta e influenciado por la magnitud de la velocidad. Si analizamos un elemento sobre el lado menos tenso F_2 , por ejemplo en A, se tiene el esfuerzo σ_2 debido a la fuerza F_2 . Entre B y C el elemento se desplaza en la polea grande, conservándose sobre ésta, lo cual induce un esfuerzo de tensión por flexión σ_{b2} en los puntos externos al eje neutro; el esfuerzo en tal punto es $\sigma_2 + \sigma_{b2}$ (Si la acción fuese elástica, el esfuerzo debido a la curvatura con radio r sería $\sigma_b = E \cdot C / r$, pero generalmente las deformaciones no son elásticas).

Gráfica 13. Variación del esfuerzo sobre la correa, modelo simplificado.



Tomado de *Diseño de Máquinas II*

Cuando el elemento se desplaza en la polea mayor hasta D, la fuerza inducida en ella debido a la potencia transmitida aumenta gradualmente hasta el valor F_1 ; el esfuerzo total es $\sigma_1 + \sigma_{b2}$. Entre D y E, el esfuerzo de flexión por curvatura disminuye en parte, pero cuando el elemento se desplaza sobre la polea menor desde G hasta H, su doblamiento es más severo y en este punto el esfuerzo es $\sigma_1 + \sigma_{b1}$ es máximo. Cuando el elemento se desplaza desde H hasta I, la fuerza debida a la potencia disminuye hasta F_2 y así continúa repitiéndose el ciclo. Una

correa puede soportar miles de ciclos bajo carga sin que falle, dependiendo del esfuerzo máximo generado, del material de la correa y del tamaño de la polea pequeña. Sin embargo si la flexión debida a la curvatura tiene lugar sobre una polea muy pequeña a su dimensión normal, la correa puede fallar muy prematuramente.

Según lo expuesto, en una transmisión por correa, el esfuerzo no es uniforme durante el ciclo, sino que éste varía de un punto a otro.

Según los esfuerzos que se presentan, el esfuerzo máximo será igual a:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{fc} + \sigma_b + \sigma_s \quad (6-6)$$

Esfuerzo debido a la tensión F_1

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S \cdot B} \quad (6-7)$$

Esfuerzo debido a la fuerza centrífuga

$$\sigma_{fc} = \frac{F_c}{S \cdot B} \quad (6-8)$$

$$\sigma_{fc} = \frac{\varrho \cdot V_s^2}{9810} \quad (6-9)$$

b : Ancho de la Correa [mm]

ϱ : Peso específico $\left[\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right]$

V_s : Velocidad tangencial [m/seg]

S : espesor de la correa [mm]

Esfuerzo debido a la flexión al curvarse la correa sobre la polea

$$\sigma_b = \frac{E_b \cdot S}{d_1} \quad (6-10)$$

E_b : Módulo de elasticidad para la flexión [kg/mm²]

d_1 : diámetro de la polea pequeña

Esfuerzo debido al alabeo

$\sigma_s = 0$, para transmisión abierta

$\sigma_s = E \cdot \left(\frac{b}{C}\right)^2$, para transmisión cruzada

$\sigma_s = \frac{E \cdot b \cdot d}{2 \cdot C}$, para transmisión semicruzada

$C > 2 \cdot d_2$

donde C es la distancia entre ejes, d_2 es el diámetro de la polea mayor y b es el ancho de la correa.

Debe cumplirse que $\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm}$, esfuerzo admisible por la correa.

Esfuerzo debido a la tensión F_2

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{S \cdot b} \quad (6-11)$$

Esfuerzo debido a la tensión neta

$$\sigma_n = \frac{F_n}{S \cdot b} \quad (6-12)$$

6.1.5. Parámetros Que Influyen En La Vida De La Correa

Dentro de los factores que influyen dentro de la vida de la correa encontramos: el tamaño de la polea, el espesor de la correa, la velocidad tangencial y el coeficiente de fricción. Además, cuanto más pequeña sea la polea, mayor será el estiramiento de las fibras externas de la correa y en consecuencia más pronto su deterioro.

Se recomienda que el diámetro mínimo de la polea no sea inferior a 60 espesores para la correa plana. Entre más gruesa sea la correa mayor capacidad, siempre y cuando, que el tamaño de la polea sea adecuado, en caso contrario será muy perjudicial para la correa.

El rango de velocidad de funcionamiento más favorable oscila entre los 15 a 25 m/seg. Si la velocidad es muy alta, el esfuerzo debido a la acción centrífuga puede ser tan alta que la correa trataría de separarse de la polea y no transmitir potencia alguna. Tampoco es normal emplearla para velocidades bajas, por el torque alto que debe vencer, lo cual implica correas grandes que probablemente no sería ventajoso no económico.

Respecto al coeficiente de fricción, su valor es alterable por diversas causas (ambientales, funcionamiento, etc.), lo cual hace difícil precisar su valor, trayendo como consecuencia variaciones en los resultados.

Para efectos de cálculos se adoptan valores promedios. Algunos son dados en la tabla que sigue.

Tabla 3. Materiales de las correas

Material de la Correa	Material de la polea		
	Fundición-Acero	Madera	Papel
Cuero	0.4	0.45	0.5
T. Textiles	0.22	0.25	0.28

Encauchetadas	0.32	0.35	0.38
---------------	------	------	------

Tomado de Diseño de Máquinas II

7. TORNILLOS DE POTENCIA.

7.1. *Introducción*

Los tornillos de potencia se usan esencialmente para transmitir movimiento haciéndolo en forma suave y uniforme, son llamados tornillos de potencia debido a algunas aplicaciones típicas, como lo son los gatos para automóviles, tornillos de avance en tornos, camas de hospital y barras de mando para control en reactores nucleares entre otros.

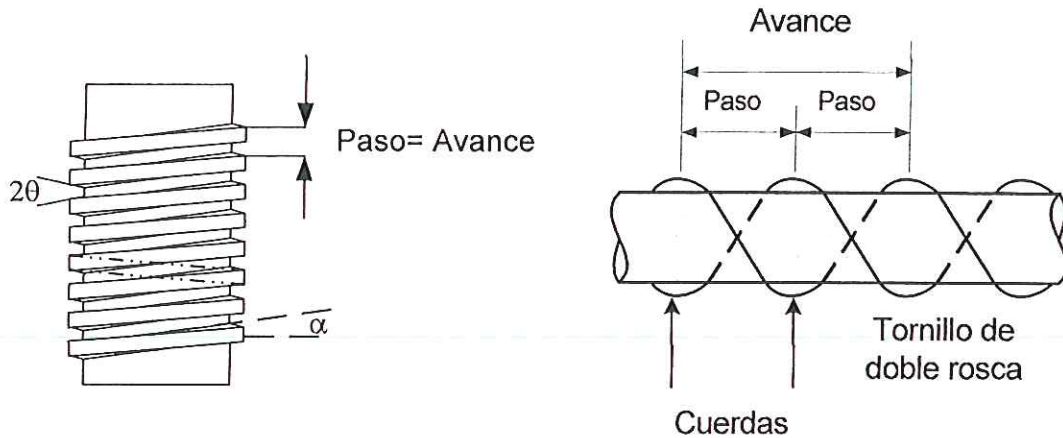
Se sabe que los tornillos de potencia tienen eficiencias del orden de 30 a 75% dependiendo del ángulo de la hélice y del coeficiente de fricción por el deslizamiento entre tuerca y tornillo (características esenciales de los tornillos de potencia y se especificaran más adelante)

7.2. *Definiciones*

Paso: Es la distancia medida paralelamente al eje desde un punto sobre una rosca al punto correspondiente sobre la rosca adyacente.

Avance: Distancia axial que la tuerca avanza por una revolución del tronillo, el avance es igual al paso cuando el número de hélices o entradas del tornillo es uno, en la siguiente grafica apreciamos un tornillo una sola rosca (Gráfica 14) donde θ representa el ángulo de la rosca y α el ángulo de la helice, junto a este se observa un cilindro imaginario, coaxial con el tornillo, el diámetro de este cilindro se llama diámetro de paso del tornillo (Gráfica 14).

Gráfica 14. Tipos de cuerdas en los tornillos de potencia.



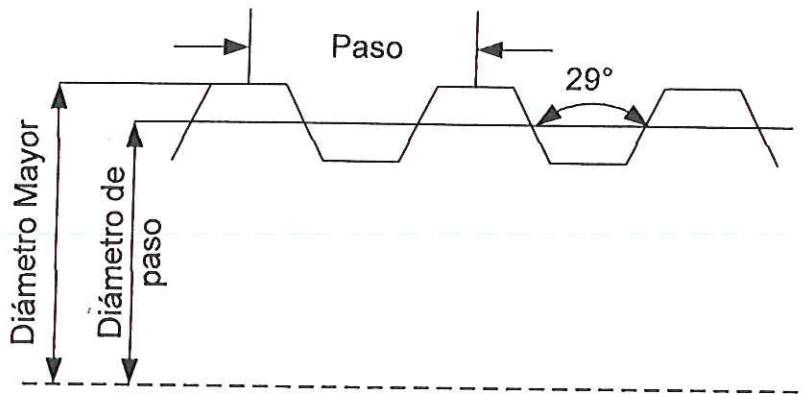
Tomado de: El autor

Las formas típicas de rosca (cuerdas) usadas en tornillos de potencia son:

- Tornillos de rosca Acme
- Tornillos de Rosca Acme truncada.
- Tornillos de rosca Acme truncada de 60°
- Tornillo de rosca cuadrada modificada.
- Tornillo de rosca trapezoidal

Las roscas Acme fueron el primer tipo de roscas usadas en tornillos de potencia, estas se crearon para usarlas en máquinas herramientas, se dividen en roscas para propósitos generales y en roscas centradas esta división corresponde al grado de ajuste siendo las roscas acme tipo centrada las roscas mas estrictas en este ítem, por otra parte, las roscas Acme truncadas se encuentra en aplicaciones en donde debido al tratamiento térmico se necesita tornillo de paso grande con rosca poco profunda, seguidamente, el tornillo de rosca Acme truncada de 60° es una variación de la cuerda mencionada anteriormente, que gracias a su corte de 60° brinda algunas ventajas a la hora de transmitir potencia.

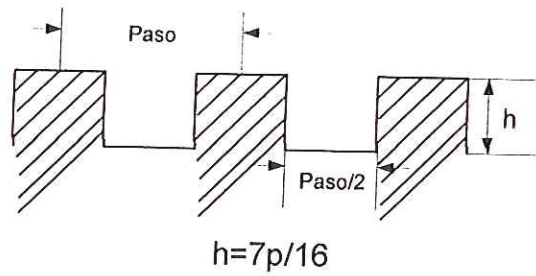
Gráfica 15. Rosca Acme



Tomado de: El autor

De la clasificación de tornillos que no son rosca Acme tenemos el tornillo de rosca cuadrada, el cual es el tipo más eficiente de tornillo en cuanto a fricción por deslizamiento, claro esta que posee baja ventaja mecánica, además este tipo de rosca es difícil y costosa de maquinarse, debido a esto se ha desarrollado la rosca cuadrada modificada esta rosca es algo menos eficiente que la rosca cuadrada pero su fabricación es mucho más económica, esto es debido a que el ángulo de la rosca es de 5° aproximadamente mientras que el de la rosca cuadrada es de 0°; el siguiente tipo de rosca, la rosca trapezoidal, es una rosca diseñada para resistir cargas en una sola dimensión, pero como ventaja se puede mencionar que es más resistente que las otras formas porque el espesor de la rosca en la raíz es más grande que las otras roscas de tamaño correspondiente, esta rosca es utilizada en aplicaciones especiales.

Gráfica 16. Rosca cuadrada



Tomado de: *Diseño de Máquinas*

Tabla 4. Rosca Acme

Tamaño Nominal	Hilos por Plg 1/p	Altura básica de la rosca	Rosca de propósito general		Rosca centradas	
			Diámetro básico	Angulo de la hélice	Diámetro básico	Angulo de la hélice
1 / 4	16	0.03125	0.25	5°12'		
5/16	14	0.03571	0.3125	4°42'		
3/8	12	0.04167	0.3750	4°33'		
7/16	12	0.04167	0.4375	3°50'		
1 / 2	10	0.05	0.5	4°3'	0.4823	4°13'
5/8	8	0.0625	0.625	4°3'	0.6052	4°12'
¾	6	0.08333	0.75	4°33'	0.7284	4°42'
7/8	6	0.0833	0.875	3°50'	0.8516	3°57'
1	5	0.1	1	4°3'	0.9750	4°10'
1 1/8	5	0.1	1.125	3°33'	1.0985	3°39'
1 ¼	5	0.1	1.125	3°10'	1.2220	3°15'
1/8	4	0.125	1.375	3°39'	1.3457	3°44'
1 1/2	4	0.125	1.5	3°19'	1.4694	3°23'
1 ¾	4	0.125	1.75	2°48'	1.7169	2°52'
2	4	0.125	2	2°26'	1.9646	2°29'

Tomado de: *Diseño de Máquinas*

7.2.1. Ecuación De Par De Un Tornillo De Potencia

Supóngase que se tiene un tornillo de potencia con el fin de levantar cierta carga (que es el problema básico de nuestro trabajo ver figura 3), la pregunta que inmediatamente surge es ¿Cuál es la cantidad de par necesario que un motor o un operario necesita aplicarle al tornillo para que este levante dicha carga?, para realizar dicho calculo recurrimos al conocido diagrama de cuerpo libre (figura 4), en ella se observa el tornillo al que se le aplica una fuerza F para levantar el peso W, la fuerza de reacción sobre la rosca del tornillo es normal a la misma, sus componentes se aprecian en la misma figura, al mismo tiempo se observa las dos fuerzas de reacción debido a los coeficientes de fricción u_1 y u_2 (Tornillo-Tuerca y Tornillo-Cojinete respectivamente).

Si suponemos que la fuerza F es una fuerza justamente suficiente para causar el movimiento hacia la izquierda. La suma de las fuerzas verticales es:

$$Fn \cos \theta_n \cos \alpha = u_1 Fn \sin \alpha + W \quad (7-1)$$

Despejando Fn:

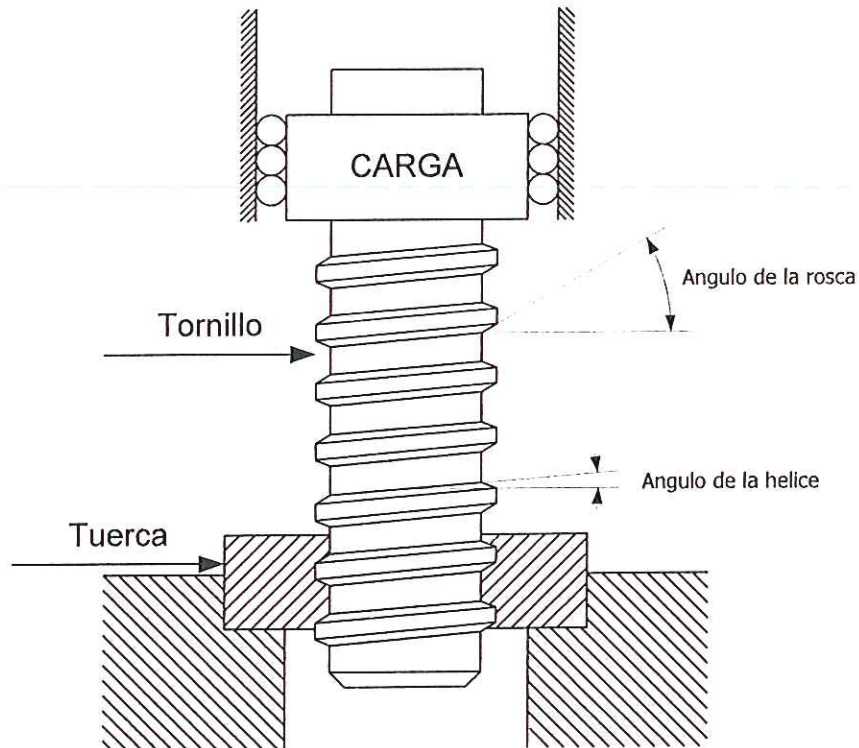
$$Fn = \frac{W}{\cos \theta_n \cos \alpha - u_1 \sin \alpha} \quad (7-2)$$

Donde $\theta_n = \tan^{-1}(\tan \theta \cos \alpha)$

Todas las fuerzas en la rosca, así como la fuerza F, son ejercidas sobre el radio de paso de la rosca, La fuerza de fricción del cojinete actúa en el radio medio de

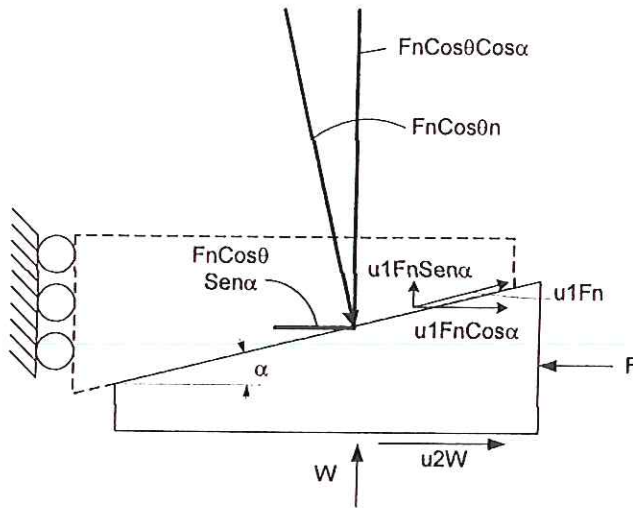
la misma. El para requerido para levantar la carga se encuentra multiplicando las fuerza horizontales por los radios apropiados

Gráfica 17. Tornillo de potencia, bosquejo general.



Tomado de: *Diseño de Máquinas*

Gráfica 18. Plano tangencial del tornillo de potencia.



Tomado de: Diseño de Máquinas

El torque es :

$$T = F \cdot r_m = r_m (F_n \cos \theta n \text{ sen } \alpha + u_1 F_n \cos \alpha) + r_{mc} u_2 W \quad (7-3)$$

Sustituyendo la ecuación (7-2) en la (7-3) y realizando las respectivas simplificaciones se obtiene:

$$T_{Levantar} = W \cdot r_m \left(\frac{\cos \theta n \tan \alpha + u_1}{\cos \theta n - u_1 \tan \alpha} + \frac{r_{mc} u_1}{r_m} \right) \quad (7-4)$$

El Torque necesario para bajar una carga se obtiene de la misma manera que la deducción anterior, teniendo en cuenta que la fuerza F actuaría en sentido contrario, la expresión para el torque necesario en bajada es la siguiente

$$T_{Bajar} = W \cdot r_m \left(\frac{u_1 - \cos \theta n \tan \alpha}{\cos \theta n + u_1 \tan \alpha} + \frac{r_{mc} u_1}{r_m} \right) \quad (7-5)$$

Por ultimo cabe mencionar que los coeficientes de fricción dependen del tipo de material del tornillo, tuerca y cojinete, en la siguiente tabla se aprecia algunos coeficientes de fricción ya establecidos, es importante conocer que según diversos

autores, el coeficiente de fricción se eleva en un 33% al momento del arranque, por esto el torque para vencer la inercia es superior al torque normal de operación, este calculo se debe tener en cuenta para a la postre, seleccionar adecuadamente el medio de tracción del tornillo

Tabla 5. Coeficientes de fricción.

Material Del tornillo	Acero	Latón	Bronce	Hierro vaciado
Acero (seco)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero (lubricado)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.6	-	0.06-0.09

Tomado de: Diseño de Máquinas

7.2.2. Comportamiento Autobloqueante.

El comportamiento autobloqueante es una de las características más importante que se busca en las aplicaciones de tornillo de potencia, esto es evidente al imaginarnos un tornillo de potencia en un gato para automóvil, es evidente que al alcanzar el automóvil una altura deseada el operario de esta herramienta elimina la aplicación del torque y el tornillo sostiene de forma segura al automóvil, es en ese momento es en donde se aprecia en todo su esplendor el efecto o comportamiento autobloqueante; en primera instancia, se debe tener claro que la fuerza que permite mantener el auto es básicamente la fuerza de fricción entre el tornillo y la turca, aunque de igual manera es necesario mencionar que la relación entre los ángulos de hélice y de rosca, intervienen directamente en este efecto.

Matemáticamente se puede comprobar este efecto o los requerimientos para el mismo se toma la Ecuación 4 y se iguala el torque de bajada a cero, al mismo tiempo se supone 0 la fricción entre el cojinete y el tornillo, simplificando se obtiene la siguiente condición para cumplir la cualidad de autobloqueante.

$$\text{Tan}\alpha < \frac{\mu_1}{\text{Cos}\theta_1} \quad (7-6)$$

Cabe anotar que la rosca Acme antes mencionada es, para un tornillo de acero y una tuerca de bronce, de naturaleza autobloqueante, lo cual resulta de suma importancia para el desarrollo de nuestro proyecto.

7.3. Esfuerzos En Tornillos De Potencia.

Si bien los tornillos de potencia se rigen por las expresiones analíticas ya conocidas y usadas para el cálculo de un esfuerzo particular, es necesario conocer las limitaciones que posee este tipo de cálculos, la primera y más importante, se refiere al esfuerzo del acoplamiento entre tornillo y tuerca, que se supone se distribuye en forma uniforme en el acoplamiento, pero que en realidad es solamente distribuido en la primera o las dos primeras vueltas de la rosca, pues estas soportan la parte principal de la carga, las vueltas restante llevan menos carga o porciones mayores de la carga dependiendo de la deformación de las primeras dos vueltas de las roscas.

También se conoce que el esfuerzo de tensión en el área correspondiente a la raíz del tornillo es mayor en el punto donde la carga "fluye" del tornillo a la tuerca que en cualquier otro punto del área de la raíz; de la misma manera, algunos otros factores afectan los cálculos, tales como los acabados de la superficie, los tipos de ajustes, radios de filetes, entre otros.

Debido a lo anteriormente mencionado, se han desarrollado relaciones analíticas, que aunque no son exactas le proporcionan al diseñador algunas herramientas simples que le ayudarán a lograr un diseño conservador.

Las principales consideraciones de esfuerzo en el diseño de tornillo de potencia son:

- Presión por aplastamiento
- Esfuerzo de flexión.
- Esfuerzo de corte.
- Esfuerzo de tensión o de compresión.
- Esfuerzo por pandeo.

7.3.1. Presión Por Aplastamiento.

La presión por aplastamiento es el esfuerzo que se tiene por aplastamiento entre la superficie de la rosca de tornillo y la superficie de contacto con la tuerca. La relación para este esfuerzo es:

$$\sigma = \frac{W}{\pi d_m h n} \quad (7-7)$$

donde

σ = Presión por aplastamiento (es decir, esfuerzo por aplastamiento en el área proyectada de la rosca).

W = Carga.

d_m = Diámetro medio de la rosca del tornillo.

h = Altura de la rosca.

n = Número de cuerdas en contacto.

Tabla 6. Presiones de aplastamiento tradicionales.

Tipo de servicio	Material		Presión de diseño por aplastamiento lb/plg ²	Velocidad de rozamiento en el diámetro medio de la rosca
	Tornillo	Tuerca		
Prensa manual	Acero	Bronce	2500-3500	Vel Baja, bien lubricado.
Tornillo de gato	Acero	Hierro Vaciado	1800-2500	Vel Baja, menor a 8 pies/min.
Tornillo de gato	Acero	Bronce	1600-2500	Vel Baja, menor a 10 pies/min
Tornillo para elevación	Acero	Hierro Vaciado	600-1000	Vel media, 20 a 40 pies/min.
Tornillo para elevación	Acero	Bronce	800-1400	Vel media, 20 a 40 pies/min.
Tornillo de avance	Acero	Bronce	150-240	Vel alta, mayor a 50 pies/min.

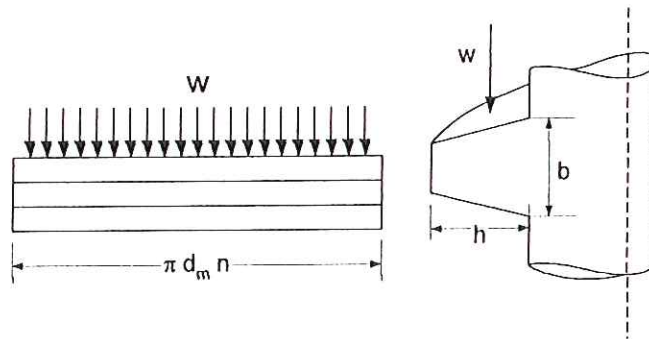
Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas.*

7.3.2. Esfuerzo De Flexión.

El esfuerzo de flexión de la rosca se obtiene considerando como si se tuviera una viga corta con una carga en el extremo en el diámetro de la raíz. La carga W se supone que está uniformemente repartida en el diámetro medio del tornillo.

La sección transversal de la rosca en la raíz es un rectángulo con una profundidad b y ancho $\pi d_m n$ tal como se aprecia en la Gráfica 19.

Gráfica 19. Sección transversal de la rosca.



Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

$$I = \frac{\pi d_m n b^2 c}{6} \quad (7-8)$$

El momento flexionante máximo para esta viga es:

$$M = \frac{W \cdot h}{2} \quad (7-9)$$

La ecuación del esfuerzo flexionante es

$$\sigma_b = \frac{MC}{I} \quad (7-10)$$

7.3.3. Esfuerzo De Corte.

Todas las roscas en el tornillo como en la tuerca, pueden estar sujetas (y muy seguramente estarán sujetas) a corte por corte transversal debido a la flexión. Para una sección rectangular el esfuerzo por corte transversal de es:

$$\tau = \frac{3W}{2A} \quad (7-11)$$

donde A es el área de la sección transversal en el extremo de la viga, si suponemos que el área para el tornillo es de $(\pi d_r n b)$ y para la tuerca $(\pi d_o n b)$, donde d_r es el diámetro de raíz del tornillo, d_o es el diámetro mayor del tornillo; podemos decir que el esfuerzo de corte por corte transversal para el tornillo es

$$\tau = \frac{3W}{2\pi \cdot d_r \cdot n \cdot b} \quad (7-12)$$

Finalmente el esfuerzo por corte transversal para la tuerca es

$$\tau = \frac{3W}{2\pi \cdot d_o \cdot n \cdot b} \quad (7-13)$$

7.3.4. Esfuerzo De Tensión O De Compresión.

Según el diseño en particular, un tornillo de potencia puede estar sujeto a esfuerzo de tensión o de compresión debido a la carga impuesta. El área usada para el cálculo del esfuerzo de tensión o de compresión es llamada "áreas del esfuerzo de tensión" en las diferentes tablas de roscas de tornillo. Esta área de esfuerzo es ligeramente mayor que el área correspondiente a la del diámetro de la raíz. Esta área mayor se obtiene de un círculo cuyo diámetro es igual al promedio de los diámetros de raíz y de paso.

Se puede escribir la clásica expresión del esfuerzo directo de tensión o de compresión (Se diferencian en el signo).

$$\sigma_t = \frac{W}{A} \quad (7-14)$$

Donde

σ_t = Esfuerzo de tensión o compresión

A = Área del círculo de diámetro promedio.

7.3.5. Esfuerzo Por Pandeo.

El esfuerzo de pandeo es aplicable a columnas "largas", debido a esto, muchos diseñadores suelen omitir este esfuerzo en el diseño final de un tornillo de potencia, este error ocurre debido al concepto de que tan largo resulta ser un tornillo, para esta herramienta se considera como conservador utilizar una sencilla expresión, cuando la longitud del tornillo no soportado sea igual o mayor a 8 veces el diámetro de la raíz, al tornillo deberá tratarse como columna.

Para el análisis de estabilidad de la columna se aplica la fórmula de Euler para columnas la cual está restringida a usarse sólo con columnas largas. Las columnas cortas generalmente fallan debido a la tensión y flexión, mientras, que las columnas largas fallan por pandeo.

Debido a la escasa longitud del tornillo de potencia a utilizar en el desarrollo de este diseño, nos fijaremos en las comunas cortas, en el diseño de máquinas, se

usa con frecuencia una ecuación conocida como ecuación de Ritter para el caso de la columna corta, la cual es.

$$\sigma_B = \frac{P}{A} \left[1 + \left(\frac{L}{k} \right)^2 \cdot \frac{S_{yp}}{\pi^2 KE} \right] \quad (7-15)$$

Donde

- S_{yp} = Esfuerzo en el punto de cedencia.
- A = Área de sección transversal.
- L = longitud de la columna.
- k = Radio de giro mínimo.
- P = Carga de la columna.
- E = Módulo de elasticidad.
- K = 0.25 Para un extremo fijo y el otro libre.
1 Ambos extremos articulados.
2 Uno extremo fijo y el otro extremo articulado.
4 Ambos extremos fijos.

Por ultimo y aunque debe evitarse el uso de tornillo como columna larga, algunas veces no será posible evitarlo. Para tales casos deberá usarse la fórmula de la columna de Euler.

7.3.6. Análisis De Esfuerzos.

Para el análisis y el diseño de cualquier estructura es necesario la determinación de esfuerzos y deformaciones de todas las partes mecánicas, y en especial, de las secciones en donde se vea seriamente comprometido la seguridad de la máquina o de los operarios de la misma, en general e cualquier diseño, se consideran los esfuerzos normales, de un elemento cargado axialmente, los esfuerzos cortantes, causados por la aplicación de fuerzas transversales iguales y opuestas, los esfuerzos de aplastamiento, creados por pernos y remaches.

7.3.6.1. Esfuerzo.

En el momento de iniciar el análisis de una estructura, cualquiera que esta sea, siempre se inicia con el tradicional y ampliamente utilizado diagrama de cuerpo libre, el cual, gracias a consideraciones de estáticas reconoce las fuerzas aplicadas a cualquier miembro de una estructura, pero estos resultados no son más que simples números que representan una cantidad, ¿Acaso se puede decidir si una estructura soportará una carga con el solo hecho de conocer las reacciones que esta produce?, Evidentemente la respuesta es un rotundo no, influyen gran cantidad de variables transparentes hasta ese momento, el tipo de material usado (no es lo mismo utilizar madera que el más sofisticado acero), el tipo de uniones, la temperatura a la cual se realiza el proceso, el tiempo de uso o ciclos de uso, son muchas variables que afectan la simple pregunta ¿ Es capaz la estructura X soportar la carga Y?, Gracias a esto (si se le puede agradecer a este problema) se desarrollaron conceptos como esfuerzo que le permiten al diseñador o evaluador, conocer o predecir sencillamente la solución a las preguntas formuladas anteriormente.

El esfuerzo, estrictamente hablando, es la fuerza por unidad de área, o intensidad de las fuerzas distribuidas sobre una sección dada y se designa por la letra griega σ (sigma)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (7-16)$$

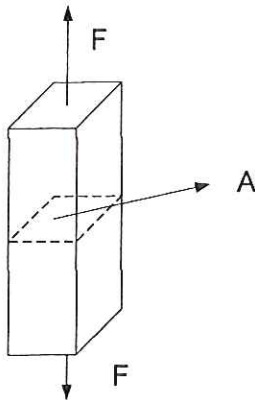
Como podemos apreciar, las unidades utilizadas par esfuerzos son las mismas que para presión, Pascal (Pa) en el sistema internacional y en libras por pulgada cuadrada (psi) en las unidades americanas.

El valor del esfuerzo toma gran importancia en el momento del diseño, esto es debido a que a un valor de esfuerzo dado, se puede encontrar en una tabla de propiedades de materiales el esfuerzo máximo admisible, descartando de esa manera dimensiones (se puede modificar el área de aplicación de la fuerza) o materiales.

7.3.6.2. *Esfuerzo Normal.*

Este es el esfuerzo más “famoso” por decirlo de alguna forma, este ocurre cuando fuerzas actúan a lo largo del eje de una barra, tal y como se aprecia en la Gráfica 20.

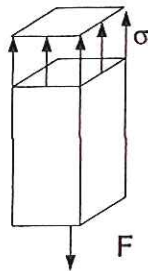
Gráfica 20. Fuerzas sobre una barra



Tomado de: El autor

Si suponemos que las reacciones en la barra son uniformes podemos aplicar la ecuación de esfuerzo mencionada anteriormente dando como resultado la Gráfica 21.

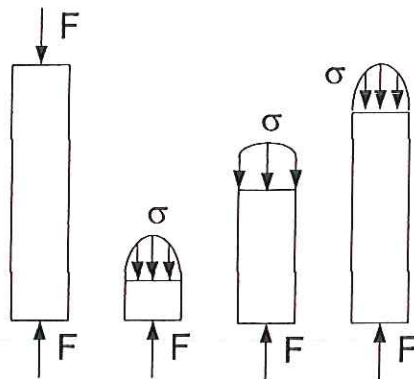
Gráfica 21. Esfuerzo sobre una barra.



Tomado de: El autor

Esta distribución es generalmente aceptada, pero debe saberse que según la calidad del material, las impurezas que este tenga, y la forma como fue tratado puede presentarse diferentes distribuciones tal y como se aprecia en la Gráfica 22.

Gráfica 22. Distribución de esfuerzos.



Tomado de: El autor

7.3.6.3. Ley De Hooke.

La gran mayoría de las estructuras se diseñan para sufrir pequeñas deformaciones, que involucran la parte lineal del diagrama esfuerzo-deformación. Para la parte inicial del diagrama el esfuerzo σ es directamente proporcional a la deformación ϵ y puede escribirse como:

$$\sigma = \epsilon \cdot E \quad (7-17)$$

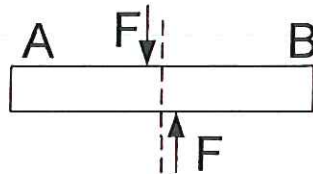
Esta es la relación denominada ley de Hooke. El coeficiente E se llama módulo de elasticidad del material o también módulo de Young.

El mayor valor para el cual se puede utilizar la ley de Hooke para un material dado es conocido como límite de proporcionalidad de ese material. En el caso de materiales dúctiles con un punto de fluencia bien definido, el límite de proporcionalidad coincide con el punto de fluencia. Para otros materiales, el límite de proporcionalidad no puede definirse tan fácilmente puesto que se hace difícil determinar con precisión el valor de σ para el cual la relación entre σ y ϵ ya no es lineal.

7.3.6.4. Esfuerzo Cortante.

Ya se menciono anteriormente el efecto de fuerzas aplicadas de forma axial a una viga, ahora se analizara cuando las fuerzas son transversales, para entenderlo mejor observe la Gráfica 23.

Gráfica 23. Esfuerzo Cortante



Tomado de: El autor

Lo primero que salta a la mente es que la barra AB posiblemente se rompa por el eje mostrado en la figura, esto, nuevamente depende de muchos factores como el material y la cantidad de fuerza aplicada, es claro que deben existir fuerzas internas que se opongan a este corte, estas fuerzas son las llamadas *fuerzas cortantes*, para encontrar el valor de este esfuerzo dividimos la fuerza F por el área A de la sección transversal afectada donde tenemos que:

$$\tau_{med} = \frac{F}{A} \quad (7-18)$$

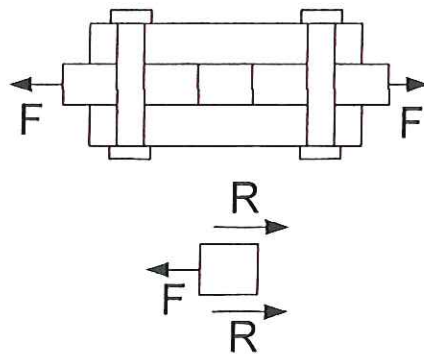
La gran mayoría de textos enfatizan en que el valor obtenido τ_{med} es un valor medio del esfuerzo cortante sobre la sección completa.

El esfuerzo cortante se encuentra generalmente en pernos, pasadores y remaches usados para unir diversos elementos estructurales y componentes de máquinas.

Es importante hacer énfasis en la importancia del análisis previo de cualquier sección puesta a esfuerzo cortante, el caso mencionado anteriormente,

corresponde a un esfuerzo cortante simple, pero se debe saber que dependiendo la disposición del elemento, por ejemplo un remache, este puede estar sometido a cortante doble, reduciendo el valor del esfuerzo cortante medio a la mitad tal y como se aprecia en la siguiente gráfica.

Gráfica 24. Esfuerzo cortante medio.



Tomado de: *Diseño de máquinas*

$$\tau_{med} = \frac{F}{2 \cdot A} \quad (7-19)$$

7.3.6.5. Esfuerzo De Aplastamiento En Conexiones.

Cuando elementos de una máquina poseen superficies de aplastamiento, este tipo de esfuerzo, se trabaja de la misma forma que el esfuerzo normal, solamente se varia el área de aplicación de la fuerza, por el área de aplastamiento del elemento.

7.3.6.6. Factor De Seguridad.

Como ya se sabe, el conocimiento de los esfuerzos son utilizados para realizar trabajos como, el análisis de estructuras y máquinas existentes prediciendo su comportamiento en condiciones de carga especificadas, y en el diseño de nuevas

estructuras y máquinas que cumplirán su función de una manera segura y económica.

Para poder realizar cualquiera de las anteriores tareas debe saberse cómo se comportará el material que se utilizará, en condiciones de carga conocidas. Para un material dado, esto se determina realizando pruebas específicas en muestras preparadas del material. Cuando se incrementa la magnitud de la fuerza, se miden varios cambios en la probeta, por ejemplo, cambios en su longitud y diámetro. Por último, se alcanzará la máxima fuerza que puede aplicarse a la probeta, y ésta se romperá. Esta carga máxima es la carga última *de la probeta*. Como la carga aplicada es axial, puede dividirse la carga última por el área original de la sección media de la barra para obtener el esfuerzo normal último. Este esfuerzo es también conocido como la resistencia última a la tensión del material.

“Un elemento estructural o componente de máquina debe diseñarse de modo que su carga última sea bastante mayor que la carga que el elemento o componente llevará en condiciones normales de uso. Esta carga menor es la carga admisible y, a veces, la carga de trabajo o de diseño. Así sólo se utiliza una fracción de la carga última del elemento cuando se aplica la carga admisible. El remanente de la capacidad del elemento se deja en reserva para asegurar un desempeño seguro. La razón entre la carga última y la carga admisible se define como factor de seguridad.”³

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{\text{Carga Ultima}}{\text{Carga Admisible}}$$

³ Beer Ferdinand, Mecánica de materiales, segunda edición pag 24

En la gran mayoría de los casos se desea relacionar la carga y el esfuerzo, esta relación se puede expresar como

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{\text{Esfuerzo Ultima}}{\text{Esfuerzo Admisible}}$$

Este sencillo indicativo es uno, si no el más importante de cualquier diseño, y es una de las tareas principales de cualquier ingeniero de diseño, puesto que si se le escoge muy pequeño pueden generarse posibilidades de falla, y si por el contrario se le escoge muy grande, el resultado será seguramente caro y poco práctico para la problemática presentada, algunas de las consideraciones para determinar este factor de seguridad son:

Variaciones en las propiedades de los materiales: la composición, resistencia y dimensiones de los materiales están sujetas a pequeñas variaciones durante la manufactura. Además, las propiedades pueden alterarse y pueden generarse esfuerzos residuales por efecto de calentamiento o deformación que pueden ocurrir al material durante el almacenamiento, transporte o la construcción

- Numero de ciclos de carga:

En la mayor parte de los materiales el esfuerzo último decrece cuando el número de ciclos de carga aumenta. Este fenómeno se conoce como fatiga, este tema se tratará más adelante en el desarrollo de este documento.

- Cargas omitidas:

Muy pocas cargas se conocen con completa certeza, la mayor parte de las cargas de diseño son estimados por otra parte las variaciones en el tipo de carga (dinámica, cíclicas o de impulso) exigen cierta holgura en el factor de seguridad.

- Tipo de falla que puede ocurrir.
Los materiales frágiles fallan súbitamente, usualmente sin aviso previo de que el colapso es inminente. Los materiales dúctiles, como el acero estructural, sufren deformaciones sustanciales antes de fallar, conocidas como fluencia, advirtiendo así que existe carga excesiva. Sin embargo, la mayor parte de las fallas por doblamiento o estabilidad son repentinas sea frágil el material o no.
- Incertidumbre del diseño:
Como es sabido todos los cálculos están basados en conjeturas, que se traducen en que los esfuerzos calculados son sólo aproximadamente los esfuerzos reales.
- Deterioro de la estructura:
Dependiendo de los sitios donde se utilizó la máquina varia el factor de seguridad.
- Elementos claves:
Existen elementos en la estructura sobre los que recae mayor "responsabilidad" que otros, son estos los elementos que deben poseer un alto factor de seguridad en comparación a los demás elementos de la estructura.

Por ultimo existe una consideración para la elección del factor de seguridad no mencionada anteriormente y es sin duda alguna la de mayor importancia esta corresponde al riesgo para la vida de las personas, por lo que al diseñar máquinas

en las cuales exista la posibilidad de afectar o perjudicar una vida humana es recomendable tener factores de seguridad suficientemente altos.

7.3.6.7. *Deformación Y Esfuerzo.*

La deformación es sin duda alguna un aspecto importante del análisis y diseño de estructuras, y es, aunque no se desee en la gran mayoría de los casos, una realidad que el diseñador debe tener en cuenta.

Al hablar de deformación se debe mencionar los diferentes tipos que la componen, la primera de ella la deformación normal del elemento, del cual se puede encontrar su módulo de elasticidad y si el material es dúctil o frágil.

7.3.6.8. *Deformación Normal*

Si suponemos que tenemos una barra de caucho cualquiera AB, al sujetar un extremo de esta a una pared y estiramos el extremo opuesto, encontraremos que la barra sufre un “estiramiento” y más técnicamente hablando una deformación, esto es lo que ocurre con todos los materiales, todos sufren un proceso de deformación, en algunos es más evidente que en otros (el ejemplo del caucho) y en otros es menos notorio, a tal punto de tener una deformación “igual” a 0.

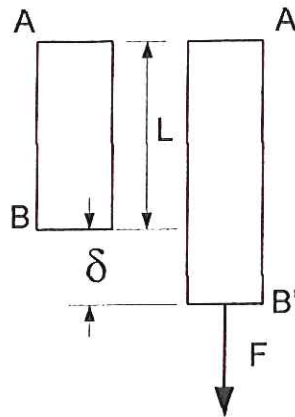
Para realizar un correcto análisis de la deformación, comúnmente se utiliza un diagrama de esfuerzo contra deformación, este diagrama es obtenido con una probeta de laboratorio, y si bien no es útil para predecir el comportamiento real de cualquier material (su comportamiento depende de diversos factores, entre ellos, el tamaño de la muestra, el largo de la misma, etc.), muestra la tendencia del material a comportarse de cierta manera frente a fuerzas.

Finalmente se puede decir que se define deformación normal en una barra bajo carga axial como el estiramiento por unidad de longitud de esta barra, esta cantidad adimensional es representada generalmente por:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (7-20)$$

Donde δ representa el alargamiento frente a una carga impuesta, las variables antes mencionadas se aprecian en la siguiente gráfica.

Gráfica 25. Deformación de una barra.

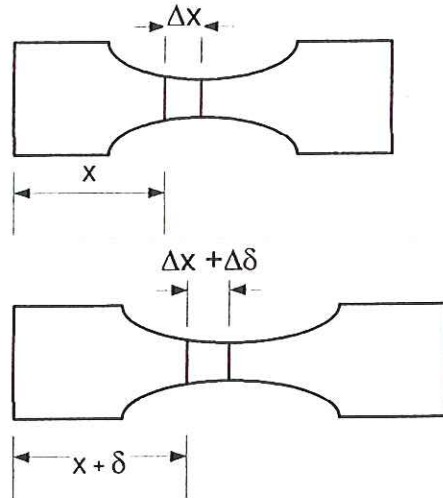


Tomado de: El autor

Como se puede considerar que al “estirar” una barra de algún material dado, la sección del mismo no permanezca constante, la expresión dada anteriormente para la deformación varía a una forma más general tal y como se observa en la Gráfica 26 .

$$\varepsilon = \frac{d\sigma}{dL} \quad (7-21)$$

Gráfica 26. Deformación general.



Tomado de: *Diseño de máquinas*

7.3.6.9. Expansión Térmica.

Es sencillo imaginar la expansión de un elemento frente a la variación de temperatura una barra sufrirá una deformación, para estos casos se asume que si la temperatura de una barra se eleva en ΔT , se aprecia que la barra se alarga una cantidad δ_t que es proporcional al cambio de temperatura, por lo que se puede escribir.

$$\delta_t = \alpha(\Delta T)L \quad (7-22)$$

Donde α es una constante característica del material, llamada coeficiente de expansión térmica.

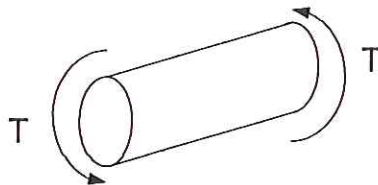
La deformación por cambio de temperatura (deformación térmica) es expresada como:

$$\varepsilon_t = \alpha(\Delta T) \quad (7-23)$$

7.3.7. Torsión.

Uno de los intereses del estudio de la torsión, es la deformación que pueda sufrir un eje por culpa de la pares de torsión o torques, estos pares tienen igual magnitud y sentidos opuestos, tal como se aprecia en la siguiente figura.

Gráfica 27. Torsión en un eje.



Tomado de: El autor

Si seleccionamos una pequeña porción de una cara paralela y la denominamos ρ se debe saber que existirá una fuerza o una porción de esta que contrarrestará el torque aplicado, lo que genera la siguiente expresión.

$$\int \rho \cdot dF = T \quad (7-24)$$

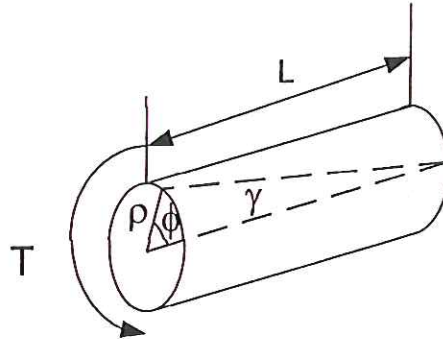
7.3.7.1. Deformaciones En Un Eje Circular.

Si consideramos un eje circular unido a un soporte fijo y le aplicamos en un extremo un torque T , el eje tendera a rotar un ángulo ϕ , dentro de ciertos limites, el ángulo ϕ es proporcional a la longitud L del eje. Esta proporcionalidad se aprecia de mejor manera con la siguiente expresión algebraica

$$\gamma = \frac{\phi \rho}{L} \quad (7-25)$$

el significado de las variables anteriormente utilizadas se visualizan de mejor manera en el siguiente gráfico

Gráfica 28. Proporcionalidad de la torsión.



Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

γ = Deformación cortante la cual es máxima en la superficie del eje.

Para empezar ha hablar de esfuerzos se debe recordad la ley de Hooke, la cual expresa:

$$\tau = G \gamma \quad (7-26)$$

Donde G es el módulo de rigidez o módulo cortante del material, despejando la ecuación obtenemos:

$$\tau = \frac{\tau_{\max} \rho}{c} \quad (7-27)$$

donde

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (7-28)$$

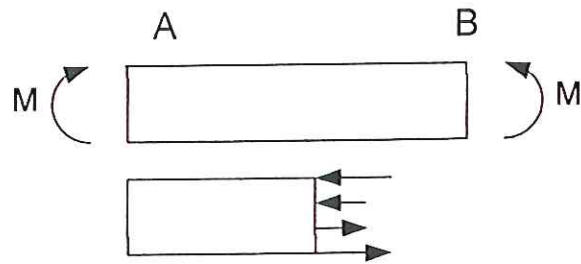
en donde J representa el momento polar de inercia de la sección transversal con respecto al centro del eje y T es el torque aplicado al mismo.

7.3.8. Flexión Pura.

Una parte importante en el diseño de elementos consiste en el análisis de flexión pura de los elementos sometidos a pares iguales y opuestos, los cuales generan un conjunto de esfuerzos en cualquier sección transversal de la viga.

Si un elemento está sometido a pares iguales y opuestos que actúan en el mismo plano longitudinal, se dice que está a flexión pura, esto se puede apreciar de mejor manera en la Gráfica 29.

Gráfica 29. Flexión pura.



Tomado de: El autor

7.3.8.1. Deformación Por Flexión Pura.

La deformación por la flexión pura es encontrada en muchos elementos estructurales y es de gran importancia en el diseño de las mismas, la primera conjetura que se hace al analizar este tipo de deformación es recordar que cualquier sección transversal perpendicular al eje del elemento permanece plana, para las demás secciones de la viga, sufren deformaciones dependiendo de su posición con respecto al centro de la viga, esto se aprecia de mejor manera al imaginarse la viga en una posición horizontal, y posteriormente doblada en forma de U, si dividimos la viga en pequeños pedazos, los de la parte superior de la U se estrecharían mientras que los de la parte inferior se estirarían, pero para que esto ocurra debe haber un punto en donde la deformación se torne cero, este punto es el centro de la viga.

7.3.8.2. Esfuerzos Y Deformaciones En El Rango Elástico.

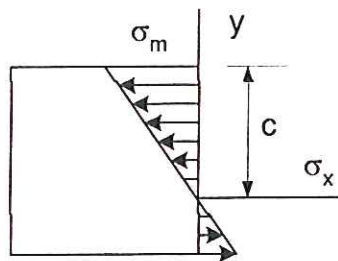
Si se supone que el momento aplicado M es tal que los esfuerzos normales en el elemento permanecen por debajo del esfuerzo de fluencia, se supone que todo los esfuerzos permanecerán por debajo del límite de proporcionalidad y del límite elástico también. No se producirán deformaciones permanentes y se podrá aplicar la ley de Hooke para el esfuerzo uniaxial, realizando un par de cálculo se puede llegar a la siguiente expresión

$$\sigma_x = \frac{-y\sigma_m}{c} \quad (7-29)$$

donde

- σ_m = Máximo valor de esfuerzo, las magnitudes se aprecian
- c = Distancia desde el eje neutro (eje donde no se sufre deformaciones) hasta la superficie.
- y = Distancia del eje neutro hasta el punto de evaluación
- σ_x = Valor del esfuerzo en el punto y .

Gráfica 30. Esfuerzos y deformaciones.



Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

Una forma de encontrar matemáticamente el valor de σ_m es utilizando la siguiente ecuación

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \quad (7-30)$$

donde I , es el momento de inercia o segundo momento, y M es el par aplicado sobre la viga estudiada.

Para encontrar el radio de curvatura p que producirá un momento flector dentro del rango elástico utilizamos la siguiente expresión.

$$\frac{1}{p} = \frac{M}{EI} \quad (7-31)$$

7.3.9. *Fatiga.*

Este es uno de los factores más importantes a la hora de elegir un material o un diseño para una estructura dada, inclusive, gracias a este elemento se puede predecir la vida útil de la gran mayoría de las máquinas, esto se debe a que con el paso del tiempo y el aumento en el número de ciclos.

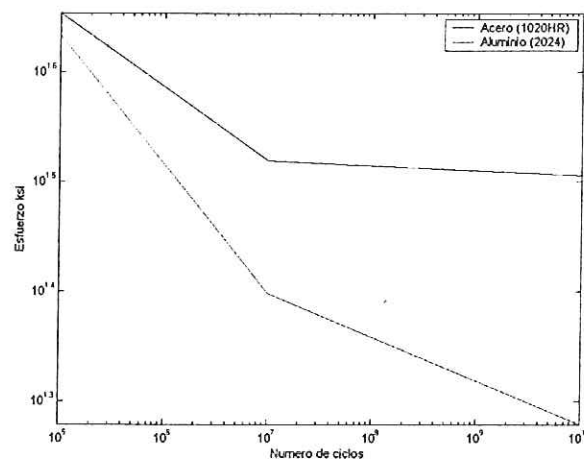
La fatiga se explica a si misma con su nombre, se puede decir, y con el perdón de los expertos, que es la capacidad del material para soportar ciclos de trabajo, es como la resistencia física de cualquier ser humano, la gran mayoría de estos encontraría sumamente fácil el levantar un libro con una sola mano, sostenerlo un par de segundos en el aire y luego volver a ponerlo en su sitio, pero si le digiéranos que tiene que realizar este proceso 1 millón de veces! Y sin ningún tiempo de descanso, seguramente más de uno vería poco probable la ejecución de esta tarea, de manera similar ocurre en los materiales, el uso continuo de ellos conlleva a desmejorar las cualidades que intrínsecamente posee, llevándolo a fallar inevitablemente por fatiga.

Hablando de una forma más técnica, debemos recordar que el único criterio de diseño concebido hasta ahora se originaba con el esfuerzo máximo permisible, era sencillo, si estábamos por debajo del, la estructura soportaría la carga estudiada, si estábamos por encima de este esfuerzo, la estructura fallaría ante nuestros

propios ojos, claro esta, el material no podía exceder su limite elástico, permitiéndole volver a sus condiciones iniciales cuando se retiraba la carga, esto es cierto para ciclos de utilización bajos (hasta un centenar de veces); sin embargo, esto no se cumple cuando los ciclos se repiten miles de veces, de esto se trata el estudio por fatiga.

En la Gráfica 31 se observa la variación del esfuerzo máximo permisible con el número de ciclos para dos tipos de materiales.

Gráfica 31. Máximo esfuerzo permisible.



Tomado de: El autor

El diseño por fatiga se debe considerar en todos los componentes estructurales que estén sometidos a cargas fluctuantes, es más, algunas industrias utilizan estos datos para diseñar la vida útil de sus productos, permitiendo de esta forma un mercado más dinámico.

Generalmente cuando no se trabajo por debajo del limite de fatiga, la falla del elemento tiene su origen por las imperfecciones (que suelen ser mínimas) en la

superficie. Estas imperfecciones generalmente son ocasionadas por métodos de fabricación, condiciones ambientales, manejo de materiales, selección de materia prima, esfuerzos residuales y recubrimientos superficiales, esto genera un pequeño agrietamiento superficial, transversal a la dirección del esfuerzo de tensión, "gracias" a que la carga es fluctuante la grieta esta anchándose y cerrándose continuamente, este movimiento causa que las secciones adyacentes se toquen unas contra otras, generando una apariencia lisa y pulida en dichas secciones, luego de que esto empieza a ocurrir, el material sobrante se reduce a tal modo, que la pequeña área no pueda resistir más tiempo la carga y súbitamente se rompa

7.3.9.1. *Límite De Fatiga*

El número de ciclos de carga necesarios para causar la falla de una probeta sometida sucesivamente a carga e inversión de carga puede determinarse experimentalmente para cualquier nivel de esfuerzo, con estos datos se fabrican graficas como las apreciadas anteriormente, graficas que le permiten al diseñador elegir, llegado el caso, el esfuerzo máximo permisible para su aplicación dependiendo del numero de ciclos a utilizar, se puede disminuir hasta un punto en el que sin importar el número de ciclos aplicados nunca se producirá el efecto de ruptura en la pieza diseñada, llegando a un punto conocido como limite de fatiga.

Generalmente se acepta que los materiales ferrosos que por lo menos aguanten 10 000 000 de veces tendrán vida infinita. Los materiales no ferrosos tales como el latón, cobre, aluminio y magnesio no tienen definido un valor del esfuerzo último por carga reversible.

Se poseen tres tipos de pruebas de carga cíclica, alternada o reversible la prueba más común es la flexión reversible sobre una probeta del material a estudiar,

produciendo las ya mencionadas curvas de esfuerzo contra ciclos de operación, es interesante notar que los materiales no ferrosos no muestran quiebre en sus curvas, esta es la razón por la cual no puede ser especificado un esfuerzo último para carga reversible. Sin embargo, se acostumbra usar para materiales una resistencia por fatiga correspondiente a 100×10^6 .

Algunas relaciones encontradas para esfuerzos de fatiga en los casos donde no se posee suficiente información, donde S_u es resistencia última de tensión

Tabla 7. Esfuerzo límite de fatiga

Esfuerzo límite de fatiga	Material
$0.5 S_u$	Acero forjado donde $S_u < 200\ 000$ lb/plg ²
100 000 lb/plg ²	Acero forjado donde $S_u < 200\ 000$ lb/plg ²
$0.4 S_u$	Acero y hierro vaciados
$0.38 S_u$	Aleaciones de magnesio (Para vida útil de 5×10^6 ciclos)
$0.45 S_u$	Aleaciones de níquel y de cobre
$0.38 S_u$	Aleaciones de aluminio forjado (Para vida útil de 5×10^8 ciclos)
$0.16 S_u$	Aleaciones de aluminio vaciado (para vida útil de 5×10^6 ciclos)
$0.42 S_u$	Aceros sujetos a carga axial reversible.

Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

Si bien es sencillo esperar que los valores por fatiga axial coincidan con los valores de la fatiga por flexión, pero desafortunadamente esto no es cierto y los valores de fatiga por flexión suelen ser diferentes a los de carga axial, se estima que el esfuerzo de fatiga es más o menos igual al 58% del valor por flexión.

Desgraciadamente la anterior conjetura no es la única variación del esfuerzo último de fatiga, algunos autores indican que la resistencia a la fatiga de un elemento basado en esfuerzos alternantes reales excede raras veces al 70% del valor indicado en los manuales, pero se deja abierta la puerta para errores de un rango menor, que en el caso del diseño de elementos de máquinas puede ser decisivo.

A continuación se mencionaran algunos de los elementos que influyen la resistencia a la fatiga.

- Efectos del material.
 1. Composición química.
 2. Condición de falla.
 3. Variación del material.
 4. Tamaño y forma.
 5. Velocidad.
- Efectos ambientales.
 1. Corrosión
 2. Periodos de reposo.
 3. Superponer esfuerzos estáticos.
 4. Temperatura.
 5. Variación de amplitudes.
- Efectos de fabricación.

1. Desgaste por fatiga.
2. Tratamiento térmico.
3. Método de fabricación.
4. Concentración de esfuerzos.
5. Tratamiento superficial.

- *Variación Del Material.*

Esta es una característica generalmente transparente para el diseñador, pero que en el transcurso de los ciclos toma más importancia, debido a que las graficas de los esfuerzos por fatiga son valores medios y por lo mismo implican una supervivencia del 50%, esto es debido a que el análisis de la fatiga es considerado como una estimación.

Cuando no se posee información específica sobre la confiabilidad se sugiere que el 8% del valor de la resistencia por vida-larga pueda suponerse como desviación estándar considerando que el material sea de buena calidad.

Dando como resultado la siguiente expresión

$$C_r = 1 - 0.08 * (D.M.F)$$

Donde C_r representa el factor de reducción de la resistencia de fatiga basado en la variación del material y el D.M.F es el factor que se puede elegir de la siguiente tabla.

Tabla 8. Coeficientes D.M.F

Razón de supervivencia %	D.M.F
90	1.28
95	1.64
98	2.05
99	2.33
99.9	3.08
99.99	3.62

Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

- *Factor Debido Al Tamaño*

Este es un factor más utilizado y de carácter un poco más apreciable para el diseñador, se conocen que los esfuerzos últimos de fatiga par un mismo material y dureza tienden a disminuir al aumentar el tamaño de los especimenes sujetos a flexión y torsión, esto se debe a que aumenta la posibilidad de defectos internos en el material.

Para especimenes sujetos a flexión con diámetro mayor a 0.3 plg puede tenerse una reducción es su resistencia última a fatiga del 15%, este porcentaje aumenta hasta tamaños de 0.5 plg, de esta medida hasta diámetros de 2 plg, la resistencia permanece constante, luego de esta medida el porcentaje empieza ha aumentar hasta llegar a valores del 25% – 30%.

Finalmente se sugiere que para diseños prudentes es recomendable usar factores de 0.7, al no poseer ningún tipo de información.

- *Factor Por Acabado Superficial.*

Cada método de fabricación tiene un sello muy importante en las propiedades de fatiga de los metales, este sello, es generalmente acompañado por efectos más

marcados correspondientemente a condiciones de acabado superficial o algún componente estructural.

- Acabado Superficial:

Este es un factor que aun esta en estudio, pero se conoce a ciencia cierta que para ciclos de carga de 1000 o menos, C_f toma el valor de la unidad debido a que se supone que dicha carga es estática, para valores más altos, se pueden encontrar valores para este factor en graficas que poseen los fabricantes.

Para materiales no ferrosos y aleaciones tales como de aluminio, magnesio, cobre, latón, etc, no es necesario considerar el factor de reducción por acabado superficial debido a que los proveedores de estos materiales toman en cuenta el acabo de la superficie en el dato que proporcionan de la resistencia de fatiga.

- Acabado por soldadura:

Para uniones dadas por soldaduras se poseen las siguientes relaciones.

Tabla 9. Coeficientes para uniones con soldadura.

Tipo y localización de la soldadura	C_w
Soldadura a tope reforzada	0.833
Soldadura de filete transversal	0.667
Soldadura de filete paralelo	0.37
Junta a tope T	0.5

Tomado de: *Diseño de elementos de máquinas*

- *Efectos De La Concentración De Esfuerzo.*

El cualquier estructura se puede encontrar cualquier cantidad de concentración de esfuerzos, estos se generan en los cambio se geometría, uniones entre otras; la definición de factor de concentración de esfuerzo es

$$K_t = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la sección de interés}}{\text{Esfuerzo nominal en la sección de interés}}$$

K_f , factor de concentración de esfuerzo debido a fatiga.

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo último por carga reversible en especimens sin muesca}}{\text{Esfuerzo último por carga reversible en espésimen con muesca}}$$

- *Ecuación De Trabajo.*

Al tener en cuenta todos los factores de seguridad vistos, es necesario combinarlos, esto se logra multiplicándolos según sea el caso, dando como resulta la siguiente ecuación

$$S_e = C_r C_s C_f C_w (1/K_f) S_n \quad (7-32)$$

Este es el valor final del factor que se debe aplicar al valor de límite de fatiga, con el fin de obtener un valor más certero al cálculo estimado.

7.3.9.2. *Fatiga Por Rozamiento.*

Este tipo de fatiga ocurre cuando dos piezas apareadas, que están en continuo contacto directo, sufren rozamiento entre ellas. El rozamiento generalmente está confinado a áreas locales y contribuyen al deterioro de las superficies de contacto.

Este deterioro ocasiona que las superficies dañadas empiecen a resquebrajarse, esto eventualmente reduce la resistencia a la fatiga.

Las aplicaciones en las cuales se presenta este tipo de problema generalmente son las que poseen uniones remachadas y atornillados, uniones con resortes, juntas acunadas entre otras.

8. CONTROL DE PROCESOS

Cuando se elaboran procesos en la industria, por pequeños que estos sean, siempre es necesario e imperioso, poseer control sobre ellos, es impensable montar una máquina sobre la cual no se posee ningún tipo de control, debido a esto, se ha evolucionado en la tarea de operar correctamente cualquier tipo de procesos; en este esfuerzo se ha utilizado la inteligencia humana para controlar una operación específica, debido a esto, se encuentra en algunas industrias, operarios con el fin específico de observar, y controlar un proceso, como cualquier padre celoso, sin descuidar un solo segundo (en teoría) cualquier cambio o anomalía del mismo.

Gracias a los fallos que como humanos todos cometemos, las industrias se vieron obligadas a replantear el uso de seres humanos para el control de procesos que requerían gran precisión (Mantener la temperatura de una caldera con pocos o ningún grado de fluctuación), en el ambiente de esta necesidad, surgió la teoría de control automática, la cual buscaba eliminar, la intervención humana en el control de un proceso específico, y en su lugar, colocar un dispositivo electrónico que estuviera 100% pendiente del mismo, respondiera siempre de la misma manera y lo mejor de todo, no se cansara.

8.1. Clasificación De Los Sistemas.

Al iniciar el estudio de la teoría de control, es necesario empezar a clasificar los tipos procesos, o en términos de teoría de control, los tipos de planta encontrados en la industria, dependiendo de esta clasificación, es necesario aplicar una teoría específica de control, la segunda forma de clasificación es el tipo de

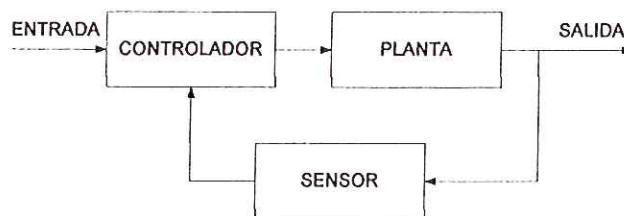
retroalimentación, la cual permite elegir, nuevamente diversas formas de solución para un problema dado.

8.1.1. Sistemas De Control De Lazo Cerrado.

Un sistema de control de lazo cerrado, es sencillamente un sistema en el cual la salida tiene un efecto directo sobre la acción de control (abrir una válvula, activar un motor), que afectara a futuro esta misma salida, es lo que cualquier persona realiza al manejar un auto, el conductor percibe la velocidad y decide, basándose en esta, si debe presionar mas, mantener el pedal en el acelerador, por lo que, al tomar esta decisión, el conductor afectara la velocidad de su auto.

En los sistemas de control de lazo cerrado, generalmente se retroalimenta o en otras palabras, se toma en cuenta el error en la señal de salida, este error no es mas que la diferencia entre lo que yo deseo para mi variable de salida (una velocidad especifica en mi auto) y la salida que se esta obteniendo (velocidad maraca por el velocímetro en un auto), un ejemplo de esto se aprecia en la Gráfica 32.

Gráfica 32. Sistema Retroalimentado.



Tomado de: Ingeniería de control moderna

8.1.2. *Sistemas De Control De Lazo Abierto.*

Estos sistemas, son los más sencillos de todos, son los sistemas en donde la salida no afecta la decisión sobre la variación de la entrada, en pocas palabras, en un sistema de control de lazo abierto no medimos ni retroalimentamos la salida, un ejemplo claro puede ser el de la lavadora, evidentemente la salida deseada es la ropa limpia, pero las únicas variables que podemos manipular son la cantidad de jabón, y los tipos de ciclos a los cuales vamos a someter a la ropa, pero en ningún momento, la lavadora no posee un sensor de ropa sucia y asume en cierta forma, que después de los ciclos seleccionados la ropa saldrá limpia.

8.1.3. *Sistemas Lineales Tradicionales.*

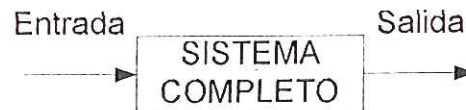
Cualquier sistema real, es capaz de ser modelado matemáticamente, la precisión de esta representación permitirá la elección correcta de la teoría de control, pero al mismo tiempo, si se eligen una representación demasiado exacta, el tratamiento matemático y el diseño de un futuro controlador, generaría mayor dificultad en este procedimiento.

La ecuación general que describe el tipo de sistemas lineales tiene la siguiente forma:

$$a_n \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y = b_{m-1} \frac{d^{m-1} x}{dt^{m-1}} + b_{m-2} \frac{d^{m-2} x}{dt^{m-2}} + \dots + b_1 \frac{dx}{dt} + b_0 x$$

en estos sistemas se considera una sola señal de salida respecto a la única salida de entrada, estos sistemas se denominan sistemas SISO, tal y como se aprecia en la siguiente gráfica.

Gráfica 33. Sistema SISO.



Tomado de: El autor

8.1.4. *Sistemas Lineales No Tradicionales.*

Como en la gran mayoría de situaciones, siempre se encuentran las clasificaciones que no encajan dentro de un marco de tradicionalidad, la teoría de control no puede ser la excepción, los mas comúnmente estudiados son los:

Sistemas multivariantes: Como su nombre lo dice, son sistemas en donde intervienen un amplio numero de variables en el control del proceso mismo, este tipo de sistemas, es sin duda alguna el tipo de sistemas que más se encuentran en la industria, a grandes rasgos, al abordar estos problemas se buscan escribir un conjunto de ecuaciones diferenciales lineales y que de alguna forma interconecten las señales de entrada con las señales de salida (no necesariamente debe existir una relación de una a una); un ejemplo de estos tipos de sistemas sería el de una caldera, en ella necesitamos controlar, la temperatura, la presión, el caudal, y poseemos una entrada de control cómo lo puede ser la apertura de una llave de admisión de gas, este es claramente un ejemplo donde interactúan un amplio numero de variables, y son sistemas tratados por la teoría de control multivariantes.

8.1.5. *Sistemas Con Tiempos Muertos.*

Los sistemas con tiempos muertos, son sistemas en donde su señal de salida, responde unos momentos mas tarde a la señal de entrada, un ejemplo de estos

sistemas es la ducha de nuestras casas, al momento de girar la llave de agua caliente (Suponiendo que el sistema ya tiene agua caliente), el agua que sale de la ducha no cambia inmediatamente su temperatura, toma unos segundos para que la acción tomada momentos atrás, tenga efecto en la temperatura de salida del agua, de esto trata los sistemas de tiempos muertos, de prever estos tiempos y conociendo esta información, tomar una acción de control apropiada.

Si bien se puede llegar a pensar que la totalidad de los sistemas industriales poseen tiempos muertos, son tratados como sistemas de tiempos muertos, cuando el tiempo de retraso afecta considerablemente la acción de control tomada.

8.1.6. Sistemas Por Muestreo.

Estos sistemas, son aquellos en donde, se aplica toda la teoría tradicional de control, pero las señales de entrada, proveniente generalmente de sensores, son adquiridas por medio de un proceso de muestreo y en un tren de pulsos, por lo que le corresponde al sistema convertir nuevamente esta señal e interpretarla, para tomar una acción de control correctamente.

8.1.7. Sistemas No Lineales.

Después de estudiar todo tipo de sistemas reales, la teoría de control encontró, sistemas a los cuales ecuaciones diferenciales lineales no podían representar, para estos tipos de sistemas, se ha desarrollado una forma especial de tratamiento, y básicamente depende de cada tipo de sistema especial.

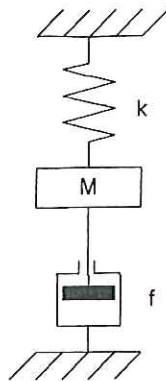
8.2. Modelos Matemáticos De Sistemas Físicos.

Definitivamente antes de comenzar a hablar de control de procesos, es necesario definir el proceso que se va a controlar, y evidentemente, entre más información correcta se posee, se podrá seleccionar un controlador que funcione de la mejor manera, debido a esto, se dice que el primer paso en el análisis de un sistema dinámico es elaborar su modelo matemático.

8.2.1. Sistemas Mecánicos De Traslación.

Estos tipos de sistemas son los más utilizados en el modelamiento de sistemas de control, generalmente son sistemas que poseen resorte, masas y amortiguadores, tal y como se muestran en la siguiente figura.

Gráfica 34. Sistemas mecánicos de translación.



Tomado de: Ingeniería de control moderna

Este tipo de sistema consiste en un pistón y un cilindro relleno de aceite. Frente a cualquier movimiento relativo entre el eje del pistón y el cilindro, el sistema encuentra una resistencia producida por el aceite, debido a que este es forzado a

fluir alrededor del pistón; el amortiguador entonces, se convierte en un elemento que absorbe energía, aunque cabe anotar, que esta energía absorbida es disipada como calor, por lo que se dice que el amortiguador no almacena ninguna energía cinética ni potencial.

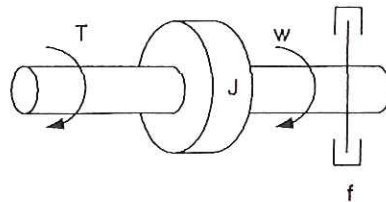
Al momento de analizar este tipo de sistemas, se utiliza ampliamente la ley de Newton:

$$m \cdot a = \Sigma F' \quad (8-1)$$

8.2.2. Sistemas Mecánicos De Rotación.

Son los sistemas que suelen apreciarse de la siguiente forma

Gráfica 35. Sistemas mecánico de rotación.



Tomado de: El autor

donde

- J = Momento de inercia de la carga.
- f = Coeficiente de fricción viscosa de los rodamientos.
- W = Velocidad angular.

T = Par aplicado al sistema.

Para estos tipos de sistemas mecánicos de rotación aplicamos la ya conocida ley de Newton pero de la forma que establece que :

$$J \cdot \alpha = \Sigma T \quad (8-2)$$

Donde

J = Momento de inercia

α = Aceleración angular.

T = Par.

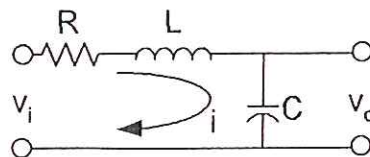
Por lo que para un sistema como el de la figura anterior, se puede representar de la forma

$$J \cdot \dot{w} + f \cdot w = T \quad (8-3)$$

8.2.3. Circuitos R-L-C

Si suponemos un circuito como el apreciado en la Gráfica 36:

Gráfica 36. Circuito R-L-C



Tomado de: *Ingeniería de control moderna*

Encontramos que es un circuito que posee una resistencia R, una inductancia L y un capacitor C, elementos comúnmente utilizados en los circuitos electrónicos, y que por lo tanto, su modelamiento matemático resulta de gran importancia para la teoría del control, un campo de gran utilización de estos tipos de modelos son los servomotores o también llamados motores controlados.

Para construir los modelos matemáticos de los circuitos eléctricos es común aplicar las leyes de Kirchhoff, pero para esto debemos recordar que:

Tabla 10. Voltajes y corrientes para diferentes elementos.

Elemento	Voltaje	Corriente
Resistencia	$I \cdot R$	V/R
Capacitor	$1/c \cdot (\int i dt)$	$C \cdot (dV/dt)$
Inductor	$L di/dt$	$1/l \cdot (\int v dt)$

Tomado de: El autor

Para el caso anterior se puede escribir la ecuación que lo representa como

$$L \left(\frac{di}{dt} \right) + R \cdot i + \left(\frac{1}{c} \right) \int i dt = V_i \quad (8-4)$$

$$\frac{1}{c} \int i dt = V_o$$

En algunas situaciones, debido a su amplio manejo, es más sencillo de manipular circuitos eléctricos que sistemas mecánicos, debido a esto, y a la innegable similitud de los comportamientos de estos sistemas, se puede ver un listado de las siguientes analogías.

Tabla 11. Magnitudes análogas Fuerza-Tensión.

Sistema mecánico	Sistema eléctrico
Fuerza ó par	Tensión
Masa	Inductancia
Coeficiente de fricción viscosa	Resistencia
Constante de resorte	Inverso de Capacitancia (1/C)
Desplazamiento (Angular o lineal)	Carga q
Velocidad	Corriente i

Tabla 12. Magnitudes análogas Fuerza-Corriente.

Sistema mecánico	Sistema eléctrico
Fuerza ó par	Corriente
Masa	Capacitancia
Coeficiente de fricción viscosa	Inverso de Resistencia
Constante de resorte	Inversa de Inductancia
Desplazamiento (Angular o lineal)	Enlace de flujo magnético
Velocidad	Tensión

Tomado de: El autor

8.3. Funciones De Transferencia.

Muy seguramente, si el lector de este trabajo a conocido algo de la teoría de control, conocerá el significado de Función de transferencia, pero sabrá sin duda alguna, que es este termino es sumamente fundamental en la teoría de control automático, pero entonces, ¿Qué es función de transferencia?, Sencillamente es la relación de la transformada de Laplace de la señal de salida entre la

transformada de Laplace de la señal de entrada, con las condiciones iniciales nulas; es necesario advertir que el concepto de función de transferencia es aplicable a sistemas lineales invariantes en el tiempo. Podemos expresar la función de transferencia de un sistema donde su salida es $y(t)$ y su entrada $x(t)$ como :

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)}$$

En donde

$$Y(s) = \text{Laplace}(y(t))$$

$$X(s) = \text{Laplace}(x(t))$$

La función de transferencia posee características especiales que facilitan la acción de control, es una expresión que es propiedad del sistema, es decir, no depende de la entrada o de la salida obtenida, además, esta no posee información sobre la estructura física en si, y maneja el comportamiento de un sistema y los valores de los parámetros que intervienen en el sistema, así como su interconexión.

8.3.1. Singularidades De La Función De Transferencia.

Se denominan singularidades de una función de transferencia a los valores de la variables s que hacen que dicha función se iguale a cero o tienda al infinito, y dependiendo de donde ocurran se denominan ceros o polos, serán ceros a cada valor que satisface la ecuación $G(s)=0$ y se llamara polo a cada valor de s que hace que $G(s)$ tienda al infinito.

8.4. *Análisis En El Dominio Del Tiempo.*

Es llamado análisis en el dominio del tiempo al estudio de la respuesta de un sistema cuando este es sometido a la acción de señales de entradas dadas, indiscutiblemente este es el análisis más importante en la teoría del control, ya que basándose en este análisis, se puede dar inicio a la búsqueda de una correcta acción de control. La respuesta de un sistema es obtenida básicamente de dos formas, la primera de ellas, es el método experimental, el cual consiste en implementar directamente sobre la planta o sistema, la señal de entrada dada y observar el comportamiento de la salida, si bien es claro que este es el mejor método para evaluar un sistema, en muchos casos resulta imposible desarrollar este tipo de experimentos en plantas que ya están operando o que realizan procesos vitales para cualquier empresa, debido a esto, aparece el segundo método, el cual consiste en evaluar o resolver la ecuación diferencial correspondiente al modelo matemático del sistema, si lo realizamos de esta forma, se debe observar las diferentes partes en la solución de una ecuación diferencial (en general en la teoría de control se aplica la transformada de Laplace para este fin), la primera de ellas es conocida como la respuesta forzada del sistema y la segunda como respuesta libre o natural.

8.4.1. *Sistemas De Primer Orden.*

Debido a que en la teoría de control son importantes y muy utilizadas las funciones de transferencia, se suele representar, tanto los sistemas de primer orden como los de segundo y superiores de esta forma, gracias a esto, se puede decir que son sistemas de primer orden todas aquellas que en su función de transferencia posean un solo polo, es decir, los sistemas de primer orden son aquellos en los cuales el grado máximo del polinomio en s del denominador de su función de

transferencia es 1, debido a esto, los sistemas de primer orden generalmente están representados de la siguiente forma:

$$G(s) = \frac{k}{1 + s\tau}$$

Donde

- k = Ganancia de régimen estacionario.
- τ = Constante de tiempo del sistema.

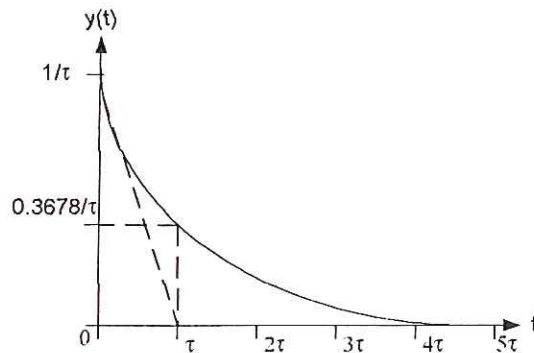
8.4.1.1. Respuesta Al Impulso Unitario.

Una de las entradas tradicionales en el estudio de sistemas en el del impulso unitario, este es de la siguiente forma.

$$y(t) = \frac{1}{\tau} \left(e^{-\left(\frac{t}{\tau}\right)} \right) \quad (8-5)$$

La gráfica de la respuesta es la siguiente:

Gráfica 37. Respuesta al impulso unitario.



Tomado de: El autor

8.4.1.2. Respuesta A Un Escalón Unitario.

Generalmente los sistemas de control son analizados utilizando como entrada un escalón, esto se debe, a que el escalón representa un cambio brusco en la señal de entrada, lo que le permite al diseñador evaluar en condiciones extremas el sistema; la función de transferencia, aplicando como entrada una función escalón unitario, queda de la siguiente manera:

$$Y(s) = A \left(\frac{a}{s} + \frac{b}{1 + s\tau} \right) \quad (8-6)$$

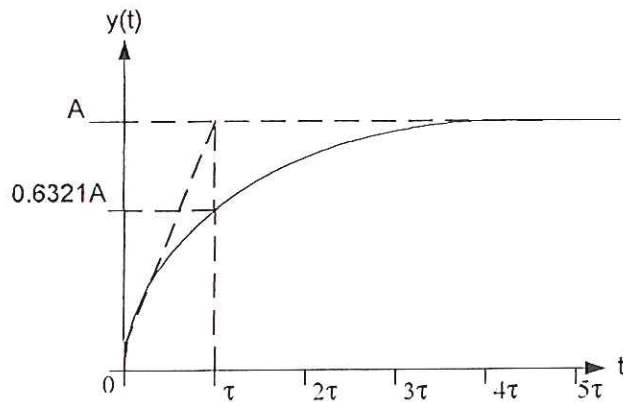
Donde $a=1$ y $b=-\tau$;

Por lo que la respuesta al escalón en el tiempo para un sistema de es de la forma

$$y(t) = A \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (8-7)$$

Debido a la sencillez de esta expresión se puede analizar su respuesta rápidamente, en un tiempo $t=0$, el valor de y es igual a 0, y a medida que t tiende a infinito, el valor de y aumente hasta “alcanzar” ha A , si bien es cierto, que se requeriría que el sistema recorriera un tiempo infinito para que su salida fuera A , se asume generalmente que en un tiempo igual a 5τ la salida se puede considera eventualmente como A , la siguiente gráfica representa un sistema de este tipo.

Gráfica 38. Respuesta al escalón unitario.



Tomado de: El autor

De esta respuesta se puede obtener el valor de la constante de tiempo del sistema, siguiendo cualquiera de los siguientes procedimientos.

Encontrar la tangente en el origen que corta a la asíntota $y=A$ en el punto de abscisa $t=\tau$.

El valor de $y(\tau)$ es $A\left(1 - \frac{1}{e}\right) = 0.63212A$.

8.4.2. Sistemas De Segundo Orden.

Se denominan sistemas de segundo orden todos aquellos sistemas que polinomio característico es de segundo orden, su función de transferencia es de la forma.

$$P(s) = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2} \quad (8-8)$$

Donde

ω_n = Frecuencia natural de oscilación sin amortiguación.

ξ = Razón de amortiguación.

8.4.3. Respuesta Al Escalón Unitario.

Nuevamente, se utiliza el escalón unitario como señal de entrada para observar el comportamiento de un sistema, la ecuación queda de la forma:

$$Y(s) = \frac{\omega_n^2}{s(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (8-9)$$

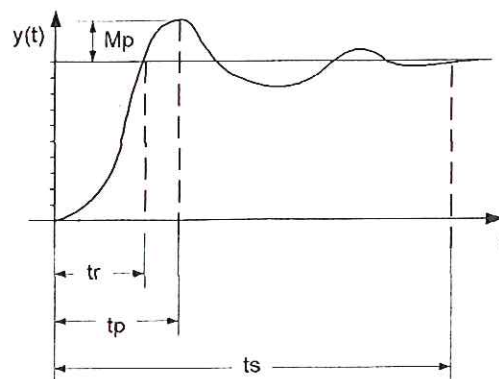
La respuesta transitoria de un sistema de control real frecuentemente presenta oscilaciones amortiguadas antes de alcanzar el estado estacionario, en esta representación se suele indicar:

- Tiempo de levantamiento t_r : Es el tiempo de requerido para que la respuesta crezca del 0 al 100% de su valor final en sistemas subamortiguados y del 10 al 90% para sistemas sobreamortiguados.
- Tiempo de pico t_p : Es el tiempo requerido por la repuesta en alcanzar su valor máximo, es decir, en alcanzar su primer pico del sobreimpulso.
- Sobreimpulso máximo M_p : Este es el valor máximo de la respuesta medido porcentualmente desde el valor de asentamiento; este valor sirve para visualizar la estabilidad relativa del sistema.
- Tiempo de establecimiento t_s : Es el tiempo necesario por la curva de respuesta para alcanzar y mantenerse dentro de determinado rango alrededor del valor final, dependiendo del autor este ronda del 5% al 2%,

al mismo tiempo, este parámetro es modificado, dependiendo de los objetivos que se deseen alcanzar con el sistema estudiado.

Una ejemplo de respuesta es la que se observa a continuación, en ella se aprecian los diferentes tiempos mencionados con anterioridad.

Gráfica 39. Respuesta típica de un sistemas de segundo orden.



Tomado de: *Ingeniería de control moderna*

Otro detalle importante en la evaluación de los sistemas de segundo orden radica en una característica mencionada anteriormente pero no analizada, la clasificación según su grado de amortiguamiento, las clasificaciones son las siguientes:

- a) $0 < \xi < 1$ (caso subamortiguado).

Llegado este caso, podemos escribir la salida del sistema como :

$$y(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta \omega_n t}}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \cos(\omega_d t + \varphi) \quad (8-10)$$

donde

$$\alpha = \xi \omega_n$$

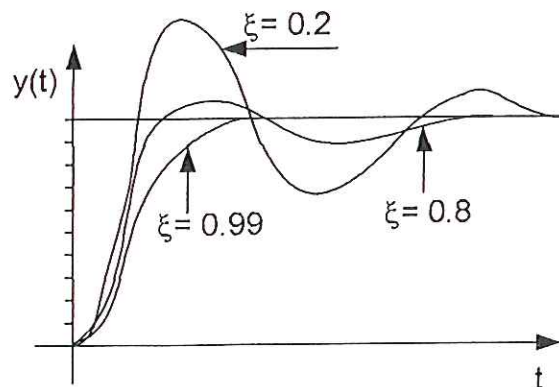
$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\varphi = -\arctan\left(\frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)$$

Los cuales son llamados coeficiente de amortiguamiento (α) y frecuencia natural amortiguada (ω_d), y al mismo tiempo se define la constante de tiempo para un sistema de segundo orden como $\tau = 1/\alpha$.

En la siguiente gráfica se aprecia las variaciones de las respuesta al cambiar el valor de ξ .

Gráfica 40. Variaciones de ξ .



Tomado de: El autor

b) $\xi = 1$ (caso críticamente amortiguado).

Es este caso los dos polos son iguales, reales y valen ω_n , generando la siguiente respuesta en el tiempo.

$$y(t) = 1 - e^{-w_n t} - w_n \cdot t \cdot e^{-w_n t} \quad (8-11)$$

c) $\xi > 1$ (caso sobreamortiguado).

Este es el caso donde las raíces del sistema son negativas reales y distintas, la respuesta en el tiempo es la siguiente:

$$y(t) = 1 - \left(\frac{e^{t\zeta w_n}}{\sqrt{\xi^2 - 1}} \right) \operatorname{senh} \left(w_n \left(\sqrt{\xi^2 - 1} \right) \cdot t + \varphi \right) \quad (8-12)$$

8.4.4. Consideraciones Para Los Sistemas De Segundo Orden.

Llegada la hora de diseñar controladores es deseable conocer algunos parámetros que le permitan al diseñador, prever la respuesta de un sistema, generalmente se desea tener control sobre el máximo sobreimpulso y el tiempo de establecimiento, esto debido a que si bien, un controlador aplicado con un sobreimpulso del 80% funcionaria correctamente en teoría, en la industria muy seguramente rebasaría los niveles permitidos de seguridad de un elemento, un ejemplo de esto seria las protecciones de corriente de un motor, que al ver este aumento en la señal de entrada se dispararían y apagarían inmediatamente el actuador, al mismo tiempo, el tiempo de establecimiento es sumamente importante, este "obligara" a responder al sistema en el tiempo deseado, acelerándolo (en la mayoría de los casos) o retardándolo (cuando deseamos levantar una temperatura lentamente por ejemplo), para estos valores se conocen las siguientes ecuaciones:

$$Mp = e^{-\left(\frac{\xi \cdot \pi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right)} \quad (8-13)$$

Para el valor de t_s , se poseen diferentes ecuaciones, todo depende de que tan estrictos deseemos, es decir, que tan estrecha deseemos que sea la banda de tolerancia, por ejemplo, si se usa el criterio de 2% (se considera que la señal se ha estabilizado cuando la señal no sobrepasa una banda del 2% del valor de establecimiento) se dice que el tiempo de establecimiento es:

$$t_s = 4\tau = \frac{4}{\xi \cdot \omega_n} \quad (8-14)$$

Pero si usamos el criterio del 5%, se puede decir que t_s es aproximadamente tres veces la constante de tiempo, es decir:

$$t_s = 3\tau = \frac{3}{\xi \cdot \omega_n} \quad (8-15)$$

8.5. Acciones Básicas De Control.

A la hora de controlar, la idea es sencilla, comparar un valor de salida de una planta con un valor deseado, de tal forma que se tome una decisión, a esta decisión comúnmente se le denomina acción de control.

8.5.1. Clasificación De Los Controles Automáticos.

De acuerdo con su acción de control existen diversas clasificaciones de los controles automáticos, los más conocidos son:

- Controles on-off.
- Controles proporcionales.
- Controles integrales.
- Controles proporcionales e integrales.
- Controles proporcionales y derivados.
- Controles proporciones y derivados e integrales.

La gran mayoría de estos controladores automáticos, usan como fuentes de potencia la electricidad o un fluido a presión que puede ser aceite o aire.

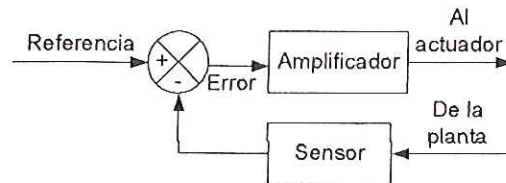
8.5.2. Elementos De Controladores Automáticos Industriales.

Los controladores automáticos deben detectar una señal de error, que habitualmente se encuentra a un nivel de potencia muy bajo, debe entonces, amplificarla para poder trabajar con esta; debido a esto, es necesario la implementación de amplificadores. La salida del controlador automático, generalmente, actúa sobre un dispositivo de potencia, ya sea un motor o una válvula.

Debido a que la señal del sistema debe ser medida, existe un elemento para tal fin, este es un dispositivo que convierte la variable de salida en otra variable adecuada, de tal forma que el controlador puede "entenderla" y tomar la acción pertinente; este elemento se encuentra en el camino de retroalimentación del

sistema de lazo cerrado. El sistema completo se puede apreciar en la siguiente gráfica.

Gráfica 41. Elementos de controladores automáticos.



Tomado de: El autor

8.5.3. Controladores Autoactuados.

Resultan ser los controladores más simples que se pueden encontrar en el mercado, es una unidad que posee al mismo tiempo los elementos de medición y las herramientas para actuar, estos controladores utilizan la energía del elemento de medición, son simples y lo más importante, económicos.

8.5.4. Controladores On-Off

Un controlador on-off es un elemento que solamente posee dos posiciones fijas, que en la mayoría de casos son simplemente encendido y apagado, gracias a esto, el control on-off, es sumamente sencillo y por ende económico, por eso no es de extrañar que sea uno de los controladores más utilizados en la industria como en labores domesticas.

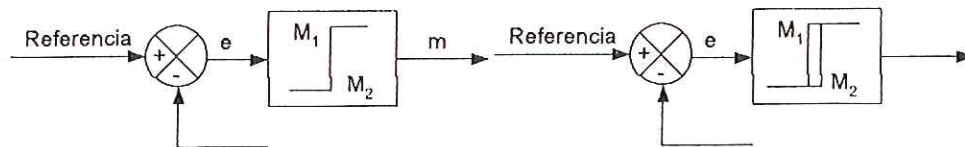
Si tomamos la señal de control como $m(t)$ y la señal de error como $e(t)$; en un controlador de dos posiciones, la señal $m(t)$ permanece en un valor máximo o mínimo, según sea la señal del error, de tal forma que:

$$m(t) = M_1 \text{ para } e(t) > 0$$

$$= M_2 \text{ para } e(t) < 0$$

Donde M_1 y M_2 son constantes y son modificadas al “capricho” del diseñador, estos controladores, generalmente son dispositivos eléctricos donde habitualmente hay una válvula accionada por un solenoide eléctrico, la siguiente es la representación del controlador on-off.

Gráfica 42. Controlador on-off, con y sin brecha de operación.



Tomado de: *Ingeniería de control moderna*

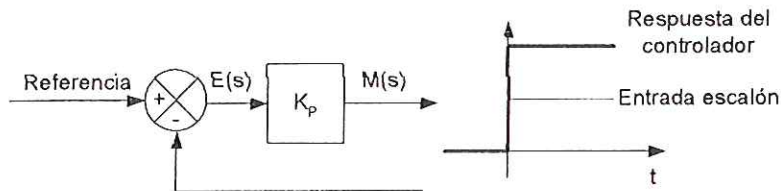
8.5.5. Controladores Proporcionales.

Es el tipo de controlador más sencillo de todos, y relaciona a la entrada y salida del controlador por medio de una ganancia, tomando los mismos significados que en el controlador anterior tenemos que:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p$$

En palabras más prácticas, el controlador de acción proporcional, funciona como amplificador con ganancia ajustable de la señal de entrada, su representación es la siguiente.

Gráfica 43. Controlador proporcional.



Tomado de: Ingeniería de control moderna

8.5.6. Controladores Integrales.

En los controladores integrales, el valor de la salida del controlador $m(t)$ varía proporcionalmente a la señal de error actuante $e(t)$. Es decir

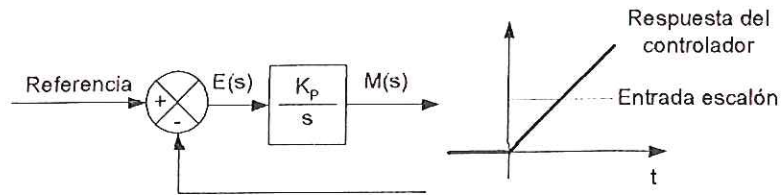
$$m(t) = K_i \int e(t) \quad (8-16)$$

Trabajando en el dominio de Laplace, tenemos que:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{K_i}{s} \quad (8-17)$$

Si se duplica el valor de $e(t)$, el valor de $m(t)$ variara dos veces más rápido, y una de las características más importantes, es que si el error llegase a valer cero, el valor de $m(t)$ se mantiene estacionario.

Gráfica 44. Controlador integral.



Tomado de: *Ingeniería de control moderna*

8.5.7. Controlador Proporcional E Integral.

Este controlador es la unión del controlador proporcional y el controlador integral, es uno de los controladores más utilizados, su función de transferencias es:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (8-18)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional y T_i es el tiempo integral, lo interesante de estas constantes es que en la totalidad de controladores que se encuentran en el mercado, estos valores son regulables. El tiempo integral manipula la acción del controlador integral, mientras que una variación en la ganancia proporcional, modifica tanto la parte integral como la proporcional del controlador. A la inversa del tiempo integral se le conoce como frecuencia de reposición, esta frecuencia es el número de veces por minuto que se duplica la parte proporcional de la acción de control.

8.5.8. Controlador Proporcional Y Derivativo.

Este controlador es uno de los menos implementados, pero introduce un nuevo elemento para la teoría de control, este corresponde a la acción derivativa, la cual consiste, como su nombre lo indica, deriva la entrada, esta acción de control es

también denominada control de velocidad, al combinar la acción proporcional y la acción derivativa, se puede escribir la función de transferencia del controlador como:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p (1 + T_d s) \quad (8-19)$$

Donde la variable K_p vuelve a representar la ganancia proporcional, T_d es el tiempo derivativo y es el intervalo de tiempo en el que la acción de velocidad se adelanta al efecto de acción proporcional; además como es costumbre en los controladores las variables anteriormente mencionadas son regulables al deseo del diseñador.

Si bien la acción de control derivativa tiene la gran ventaja de ser anticipadora tiene como desventaja, la amplificación de señales de ruido, lo que conllevaría muy seguramente la saturación en el actuador, como comentario final es interesante recordar que la acción de control derivativo no se aplica nunca sola, debido a que esta acción de controlador es aplicable durante periodos transitorios.

8.5.9. Controlador Proporcional Y Derivativo E Integral.

Este controlador brinda la combinación de todas las acciones de control, la acción proporcional, la acción de control derivativa y la acción integral; esta combinación tiene las ventajas de cada una de las acciones mencionadas anteriormente, su función de transferencia es de la forma:

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + T_d s + \left(\frac{1}{T_i s} \right) \right) \quad (8-20)$$

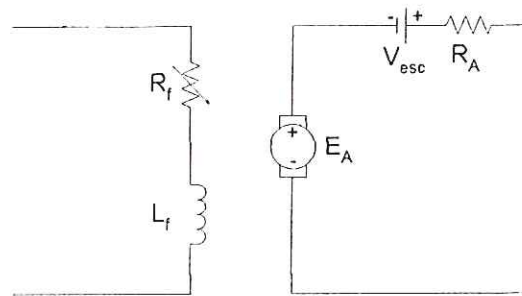
Donde las constantes utilizadas son las mismas que se mencionaron precedentemente, y al igual que los controladores citados con anterioridad las constantes son regulables al capricho del diseñador.

9. MOTORES Y GENERADORES DC

Los motores de corriente directa son máquinas DC utilizadas como motores; y los generadores DC son máquinas DC utilizadas como generadores. La misma máquina física puede operar como motor o como generador, dependiendo de la dirección del flujo de potencia a través de ella.

9.1. Circuito Equivalente Del Motor Dc

Gráfica 45. Circuito equivalente de un motor DC



Tomado de Máquinas Eléctricas

En la Gráfica 45 se muestra el circuito equivalente de un motor DC. En esta figura, el circuito del inducido está representado por una fuente ideal de voltaje E_A y una resistencia R_A . Esta representación es el equivalente Thevenin de la estructura total del rotor, incluidas las bobinas del rotor, los interpolos y los devanados de compensación, si los hay. La caída de voltaje en la escobilla está representada por una pequeña batería V_{esc} opuesta en dirección al flujo de corriente de la máquina. Las bobinas de campo que producen el flujo magnético en el generador están representadas por la inductancia L_f y la resistencia R_f .

Existen algunas variantes y simplificaciones de éste circuito equivalente básico. Con frecuencia, el voltaje de caída en la escobilla es sólo una pequeña fracción del voltaje generado en una máquina. En casos en los cuales no es demasiado crítico, el voltaje de caída en la escobilla puede despreciarse o incluirse aproximadamente en el valor de R_A . A veces, la resistencia interna de las bobinas de campo también se agrupa con la resistencia variable y a ese total se le llama R_F . Una tercera variante es aquella en la cual los generadores tienen más de una bobina de campo, todo lo cual aparecerá en el circuito equivalente.

El voltaje interno generado en ésta máquina está dado por la ecuación (9-1):

$$E_A = k \cdot \phi \cdot \omega \quad (9-1)$$

y el par inducido desarrollado por la máquina está dado por

$$\tau_{ind} = k \cdot \phi \cdot I_A \quad (9-2)$$

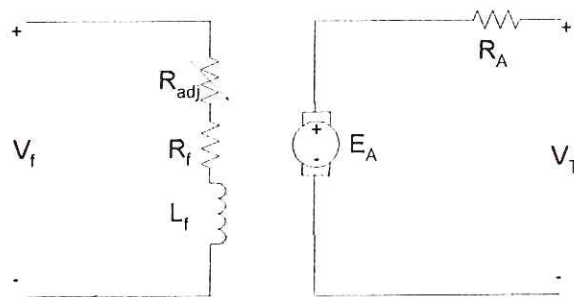
Estas dos ecuaciones, la correspondiente a la ley de Voltajes de Kirchhoff del circuito del inducido y la curva de magnetización de la máquina, son las herramientas necesarias para analizar el comportamiento y el funcionamiento de un motor DC.

9.2. Motores Dc Con Excitación Separada Y Motores Dc En Derivación

La Gráfica 46 muestra el circuito equivalente de un motor DC con excitación separada; la Gráfica 47, el de un motor DC en derivación. Un motor DC con excitación separada es un motor cuyo circuito de campo es alimentado por una fuente de potencia separada de voltaje constante, mientras que un motor DC en derivación es aquel cuyo circuito de campo obtiene su potencia directamente de

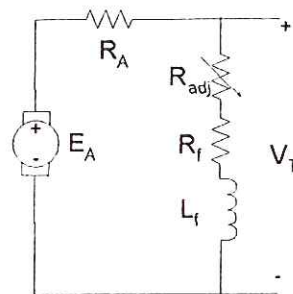
los terminales del inducido del motor. Si se supone que el voltaje de alimentación al motor es constante, no hay casi diferencia de comportamiento entre éstas dos máquinas. A menos que se especifique lo contrario, siempre que se describe el comportamiento de un motor en derivación, también se incluye el motor de excitación separada.

Gráfica 46. Circuito equivalente de un motor DC con excitación separada



Tomado de Máquinas Eléctricas

Gráfica 47. Circuito equivalente de un motor DC en derivación



Tomado de Máquinas Eléctricas

La ecuación correspondiente a la ley de voltajes de Kirchhoff (KVL) para el circuito del inducido de estos motores es:

$$V_T = E_A + I_A \cdot R_A \quad (9-3)$$

donde:

V_T : Voltaje en terminales. [V]

E_A : Voltaje fuente ideal. [V]

I_A : Corriente de armadura. [A]

R_A : Resistencia de Armadura. [Ω]

9.2.1. Característica De Los Terminales De Un Motor Dc En Derivación

Una característica de los terminales de una máquina es una gráfica de las cantidades de salida de la máquina contra cada una de las demás. En un motor, las cantidades de salida son el par en el eje y la velocidad; por tanto, su característica de los terminales es una gráfica del par contra la velocidad en su salida.

¿Cómo responde un motor DC en derivación a una carga? Si se supone que aumenta la carga en el eje de éste motor; entonces el par de carga τ_{carga} excederá el par inducido τ_{ind} en la máquina, y el motor comenzará a reducir la velocidad.

Cuando el motor se frena, su voltaje interno generado disminuye ($E_A = k \cdot \phi \cdot \omega \downarrow$) y la corriente del inducido del motor ($I_A = (V_T - E_A \downarrow) / R_A$) aumenta. Cuando aumenta la corriente del inducido, aumenta el par inducido ($\tau_{ind} = k \cdot \phi \cdot I_A \uparrow$) y finalmente, el par inducido igualará al de carga a una velocidad mecánica de rotación ω más baja.

La característica de salida de un motor DC en derivación se puede deducir de las ecuaciones del voltaje inducido y el par del motor, junto con la ecuación correspondiente a la ley de voltajes de Kirchhoff. Esta última ecuación, aplicada al motor en derivación es:

$$V_T = E_A + I_A \cdot R_A \quad (9-4)$$

El voltaje inducido $E_A = k \cdot \phi \cdot \omega$ tal que

$$V_T = k \cdot \phi \cdot \omega + I_A \cdot R_A \quad (9-5)$$

Puesto que $\tau_{md} = k \cdot \phi \cdot I_A$, la corriente I_A puede ser expresada como

$$I_A = \frac{\tau_{md}}{k \cdot \phi} \quad (9-6)$$

Combinando las ecuaciones anteriores se obtiene

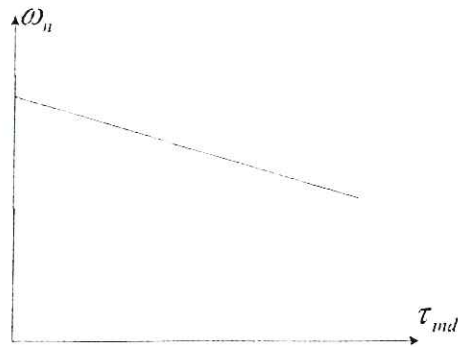
$$V_T = k \cdot \phi \cdot \omega + \frac{\tau_{md}}{k \cdot \phi} \cdot R_A \quad (9-7)$$

Finalmente, despejando la velocidad del motor se obtiene

$$\omega = \frac{V_T}{k \cdot \phi} - \frac{R_A}{(k \cdot \phi)^2} \cdot \tau_{md} \quad (9-8)$$

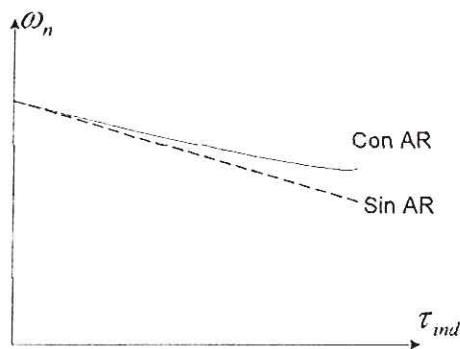
Esta ecuación representa justamente una línea recta con pendiente negativa. La característica resultante par-velocidad de un motor DC en derivación se muestra en la Gráfica 48.

Gráfica 48. Curva característica Par-Velocidad de un motor DC en derivación



Tomado de Máquinas Eléctricas

Gráfica 49. Curva característica Par-Velocidad con el efecto de inducido



Tomado de Máquinas Eléctricas

Es importante tener en cuenta que, para la variación de la velocidad del motor con respecto al par, los otros términos de esta expresión deben permanecer constantes cuando cambia la carga. Se supone que el voltaje en los terminales, suministrado por la fuente de potencia DC, es constante; si no es constante, las variaciones de voltaje afectarán la forma de la curva par-velocidad.

La reacción del inducido es otro efecto interno del motor que también puede afectar la forma de la curva par-velocidad. Si un motor presenta reacción del inducido, el efecto de debilitamiento del flujo reduce el flujo en la máquina a medida que aumenta la carga. Como muestra la ecuación (9-8), la reducción del flujo aumenta la velocidad del motor, a cualquier carga dada, más allá de la

velocidad a que podría girar si no se presentara la reacción del inducido. La Gráfica 49 muestra la velocidad a que podría girar si no se presentara la reacción del inducido (*AR: Armature Reaction*). Si un motor tiene devanados de compensación, es claro que no se presentarán los problemas de debilitamiento del flujo en la máquina, y éste será constante.

Si un motor DC en derivación tiene devanados de compensación tal que su flujo es constante, independiente de la carga, y se conocen la velocidad y la corriente del inducido del motor para cualquier valor de la carga, es posible calcular su velocidad para cualquier otro valor de ésta, mientras se conozca o pueda determinarse la corriente del inducido.

9.2.2. *Análisis No Lineal De Un Motor Dc En Derivación*

El flujo ϕ y, por tanto, el voltaje interno generado E_A de una máquina DC es una función no lineal de su fuerza magnetomotriz. Entonces, cualquier fenómeno que altere la fuerza magnetomotriz en la máquina tendrá un efecto no lineal en el voltaje interno generado de ella. Puesto que el cambio en E_A no se puede calcular analíticamente, debe utilizarse la curva de magnetización de la máquina para determinar con aproximación su E_A para una fuerza magnetomotriz dada. Los dos elementos principales que ayudan a formar la fuerza magnetomotriz de la máquina son la corriente de campo y la reacción del inducido, si está presente.

Puesto que la curva de magnetización es una gráfica directa de E_A contra I_F para una velocidad ω_0 dada, el efecto de cambiar la corriente de campo de la máquina se puede determinar de su curva de magnetización.

Si una máquina presenta reacción del inducido, su flujo se reducirá a medida que aumenta la carga. En un motor DC en derivación, la fuerza magnetomotriz total es igual a la fuerza magnetomotriz del circuito de campo menos la fuerza magnetomotriz debida a la reacción del inducido (AR):

$$F_{net} = N_F \cdot I_F - F_{AR} \quad (9-9)$$

Puesto que las curvas de magnetización están expresados como gráficos de E_A contra la corriente de campo, es costumbre definir una corriente equivalente de campo que produciría el mismo voltaje de salida que la combinación de todas las fuerzas magnetomotrices en la máquina. El voltaje resultante E_A puede ser determinado localizando esa corriente equivalente en la curva de magnetización. En un motor DC en derivación la corriente equivalente de campo está dada por:

$$I_F' = I_F - \frac{F_{AR}}{N_F} \quad (9-10)$$

Cuando se utiliza el análisis no lineal para determinar el voltaje interno generado en un motor DC, debe tenerse en cuenta otro efecto. En una máquina las curvas de magnetización se dibujan para una velocidad particular, usualmente la velocidad nominal de la máquina. ¿Cómo puede determinarse los efectos de una corriente dada de campo, si el motor está girando a una velocidad diferente de la nominal?

En una máquina DC, cuando la velocidad se expresa en revoluciones por minuto, la ecuación para el voltaje inducido es:

$$E_A = k' \cdot \phi \cdot n \quad (9-11)$$

Para una corriente efectiva de campo dada, el flujo en una máquina es fijo de modo que el voltaje interno generado está relacionado con la velocidad por:

$$\frac{E_A}{E_{A0}} = \frac{n}{n_0} \quad (9-12)$$

donde E_{A0} y ω_0 representan los valores de referencia del voltaje y de la velocidad respectivamente. Si se conocen las condiciones de referencia de la curva de magnetización y el valor real de E_A por la ley de Voltajes de Kirchhoff, entonces es posible determinar la velocidad actual ω , partiendo de la ecuación anterior.

9.2.3. Control De Velocidad En Motores Dc En Derivación

Existen tres métodos.

- Ajustando la resistencia de campo R_f (y por tanto, el flujo de campo).
- Ajustando el voltaje en los terminales, aplicado al inducido.
- Insertando una resistencia en serie con el circuito de inducido.

9.2.3.1. Cambio De La Resistencia De Campo

Para entender que ocurre cuando se cambia la resistencia de campo de un motor DC, se debe suponer que aumenta la resistencia de campo y observar la respuesta. Si la resistencia de campo aumenta, la corriente de campo disminuye ($I_f = V_f / R_f \uparrow$) y, disminuye la corriente de campo, el flujo de campo ϕ también disminuye con ella. Una disminución del flujo origina la disminución instantánea en el voltaje interno generado ($E_A = k \cdot \phi \cdot \omega \downarrow$), lo cual causa un gran aumento en la corriente del inducido de la máquina, puesto que:

$$I_A \uparrow = \frac{V_T - E_A \downarrow}{R_A}$$

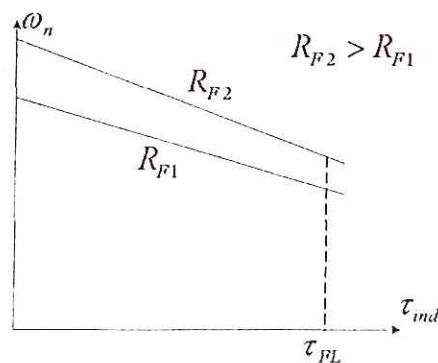
Para resumir el comportamiento causa-efecto involucrado en éste método de control de velocidad:

- El aumento de R_f causa una disminución de $I_f = V_f / R_f \uparrow$.

- Ante la disminución de I_F , disminuye ϕ .
- La disminución de ϕ baja $E_A = k \cdot \phi \cdot \omega$.
- La disminución de E_A aumenta $I_A = (V_T - E_A) / R_A$.
- El aumento de I_A incrementa $\tau_{md} = k \cdot \phi \cdot I_A$ (con el cambio en I_A predominante sobre el cambio en el flujo).
- El aumento de τ_{md} hace a $\tau_{md} > \tau_{carga}$, y la velocidad ω aumenta.
- El aumento de ω aumenta otra vez $E_A = k \cdot \phi \cdot \omega$.
- El aumento de E_A disminuye I_A .
- La disminución de I_A reduce τ_{md} hasta que $\tau_{md} = \tau_{carga}$ a una velocidad mayor ω .

El efecto de aumentar la resistencia de campo sobre la resistencia de salida de un motor en derivación se muestra en la Gráfica 50. Nótese que cuando disminuye el flujo en la máquina, aumenta la velocidad del motor en vacío, mientras que la pendiente de la curva par-velocidad se inclina más. Naturalmente, disminuyendo R_F podría invertirse el proceso completo, y la velocidad del motor caería.

Gráfica 50. Efecto de la resistencia de campo en la curva característica



Tomado de Máquinas Eléctricas

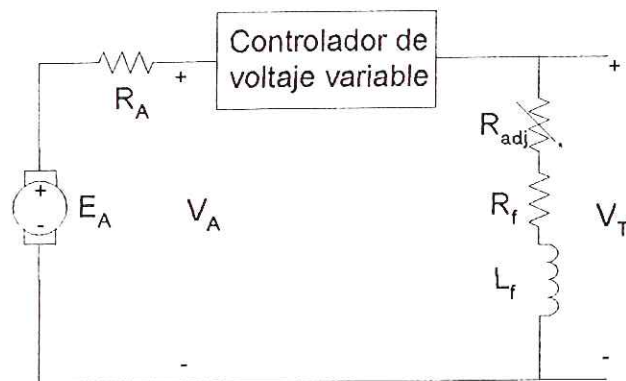
9.2.3.2. Cambio Del Voltaje En El Inducido

La segunda forma de controlar la velocidad implica el cambio del voltaje aplicado al inducido del motor sin cambiar el voltaje aplicado al campo.

Para realizar este tipo de control, se requiere una conexión similar a la Gráfica 51. En efecto, el motor debe ser excitado por separado para utilizar el control de voltaje del inducido.

Si el voltaje V_A aumenta, se debe aumentar la corriente del inducido del motor ($I_A = (V_A \uparrow - E_A)/R_A$). Como I_A aumenta, el par inducido $\tau_{ind} = k \cdot \phi \cdot I_A \uparrow$ aumenta de modo que $\tau_{ind} > \tau_{carga}$ y la velocidad ω aumenta.

Gráfica 51. Conexión para control de velocidad por cambio de voltaje en el inducido



Tomado de Máquinas Eléctricas

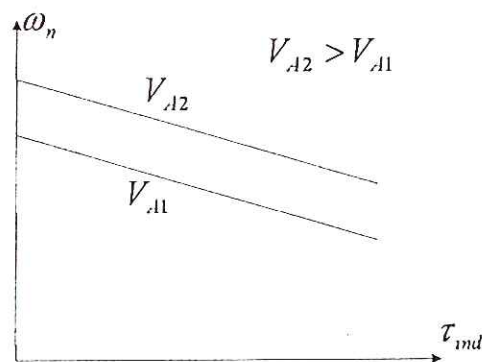
Como la velocidad ω aumenta, el voltaje interno generado $E_A = k \cdot \phi \cdot \omega \uparrow$ aumenta causando una disminución en la corriente del inducido. Esta disminución en I_A reduce el par inducido y ocasiona que éste τ_{ind} iguale al par de carga τ_{carga} a una mayor velocidad ω de rotación.

Para resumir el comportamiento causa-efecto en éste método de control de velocidad:

- Un aumento en V_A eleva $I_A = (V_A \uparrow - E_A) / R_A$.
- El aumento de I_A incrementa $\tau_{md} = k \cdot \phi \cdot I_A \uparrow$.
- El aumento de τ_{md} hace que $\tau_{md} > \tau_{carga}$, y aumenta ω .
- El aumento de ω incrementa a $E_A = k \cdot \phi \cdot \omega \uparrow$.
- El aumento de E_A hace que disminuya $I_A = (V_A \uparrow - E_A) / R_A$.
- La disminución de I_A reduce a τ_{md} hasta que $\tau_{md} = \tau_{carga}$ a una mayor velocidad ω .

En la Gráfica 52 se muestra el efecto de un aumento en V_A sobre la característica par-velocidad de un motor con excitación separada. Es importante reconocer que en éste método de control varía la velocidad de vacío del motor, pero la pendiente de la curva permanece constante.

Gráfica 52. Efecto de V_A sobre la curva característica Par-Velocidad



Tomado de Máquinas Eléctricas

9.2.3.3. Inserción De Resistencia En Serie Con El Circuito Del Inducido

Si se inserta una resistencia en serie con el circuito del inducido, se produce un aumento drástico de la pendiente de la característica par-velocidad del motor que lo hace operar con más lentitud si es cargado (Ver Gráfica 53). Este hecho puede

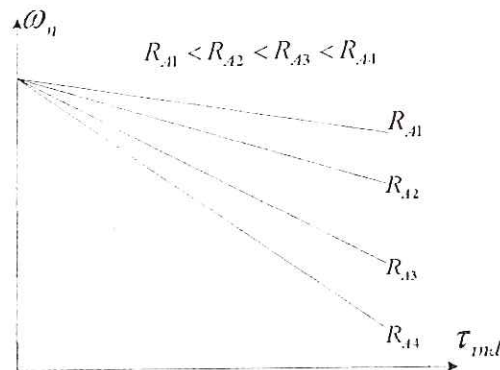
verse con claridad en la ecuación (9-8). La inserción de una resistencia es un método antieconómico de controlar la velocidad puesto que las pérdidas en la resistencia insertada son muy grandes. Por ésta razón, se utiliza en muy pocas ocasiones, en aplicaciones cuando el motor opera la mayor parte del tiempo a plena velocidad o en aplicaciones tan baratas que no justifican el empleo de una forma mejor de controlar la velocidad.

Los dos métodos más comunes para controlar la velocidad del motor en derivación (variación de la resistencia de campo y variación del voltaje del inducido) tienen diferentes rangos seguros de operación.

En el control de la resistencia de campo, cuanto menor sea la corriente en un motor DC en derivación (o de excitación separada), gira con más rapidez y cuanto mayor sea la corriente, girará con menos rapidez. Puesto que un aumento en la corriente de campo causa una disminución de velocidad, siempre puede obtenerse un mínimo de velocidad mediante el circuito de control. Esta velocidad mínima ocurre cuando el máximo flujo de corriente permisible atraviesa el circuito de campo del motor.

Si un motor está operando a sus valores nominales de voltaje en terminales, potencia y corriente de campo, estará girando a su velocidad nominal, conocida como velocidad base. El control de la resistencia de campo puede regular la velocidad del motor para velocidades por encima de la nominal pero no para velocidades por debajo de ella. Para alcanzar una velocidad más baja que la nominal mediante un circuito de control de campo, se requeriría excesiva corriente de campo y quizá se quemen los devanados de campo.

Gráfica 53. Efecto de la resistencia serie sobre la curva característica Par-
Velocidad



Tomado de Máquinas Eléctricas

En el control del voltaje del inducido, cuanto más bajo sea el voltaje del inducido en un motor de excitación separada, más lento es su giro y, cuanto mayor voltaje del inducido, más rápido es su giro. Puesto que el aumento en el voltaje del inducido incrementa la velocidad, siempre puede obtenerse una velocidad máxima posible mediante el control de voltaje del inducido. Esta velocidad máxima ocurre cuando el voltaje del inducido del motor alcanza su máximo nivel permisible.

Si el motor está operando a sus valores nominales de voltaje, corriente de campo y potencia, estará girando a su velocidad nominal. El control de voltaje del inducido puede regular la velocidad del motor para velocidades inferiores a la nominal pero no para velocidades por encima de ella. Para alcanzar una velocidad mayor que la nominal mediante el control de voltaje del inducido, se requeriría excesivo voltaje en el inducido y podría dañarse el circuito.

Estas dos técnicas de control son complementarias. El control de voltaje del inducido funciona bien para velocidades inferiores a la nominal; la resistencia de campo o control de corriente de campo, funciona bien para velocidades por encima de la nominal. Combinando las dos técnicas de control en el mismo motor, es posible obtener un rango de variación de velocidad de hasta 40 a 1 o más. Los motores DC en derivación y de excitación separada tienen excelentes características de control de velocidad.

Existe una diferencia significativa en los límites de par y potencia en la máquina sometida a éstos dos tipos de control de velocidad. El factor limitante en cada caso es el calentamiento de los conductores del inducido, el cual fija el límite superior a la magnitud de corriente I_{A} del inducido.

En el control por voltaje de inducido, el flujo en el motor es constante de modo que el par máximo en el motor es:

$$\tau_{\max} = k \cdot \phi \cdot I_{A\max} \quad (9-13)$$

Este par máximo es constante independientemente de la velocidad de rotación del motor. Puesto que la potencia de salida del motor está dada por $P = \tau \cdot \omega$, la potencia máxima del motor a cualquier velocidad, bajo control del voltaje del inducido es:

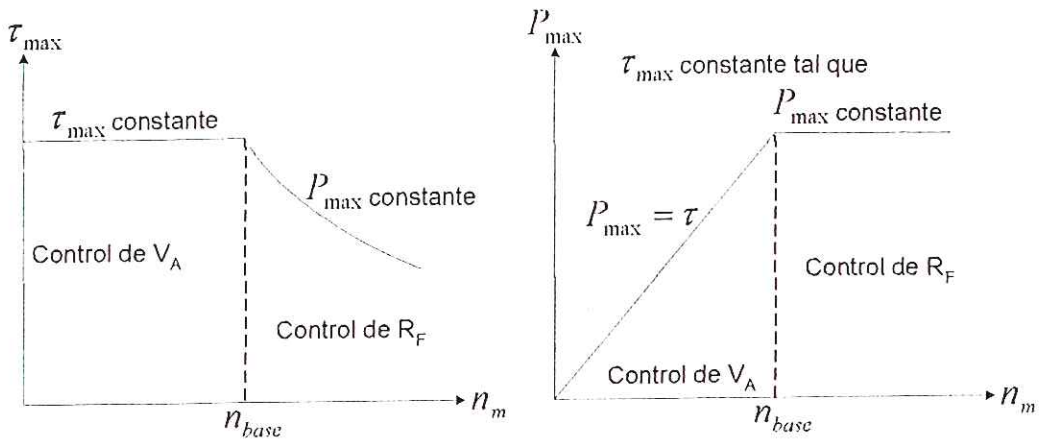
$$P_{\max} = \tau_{\max} \cdot \omega \quad (9-14)$$

Por tanto, la máxima potencia de salida del motor es directamente proporcional a su velocidad de operación bajo control de voltaje del inducido.

Por otro lado, cuando se utiliza control por resistencia de campo, el flujo cambia. En esta forma de control, el aumento de velocidad se produce por una disminución en el flujo de la máquina. Para no exceder el límite de corriente del inducido, el límite del par inducido debe disminuir cuando aumenta la velocidad del motor. Puesto que la potencia de salida del motor está dada por $P = \tau \cdot \omega$ y el par límite disminuye cuando aumenta la velocidad del motor, la máxima potencia de salida de un motor DC bajo control de corriente de campo es constante, mientras que el par máximo varía con el inverso de la velocidad del motor.

En la Gráfica 54 se muestran estas limitaciones de potencia y par en el motor DC en derivación para una operación segura en función de la velocidad.

Gráfica 54. Limitaciones de potencia y par en el motor DC



Tomado de Máquinas Eléctricas

10. FUNDAMENTOS DE NEUMÁTICA

10.1. Conceptos Fundamentales

10.1.1. Presión

La presión (P) ejercida por un fluido sobre una superficie- y viceversa- es el cociente entre la fuerza (F) y la superficie (S) que recibe su acción.

Es decir:

$$P = F/S \quad (10-1)$$

o mejor, si ésta fuerza no fuera uniforme, para cada punto:

$$P = dF/dS \quad (10-2)$$

En todo punto de la atmósfera terrestre existe una determinada presión que varía con la altura y las condiciones meteorológicas y se conoce con el nombre de presión atmosférica. Esta presión es igual al peso por unidad de superficie de la columna de aire comprendida entre ésta superficie y la última capa de la atmósfera. Normalmente se mide con un instrumento llamado barómetro.

La presión resultante de dividir la fuerza ejercida por la sección sobre la que actúa se llama presión absoluta.

Por el hecho de estar todos los cuerpos sometidos a la presión atmosférica, conviene referirse no a la presión absoluta, sino a la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica, a la que se llama presión relativa o manométrica.

Para comprender la fuerza de avance a que está sometido un émbolo debemos restar el producto $P_{abs} \cdot S$ el producto $P_{atm} \cdot S$, que representa la fuerza que le opone la presión atmosférica.

Es decir:

$$F = P_{abs} \cdot S - P_{atm} \cdot S = (P_{abs} - P_{atm}) \cdot S = P_r \cdot S \quad (10-3)$$

El uso del concepto de presión relativa simplifica el cálculo.

En la práctica, la presión relativa de la instalación es de primordial importancia y se conoce con el nombre de presión de trabajo o presión efectiva. Según las normas CETOP(Comité Europeo de Transmisiones Oleo-hidráulicas y Neumáticas), de no advertir lo contrario, si se da una presión debe entenderse como manométrica.

La unidad de presión del sistema internacional es el Nm^2 que recibe el nombre de Pascal. Esta unidad tiene el inconveniente de ser demasiado pequeña para la mayor parte de las aplicaciones. El CETOP recomienda la utilización del Bar como unidad, pues su uso en el campo neumático es más práctico.

Tradicionalmente se venían empleando como unidades de presión la atmósfera o el kp/cm^2 , de valor muy cercano al bar. Así pues, si no hablamos con rigor, 1 bar, 1 atm y 1 kp/cm^2 se pueden considerar equivalentes.

La unidad británica de presión es el p.s.i.(pound per square).

10.1.2. Caudal

Se define el caudal como la unidad de flujo que atraviesa una sección dada por unidad de tiempo.

Esta cantidad de fluido se puede expresar de dos formas, en masa o en volumen.

Evidentemente, el caudal másico y el caudal volumétrico están relacionados a través de la densidad del fluido, que en el caso de los gases es variable con la presión y la temperatura.

A veces se da el caudal volumétrico referido a la atmósfera normal de referencia (A.N.R.). En tal caso damos en realidad un caudal másico, ya que en condiciones normales la densidad es constante.

El caudal másico se expresa en kg/s, mientras la unidad S.I. de caudal volumétrico es el m³/s seguido de la referencia normal o actual.

En la práctica se emplea el l/min, o el m³/hora, unidades que representan dificultades para el cálculo a causa del factor 60 de transformación.

10.1.3. *Potencia Neumática*

Para los estudios de rendimiento, indispensables en los análisis económicos de instalaciones, es imprescindible introducir el concepto de potencia de un fluido en movimiento.

El aire comprimido en la neumática, como el aceite en la oleo-hidráulica, con vehículos a través de los cuales se transmite potencia de una fuente exterior de energía, en general un motor eléctrico o de combustión interna, a unos receptores.

La potencia instantánea consumida por un receptor es igual al producto de fuerza por velocidad. Para una mejor comprensión, supongamos que este receptor es un cilindro.

La fuerza total ejercida por el cilindro es igual al producto de la presión por la sección útil del cilindro. El volumen que se crea por unidad de tiempo, al avanzar el cilindro, es ocupado por el caudal.

De donde la expresión de potencia es:

$$N = F \cdot v = (P \cdot S) \cdot (Q/S) = P \cdot Q \quad (10-4)$$

donde:

N :Potencia Neumática. [W]

F : Fuerza. [N]

v : Velocidad. [m/s]

P :Presión. [N/m²]

S :Área. [m²]

Q :Caudal. [m³/s]

Si expresamos la presión en N/m² y el caudal en m³/s, la potencia se expresa en watios.

10.2. Producción Y Distribución Del Aire Comprimido

El suministro de aire comprimido para instalaciones neumáticas comprende los siguientes componentes:

- Producción de aire comprimido mediante compresores.
- Acondicionamiento del aire comprimido para las instalaciones neumáticas.
- Conducción del aire comprimido hasta los puntos de utilización.

10.2.1. Compresores

El elemento central de una instalación productora de aire comprimido es el compresor.

La función de un compresor neumático es aspirar aire a presión atmosférica y comprimirlo a una presión más elevada.

Las características técnicas a valorar en los compresores son: el caudal suministrado en Nm^3/min (para compresores pequeños) o en Nm^3/min y por la relación de compresión, siendo ésta última la presión alcanzada en bar, kp/cm^2 .

Los compresores se dividen, según el tipo de ejecución, en:

- Compresores de émbolo.
- Compresores rotativos.
- Compresores centrífugos.

10.2.1.1. Elección De Un Compresor

La adecuada elección de un compresor para una instalación dada va estrechamente ligada a los consumidores, y es frecuente tener que hacer varios tanteos antes de encontrar la combinación idónea.

Los parámetros fundamentales a considerar son: el caudal aspirado y la presión deseada a la salida.

Para aplicaciones de automatización se requieren caudales moderados a presiones medias; los compresores más indicados son, por lo general, los de émbolos.

La presión que necesita la instalación que necesita deberá ser superior (a veces 2 o 3 bar) a la de servicio, ya que de otra forma no se podrá mantener dicha presión. Generalmente, una vez definida la presión queda ya decidido si el compresor debe ser de una o dos etapas.

Si hay posibilidad de elección debe tenerse presente que los compresores más lentos, y por tanto de más cilindrada para un caudal dado, son más caros por de mayor duración y rendimiento.

Otro factor importante a tener en cuenta es el motor que arrastra el compresor y su sistema de control. Para las potencias utilizadas en sistemas de automatización, los motores suelen ser eléctricos. El sistema de control es de dos tipos: por paro y marcha del motor, en unidades pequeñas, o por trabajo en vacío

en unidades mayores. En cualquier caso, este control depende de la presión en el depósito.

10.2.2. Depósitos

La función que cumple un depósito en una instalación de aire comprimido es múltiple:

- Amortiguar las pulsaciones del caudal de salida de los compresores alternativos.
- Permitir que los motores de arrastre de los compresores no tengan que trabajar de manera continua, sino intermitente.
- Hacer frente a las demandas punta del caudal sin que se provoquen caídas de presión en la red.

Por lo general, los depósitos son cilíndricos, de chapa de acero, y van provistos de diversos accesorios tales como un manómetro, una válvula de seguridad y una llave de purga para evacuar los condensados, así como un presostato para arranque y paro del motor. Los depósitos para pequeños compresores suelen ir montados debajo del mismo y en sentido horizontal. Para grandes caudales suelen estar separados, montados después del refrigerador en posición vertical.

Los factores que influyen más decisivamente en el dimensionado del depósito son:

- El caudal del compresor.
- Las variaciones de la demanda.
- El tipo de refrigeración, que determina unos períodos aconsejables de paro o marcha en vacío.

Como principio, el caudal del compresor, multiplicado por el factor de utilización aconsejado, debe superar el valor medio de la demanda y la presión debe superar la de utilización.

10.2.3. *Acondicionamiento Del Aire Comprimido*

La simple compresión del aire en el compresor y la posterior conducción neumática no son suficientes, ya que el aire contiene bastantes impurezas que pueden causar efectos perniciosos en los equipos a emplear. Los principales enemigos de toda instalación neumática son: agua, aceite, polvo y suciedad.

El aire húmedo puede originar:

- Oxidación, causando averías en los elementos de la instalación.
- Excesivo desgaste del equipo neumático, ya que la humedad lava y arrastra el aceite lubricante.

Las partículas sólidas en forma de polvo y suciedad son los mayores enemigos de los elementos neumáticos, especialmente de las juntas de estanqueidad. La penetración de polvo y suciedad daña fácilmente los materiales utilizados en las juntas e imposibilita que realicen correctamente su función.

La humedad y las impurezas del aire comprimido pueden ser extraídas con la ayuda de aparatos especiales.

10.2.4. *Conducción Del Aire Comprimido*

La conducción de aire comprimido se realiza a través de la red de aire comprimido. Se entiende por red de aire comprimido el conjunto de todas las tuberías que parten del depósito, colocadas de modo que queden fijamente unidas entre sí, y que conducen el aire comprimido a los puntos de conexión para los consumidores individuales. Deberá tener:

- Mínima pérdida de presión.
- Mínima pérdida de aire por fugas.
- Mínima cantidad de agua en la red y en los puntos de utilización.

Para determinar el diámetro correcto de las redes de aire es necesario considerar diversos factores. Estos son:

- El caudal de aire.
- La caída de presión admisible.
- La longitud de tubería.
- La presión de trabajo.

El caudal de aire comprimido es una magnitud que se determina según el planteamiento. Este puede ser igual a la capacidad del compresor o puede ser incrementando y debe ser suficientemente holgado, teniendo en cuenta futuras expansiones de la planta.

La caída de presión y la velocidad de circulación se hallan relacionadas estrechamente. Cuanto mayor es la velocidad de circulación, mayor es la caída de presión; pero en la caída de presión también influyen otros factores como la rugosidad de la pared interior de la tubería, la longitud de tubería y el número de accesorios instalados. La velocidad de circulación del aire comprimido en las tuberías debe estar comprendida entre 6 y 10 m/s. La caída de presión no debe superar, en lo posible, el valor de 0.1kp/cm^2 .

La longitud de la tubería se determina a partir del trazado de la instalación y deben ser tenidos en cuenta los accesorios instalados.

Los fabricantes de compresores han desarrollado nomogramas para determinar con facilidad el diámetro de tubería más adecuado.

Las tuberías de aire comprimido de instalación fija deben ser accesibles en la medida que sea posible, para facilitar la vigilancia o comprobación de la estanqueidad de la red, por lo que ha de evitarse su colocación empotrada en paredes. Las tuberías de alimentación horizontales deben colocarse con una pendiente del 1 al 2 % en el sentido de la circulación. Las derivaciones verticales hacia abajo no deben terminar en la conexión para el consumidor, sino que deben

prolongarse un poco más con el fin de que el agua de condensación producida se acumule en el punto más bajo y no pase al consumidor. Las tuberías que parten de la tubería principal deben derivarse siempre dirigiéndolas hacia arriba.

Las distribuciones empleadas para el tendido de una red de aire son:

- Una larga tubería, extendida a todo lo largo de las naves del edificio con los necesarios bajantes a los puntos de utilización.
- Tendido en circuito cerrado o en anillo. Normalmente se prefiere este sistema circular porque no tiene extremos muertos, el suministro de aire comprimido es equilibrado y las fluctuaciones de presión se reducen considerablemente. Además, con la ayuda de válvulas de cierre situadas estratégicamente, parte de este circuito puede ser desconectado, manteniendo en servicio la parte restante.

La red de tuberías se monta preferentemente con tubos de acero y uniones soldadas. La ventaja de la unión de tubos por soldadura es la buena estanqueidad y el precio. El inconveniente de las uniones soldadas es la producción de partículas de óxido; no obstante, con la inclusión de una unidad de mantenimiento delante del consumidor, las partículas son arrastradas por la corriente de aire y se depositan en el colector de condensación.

10.3. Actuadores Neumáticos

El trabajo de estudio de la automatización de una máquina no acaba con el esquema del automatismo a realizar, sino con la adecuada elección del receptor a utilizar y la perfecta unión entre éste y la máquina a la cual sirve. En un sistema neumático los receptores son los llamados actuadores neumáticos o elementos de trabajo, cuya función es la de transformar la energía neumática del aire comprimido en trabajo mecánico.

Los actuadores neumáticos se clasifican en dos grandes grupos:

- Cilindros
- Motores

Aunque el concepto de motor se emplea para designar a una máquina que transforma energía en trabajo mecánico, en neumática sólo se habla de un motor si es generado un movimiento de rotación, aunque es también frecuente llamar los cilindros motores lineales.

10.3.1. *Cilindros Neumáticos*

Los cilindros neumáticos son, por regla general, los elementos que realizan el trabajo. Su función es la de transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de retroceso. Generalmente, el cilindro neumático está constituido por un tubo circular cerrado en los extremos mediante dos tapas, entre las cuales se desliza un émbolo que separa dos cámaras. Al émbolo va unido un vástago, que saliendo a través de una o ambas tapas, permite utilizar la fuerza desarrollada por el cilindro en virtud de la presión del fluido al actuar sobre las superficies del émbolo.

Los dos volúmenes de aire en que queda dividido el cilindro por el émbolo reciben el nombre de cámaras. Si la presión de aire se aplica en la cámara posterior de un cilindro, el émbolo y el vástago se desplazan hacia delante (carrera de avance). Si la presión de aire se aplica en la cámara anterior del cilindro, el desplazamiento se realiza en sentido inverso (carrera de retroceso).

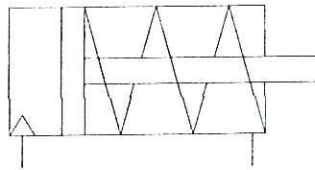
Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en que se realiza el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

- Cilindros de simple efecto.
- Cilindros de doble efecto.

10.3.1.1. Cilindros De Simple Efecto

El cilindro de simple efecto sólo puede realizar trabajo en un único sentido, es decir, el desplazamiento del émbolo por la presión del aire comprimido tiene lugar en un sólo sentido, pues el retorno a su posición inicial se realiza por medio de un muelle recuperador que lleva el cilindro incorporado o bien mediante la acción de fuerzas exteriores.

Gráfica 55. Cilindro de simple efecto



Tomado de Sensores Y Acondicionadores De Señal

En la práctica existen varios tipos. Los más empleados son los cilindros de émbolo. El movimiento de trabajo es efectuado por el aire a presión que obliga a desplazarse al émbolo comprimiendo el muelle y, al desaparecer la presión, el muelle hace que regrese a su primitiva posición de reposo. Por eso los cilindros de simple efecto se utilizan cuando el trabajo debe realizarse en una sola dirección. Hay que tener presente que existe aire a la presión atmosférica en la cámara opuesta, pero puede escaparse a la atmósfera a través de un orificio de escape.

Según la disposición del muelle, los cilindros de simple efecto pueden aplicarse para trabajar a compresión (vástago recogido en reposo y muelle en cámara anterior), o para trabajar a tracción (vástago desplazado en reposo y muelle en cámara posterior).

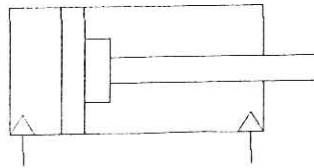
Mediante el resorte recuperador incorporado, queda limitada la carrera de los cilindros de simple efecto; por regla general la longitud de carrera no supera los 100mm. Por razones prácticas, son de diámetro pequeño y la única ventaja de

estos cilindros es su reducido consumo de aire, por lo que suelen aplicarse como elementos auxiliares en las automatizaciones.

10.3.1.2. Cilindros De Doble Efecto

Al decir doble efecto se quiere significar que tanto el movimiento de salida como el de entrada son debidos al aire comprimido, es decir, el aire comprimido ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro, de ésta forma puede realizar trabajo en los dos sentidos del movimiento.

Gráfica 56. Cilindro de doble efecto



Tomado de Sensores Y Acondicionadores De Señal

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los cilindros de simple efecto; incluso si no es necesario ejercer fuerza en los dos sentidos, el cilindro de doble efecto es preferible al cilindro de simple efecto con muelle de retorno incorporado.

El cilindro de doble efecto se construye siempre en forma de cilindro de émbolo y posee dos tomas para el aire comprimido situadas a ambos lados del émbolo.

Al aplicar aire a presión en la cámara posterior y comunicar la cámara anterior con la atmósfera a través de una válvula, el cilindro realiza la carrera de avance.

La carrera de retroceso se efectúa introduciendo aire a presión en la cámara anterior y comunicando con la cámara posterior con la atmósfera, igualmente a través de una válvula para la evacuación del aire contenido en esa cámara del cilindro.

Para una presión determinada en el circuito, el movimiento de retroceso en un cilindro de doble efecto desarrolla menos fuerza que el movimiento de avance, ya

que la superficie del émbolo se ve ahora reducida por la sección transversal del vástago. Normalmente, en la práctica no se requieren fuerzas iguales en los dos movimientos opuestos.

Los cilindros de doble efecto pueden ser:

- Sin amortiguación
- Con amortiguación

En la práctica, el empleo de unos u otros depende de factores como la carga y la velocidad de desplazamiento. Por ejemplo, cuando la carga viene detenida por topes externos pueden aplicarse los cilindros sin amortiguación.

Sin embargo, cuando la carga no viene detenida por tales topes se debe recurrir a la utilización de los cilindros con amortiguación.

Los cilindros de doble efecto presentan las siguientes ventajas sobre los cilindros de simple efecto:

- Posibilidad de realizar trabajo en los dos sentidos.
- No se pierde fuerza para comprimir el muelle.
- No se aprovecha toda la longitud del cuerpo del cilindro como carrera útil.

Por el contrario, tienen el inconveniente de que consumen doble cantidad de aire comprimido que un cilindro de simple efecto.

10.3.1.3. Características Técnicas Para Los Cilindros Neumáticos

Los fabricantes de cilindros adoptan varios criterios sobre las dimensiones de los mismo, ya que, según las implicaciones geográficas o las licencias de fabricación que poseen, adoptan unas u otras normativas.

Los valores indicados en la Tabla 13 se refieren a los datos más comunes de los cilindros existentes en el mercado. Los valores correspondientes indicados pueden ser considerados como valores medios didácticos, dentro de la amplia gama existente en el mercado.

- Fuerza del cilindro

La transmisión de potencia mediante el aire comprimido se basa en el principio de Pascal: Toda presión ejercida sobre un fluido se transmite íntegramente en todas las direcciones.

Por tanto, la fuerza ejercida por un émbolo es igual al producto de la presión por la superficie.

Tabla 13. Catálogo de cilindros más comunes existentes en el mercado

p Emb mm.	Ø Vas mm	Carreras estandar mm.	Fuerza avance en Kp a			Fuerza retroceso en Kp a			Consumo por ciclo en cm ³ /mm a.		
			4 bar	6 bar	8 bar	4 bar	6 bar	8 bar	4 bar	6 bar	8 bar
10	4	15-25-50	3.12	4.68	6.24	2.64	3.96	5.28	0.72	1.01	1.30
16	6	15-25-50-75	8	12	15	6.8	10.2	13.6	1.93	2.70	3.50
20	8	15-25-50-75	12.5	18.8	25.1	10.5	15.8	21.1	2.90	4.10	5.20
25	10	15-25-50-75-100	19.6	29.4	39.2	16.5	24.7	33	4.50	6.30	8.10
32	12	25-50-75-100-150 200-250-300	32	48	64	27.2	40.8	53.4	7.72	10.8	14.0
40	16	25-50-75-100-150 200-250-300	50	75.2	100	42	63.2	84.4	11.6	16.4	20.8
50	18	50-75-100-150-200 250-300	78.4	117.6	156.8	66	98.8	132	18	25.2	32.4
63	22	50-75-100-150-200 250-300	126	189	252	111.2	166.8	222.4	30.4	42.5	55.1
80	22	50-75-100-150-200 250-300	204.8	307.2	409.6	189.2	283.8	378.4	46.4	65.6	83.2
100	30	50-75-100-150-200 250-300	320	480	640	292	438	584	72	100.8	129.6

Tomado de Sensores Y Acondicionadores De Señal

En los cilindros de simple efecto debe reducirse la fuerza del muelle recuperador, y en los cilindros de doble efecto debe reducirse en la carrera de retroceso el área del vástago del área total del émbolo. Para el rozamiento o bien para el momento de arranque se descuenta de un 3 a un 10% de la fuerza calculada.

- Consumo de aire

Otra característica importante es la cantidad de aire a presión necesario para el funcionamiento de un cilindro. La energía del aire comprimido que alimenta los cilindros se consume transformándose en trabajo y, una vez utilizado, se expulsa a la atmósfera por el escape durante la carrera de retroceso. Se entiende por consumo teórico de aire de un cilindro, al volumen de aire consumido en cada ciclo de trabajo.

Un ciclo de trabajo se refiere al desplazamiento del émbolo desde su posición inicial hasta el final de su carrera de trabajo, más el retorno a su posición inicial.

- Velocidad del émbolo

La velocidad media del émbolo en los cilindros estándar está comprendida entre 0.1 y 1.5 m/s. En los cilindros especiales la velocidad puede ser mayor.

Nunca deben utilizarse los cilindros sin amortiguación para trabajar grandes velocidades o bajo condiciones de choque.

La velocidad del émbolo es función de la presión de trabajo, de la fuerza antagonista, de las secciones de las tuberías y también el diámetro nominal de la válvula de mano. Además, la velocidad del émbolo puede ser afectada por las válvulas estranguladoras o por válvulas de escape rápido.

La obtención de una velocidad uniforme a lo largo de toda la carrera es un problema muy complejo, ya que no debemos olvidar que estamos tratando con un fluido compresible.

- Carrera del cilindro

En comparación con los cilindros de simple efecto con muelle de retorno, la carrera de los de doble efecto está considerablemente menos limitada. Las principales razones para la limitación de las carreras son:

- a) La disponibilidad comercial de los materiales para la fabricación de piezas largas.
- b) La proporción entre la longitud del vástago y su diámetro.

Como consecuencia de la carrera escogida, si la longitud del vástago es excesivamente larga en proporción a su diámetro, existe el riesgo de que en compresión se produzca el pandeo.

Por ésta razón es necesario calcular el valor del pandeo para el vástago y, consecuentemente, la longitud máxima permisible del vástago. Para el cálculo de la carga por pandeo permitida debe tomarse por base la fórmula de Euler.

Carga de Pandeo

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_k^2} \quad (10-5)$$

Es decir, con ésta carga el vástago se pandea.

Máxima carga de servicio

$$F = P / n \quad (10-6)$$

L_k : Longitud libre de pandeo (cm.)

E : Módulo de elasticidad (kp/cm²)

I : Momento de inercia (cm⁴)

n : Seguridad (aproximadamente 2.5-3.5)

10.4. Válvulas De Control Direccional. Distribuidores

Las válvulas de control de dirección, más conocidas en la práctica como válvulas distribuidoras, son las que gobiernan el arranque, paro y sentido de circulación del aire comprimido.

La misión que se encomienda a los distribuidores dentro de un circuito de automatización es la de mantener o cambiar, según unas órdenes o señales

recibidas, las conexiones entre los conductos a ellos conectados, para obtener unas señales de salida de acuerdo con el programa establecido.

Simultáneamente, los distribuidores actúan como transductores o como amplificadores, ya que controlan una potencia neumática con otra menor, también neumática (amplificación), o de otra naturaleza: eléctrica o mecánica (transducción y amplificación).

De acuerdo con su uso, los distribuidores pueden dividirse en los siguientes grupos:

- Distribuidores de potencia o principales. Su función es la de suministrar aire directamente a los actuadores neumáticos y permitir igualmente el escape.
- Distribuidores fin de carrera. Estos distribuidores abren o cierran pasos al aire cuya función no será la de ir directamente al actuador, sino que se utilizan solamente para el acondicionamiento de otros mecanismos de control, tales como los distribuidores de potencia.
- Distribuidores auxiliares. Son distribuidores utilizados en los circuitos y que, en combinación con otras válvulas fin de carrera y de potencia, se utilizan para dirigir convenientemente las señales de presión del aire.

Respecto a la localización de las válvulas o distribuidores en máquinas o mecanismos, debe tenerse en cuenta los puntos siguientes:

- Los distribuidores principales deben montarse lo más próximo posible a los cilindros.
- La situación de las válvulas fin de carrera o manuales viene fijada por el punto y la manera en que han de ser controlados.
- La colocación de los distribuidores auxiliares es independientemente, teniendo cuidado, sin embargo, de evitar las longitudes innecesarias de tubería.

Se ha de destacar que en general, salvo aplicaciones muy particulares los distribuidores neumáticos no trabajan en forma proporcional sino que lo hacen en forma todo o nada, lo que significa que permiten el paso de aire o lo impiden.

Por lo tanto, los distribuidores proporcionan señales discretas, por lo que los automatismos en los que intervienen se denominan digitales.

Para llevar a cabo la elección de una válvula neumática es conveniente recurrir a ciertos criterios de elección, los cuales pueden abarcar los conceptos siguientes:

10.4.1. Concepto De Vías Y Posiciones

Se entiende por número de vías el número de conductos que pueden interconectarse a través del distribuidor.

El número de posiciones es el de conexiones diferentes que pueden obtenerse de manera estable entre las vías del distribuidor.

Las válvulas de vías se designan en los catálogos de los fabricantes por el número de vías controladas y de las posiciones de maniobra estables. Así, una válvula 3/2 vías quiere decir que posee 3 vías y dos posiciones de maniobra. Hay que observar que la primera cifra es siempre indicativa del número de vías, indicando la segunda el número de posiciones.

Para evitar errores durante el montaje y además para identificarlos, se indican con letras mayúsculas o números.

Según DIN 24300, se indica así:

P: Alimentación de aire comprimido.

A,B,C: Salidas de trabajo.

R,S,T: Escape de aire.

X,Y,Z: Conexiones de mando.

Según las normas CETOP, es:

1: Alimentación aire comprimido.

2 y 4: Salidas de trabajo.

3 y 5: Escape de aire.

12 y 14: Conexiones de mando.

10.5. Regulación De Velocidad Y De La Fuerza

10.5.1. Velocidad De Desplazamiento

Uno de los problemas más difíciles de resolver en la utilización de los cilindros neumáticos es la velocidad de desplazamiento.

Al utilizar un fluido compresible, se debe renunciar de entrada a la pretensión de obtener una velocidad uniforme a lo largo de toda la carrera.

Sin embargo, es posible, y a menudo necesario, regular la velocidad a fin de:

- Obtener una velocidad media conveniente, o dicho de otra manera, lograr una frecuencia de funcionamiento correcta.
- Evitar velocidades altas o demasiado bajas.

La velocidad de desplazamiento de un cilindro neumático depende de numerosos factores:

- a) Estado de superficie interna del tubo, rugosidad superficial.
- b) Naturaleza y dureza de las juntas.
- c) Tolerancias en la fabricación del cilindro.
- d) Valor de la lubricación.
- e) Presión residual.
- f) Las características caudal-caída de presión del distribuidor empleado (incluyendo los tubos y el orificio del cilindro).
- g) Presión de la línea.

h) Porcentaje de carga de un cilindro. Es la relación entre la fuerza real del cilindro y la fuerza de utilización. Por ejemplo, si un cilindro de 100 kg de fuerza debe mover una masa de 50 kg, solamente está cargado al 50%.

Los tres primeros puntos son hoy día prácticamente idénticos, en general, para cualquier constructor de cilindros.

Si las juntas de los cilindros deben tener gran duración, es necesario que se desplacen con poca resistencia cuando no hay presión en el cilindro, por tanto, el rozamiento deberá ser mínimo en este caso. Pero cuando el cilindro está sometido a presión, las juntas deben conseguir una estanqueidad total, por lo cual deben deformarse por la acción de la presión. Esta deformación debe ser limitada ya que la superficie de contacto debe ser lo más pequeña posible. Ello viene determinado por el tipo y forma de aplicación de la propia junta y además por su dureza.

El problema de la lubricación es importante, pero no debe existir una lubricación excesiva; no obstante, interesa que ésta sea constante. La velocidad de desplazamiento de un cilindro puede variar en proporciones importantes, según trabaje en seco o lubricado.

Las presiones que actúan en el cilindro, las características de caudal-presión del distribuidor, así como el porcentaje de carga tienen una gran influencia en la velocidad de desplazamiento. La obtención de expresiones o de gráficas que relacionen estas variables es casi imposible, a no ser de forma experimental, a causa de la variación muy complicada de los rozamientos.

Cualitativamente se puede razonar de la forma siguiente:

Se admite que, en el estado inicial, la cámara está a la presión atmosférica y la cámara resistente a la presión de línea. En un momento dado cambia el estado del distribuidor, de manera que la cámara motriz quedará conectada a la línea y la cámara resistente a la atmósfera. Inmediatamente empezará a subir la presión en la cámara motriz y a descender en la resistente, hasta que la fuerza resultante sea

capaz de vencer la carga exterior y el rozamiento estático interno. Al empezar el movimiento, el rozamiento pasa a ser dinámico e inferior al estático, con lo que queda una fuerza disponible para acelerar todo el sistema. Al aumentar la velocidad disminuye la presión motriz y aumenta la resistente, puesto que los mayores caudales imponen mayores diferencias de presión. Al disminuir la fuerza efectiva se anula la aceleración y se llega a un régimen de equilibrio a velocidad constante.

Este razonamiento lleva a las siguientes conclusiones:

- A mayores cargas, mayores diferencias de presión y menor velocidad.
- Dificultando la entrada y/o la salida del aire del cilindro, a una misma velocidad corresponden mayores caídas de presión y por tanto mayores diferencias de presión entre las cámaras.

10.5.1.1. Métodos Para Gobernar La Velocidad De Desplazamiento De Los Cilindros Neumáticos

En general, para gobernar la velocidad de los cilindros sólo se actúa sobre el caudal.

Para lograr la disminución de la velocidad de desplazamiento de un cilindro, pueden emplearse básicamente tres métodos:

- Ajuste de caudal de alimentación.
- Ajuste del caudal de escape.
- Ajuste de la presión de escape.

Ajustando el caudal de alimentación el avance del cilindro se efectúa a saltos, debido a que cada vez que empieza a moverse el cilindro, la presión de la cámara disminuye y consecuentemente la fuerza motriz, lo que provoca que el cilindro vuelva a pararse puesto que la presión está alrededor de la presión crítica. Por tanto la regulación del caudal de entrada provoca un desplazamiento irregular, razón por la cual no es recomendable.

Si se regula el caudal de escape el desplazamiento del cilindro es más suave, ya que lo único que se hace es retener el aire en la cámara resistente. Es el sistema más utilizado.

La regulación de presión de escape origina una contrapresión en la cámara resistente que provoca la disminución de la velocidad. Para este tipo de regulación deben emplearse válvulas reguladoras de presión de tres vías.

Si se desea aumentar la velocidad de desplazamiento de un cilindro hay que facilitar el escape de la cámara resistente. Para ello deben disminuirse al máximo las pérdidas de carga entre la cámara resistente del cilindro y la atmósfera. Por tanto, debe reducirse a un mínimo la longitud del conducto que comunica la cámara resistente a la atmósfera a través del distribuidor y evitar la caída de presión en él. El mejor sistema es evitar que el aire de escape tenga que circular a través del distribuidor de mando. Para lograrlo se utilizan válvulas de tres vías accionadas por el propio caudal de aire y cuyo estado depende del sentido de circulación de aire. Estas válvulas reciben el nombre de válvulas de escape rápido. Estas válvulas permiten la entrada de aire al cilindro, pero en la fase de escape abren una abertura inmediata que evita que el aire de escape tenga que circular a través del distribuidor que gobierna el cilindro. Para eliminar al máximo la conducción entre la cámara del cilindro y la atmósfera, esta válvula se rosca directamente en la conexión del cilindro.

10.5.1.2. Válvulas Reguladoras De Caudal

Las válvulas reguladoras de caudal se pueden dividir en dos grupos:

- Reguladores unidireccionales
- Reguladores bi-direccionales

Los reguladores unidireccionales permiten la libre circulación del aire un sentido, y en el contrario intercalan una estrangulación que fija el caudal del aire una vez determinada la presión. La estructura básica de un regulador de caudal

unidireccional equivale a una válvula anti-retorno en paralelo con una estrangulación ajustable montadas en un mismo cuerpo.

Los reguladores bi-direccionales regulan el paso de aire en ambos sentidos. Su estructura básica es similar a la de los reguladores unidireccionales pero anulando el anti-retorno.

Si la regulación de aire de escape se hace entre el distribuidor de mando y el cilindro, deben utilizarse reguladores de caudal unidireccionales. También se pueden utilizar racores-reguladores de caudal montados directamente en los orificios de conexión de los cilindros.

Si la regulación se hace entre el distribuidor y la atmósfera, se utilizan los reguladores bi-direccionales conectados en los orificios de escape del distribuidor de mando. En este caso pueden utilizarse también los restrictores-silenciadores, que están constituidos por una válvula reguladora de caudal bi-direccional y un silenciador.

10.5.2. Regulación De Fuerza

En la elección de un cilindro neumático es muy importante conocer cuál es la fuerza que debe realizar. Esta fuerza depende de la diferencia de presiones a la entrada y salida y del diámetro del émbolo.

La presión de entrada no es siempre constante. Normalmente, el compresor se ajusta a un valor máximo de la presión que al alcanzarse lo detiene y a otro valor mínimo para el cual se inicia de nuevo su marcha.

Cuanto mayor sea el consumo de aire comprimido, tanto mayor será la variación de presión en la red general de aire.

Para el cálculo del diámetro necesario para un cilindro que deba vencer una determinada carga hay que partir de la presión más baja que se dé en la línea, pues incluso en esta circunstancia el cilindro ha de cumplir su cometido. Incluso

con cualquier presión de entrada mayor, si desea que la fuerza se mantenga constante, el aire de entrada debe regularse al valor mínimo de presión en la red mediante un regulador de presión.

10.5.2.1. *Reguladores De Presión*

Los reguladores de presión tienen la misión de mantener constante la presión de trabajo con independencia de las variaciones de presión en la red general. La presión de entrada es siempre mayor que la presión de salida.

La válvula de presión regula la presión de salida, presión secundaria, mediante una membrana que actúa sobre una válvula que comunica la entrada y la salida del aire. La apertura o cierre de la válvula es debido a la interacción de dos esfuerzos sobre la membrana, en una parte a la acción de un muelle regulable por tornillo de ajuste, y en la otra a la acción de la presión de salida.

Al aumentar la presión de salida, la membrana se mueve venciendo la fuerza del muelle, por lo que la sección de paso en la válvula varía de modo continuo o se cierra por completo, regulándose la presión de salida a través del caudal que circula. Al consumirse aire, desciende la presión y la fuerza del muelle hace que se abra la válvula. La regulación de la presión de salida implica un constante abrir y cerrar de la válvula.

Se distinguen dos tipos de reguladores:

- De tres vías, con escape
- De dos vías, sin escape

Si estando la válvula cerrada aumentarse la presión de salida debido, por ejemplo, a la disminución del volumen de la instalación neumática, en el regulador de tres vías este aumento de presión es purgado al exterior por el orificio de escape. En el regulador de dos vías debe aparecer un consumo de aire por parte de la instalación con el fin de que se rebaje la presión.

Por esta razón los reguladores de tres vías actúan también como válvulas de seguridad, ya que en la instalación no puede haber nunca una presión superior a la tarada por el regulador.

10.5.2.2. *Válvulas Limitadoras De Presión*

Las válvulas limitadoras de presión impiden la elevación de la presión máxima admisible en un sistema. Es un componente de todo equipo productor de aire comprimido, pero apenas se emplea en los equipos neumáticos.

La válvula limitadora de presión sirve para seguridad, puesto que, al sobrepasarse la presión máxima permitida en el sistema, abre hacia la atmósfera libre el orificio de escape por la fuerza de un muelle.

En los casos en que sea posible un incremento elevado de presión tipo instantáneo, hay que colocar una válvula limitadora de presión entre la válvula reductora y el sistema neumático.

Para montar una válvula limitadora de presión en una tubería del circuito ha de hacerse en derivación.

10.5.2.3. *Válvulas De Secuencia*

La válvula de secuencia es completamente similar en su funcionamiento a una válvula limitadora de presión, diferenciándose únicamente en la aplicación. La salida de la válvula de secuencia permanece bloqueada hasta que alcanza la presión preseleccionada; sólo entonces la válvula se abre y permite circular el aire comprimido desde la entrada hasta la salida. En los equipos neumáticos, las válvulas de secuencia se utilizan donde deba garantizarse una presión mínima determinada para el funcionamiento y, por tanto, donde deba evitarse el proceso de la maniobra con una presión inferior. Además, se emplean también donde hayan de conectarse consumidores con preferencia y los restantes consumidores sólo deban alimentarse cuando hay suficiente presión.

11. SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO

11.1. Factores A Considerar

11.1.1. Espacio Disponible

Normalmente el diámetro del agujero, está supeditado por el diseño del eje, al que se va a montar. Para ejes de pequeño diámetro, ensaye con rodamientos rígidos de bolas. Para ejes de diámetro grandes, considere los rígidos de bolas, los de rodillos cilíndricos y los de rodillos a rótula.

Para espacio radial restringido, considere rodamientos de agujas, ciertas series de rígidos de bolas y de rodillos a rótula.

Para espacio axial restringido, ensaye con algunas series de rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos o rígidos de bolas para cargas radiales y combinadas. Para cargas axiales, ensaye con rodamientos axiales de agujas y algunas series de rodamientos axiales de bolas.

11.1.2. Cargas Sobre El Rodamiento.

Magnitud de la carga: es un factor básico para determinar el tamaño del rodamiento. Use rígidos de bolas para cargas

11.1.2.1. Carga Radial

Todos los rodamientos radiales soportan carga radial y también cierta carga axial, excepto los rodamientos de rodillos cilíndricos tipos NU - N y rodamientos de agujas, por la carencia de pestañas en ambos aros.

11.1.2.2. *Carga Axial*

Los rodamientos axiales de bolas soportan cargas moderadas axiales puras. Los axiales de rodillos cilíndricos y los axiales de agujas pueden soportar cargas elevadas axiales. Los axiales de rodillos a rótula, pueden soportar cargas elevadas axiales y cargas radiales de cierta magnitud.

11.1.2.3. *Carga Combinada*

Dependiendo de la magnitud de las cargas, ensaye con rodamientos de contacto angular, con cónicos, con rígidos de bolas y con los de rótula a rodillos o de bolas. En los rígidos de bolas, la capacidad de carga axial esta influenciada por el juego radial interno.

Cuando la carga axial es muy importante, puede disponerse un rodamiento axial para soportar la carga axial independiente de la carga radial. Para que los rodamientos soporten con seguridad la carga axial, los aros exteriores deben montarse con holgura radial.

11.1.3. *Desalineación Angular*

Cuando existe desalineamiento originado por flexión del eje bajo carga, soportes demasiado distanciados, alojamientos defectuosos en cuanto forma o mecanizados, etc., se recomienda rodamientos escualizables, tales como, rodamientos de bolas a rótula, de rodillos a rótula, axiales de rodillos a rótula y los denominados soportes rodamientos, los valores de desalineamiento máximos permisibles se registran en las tablas de datos respectivos de cada rodamiento.

11.1.4. *Límites De Velocidad*

La velocidad máxima permisible depende de la magnitud de la carga, de la lubricación y de la temperatura de funcionamiento admisible. Con cargas radiales se pueden alcanzar máximas velocidades de rotación empleando rodamientos rígidos de bolas o de rodillos cilíndricos, y para cargas combinadas son recomendables los rodamientos de bolas de contacto angular.

11.1.5. *Precisión*

Para exigencias de exactitud de giro, por ejemplo, para husillos de máquinas herramientas y para ejes que roten a velocidades muy elevadas, se requieren rodamientos de grado de precisión mayor que el normal.

11.1.6. *Nivel De Ruido*

Existen ciertas aplicaciones, por ejemplo, motores eléctricos, y otras máquinas rápidas, donde el funcionamiento silencioso es un requisito. Para tal caso, se recomienda sobre todo rodamientos rígidos de bolas.

11.1.7. *Rigidez*

La deformación elástica de un rodamiento cargado es despreciable en la mayoría de los casos; no obstante, algunas veces se requiere un montaje suficientemente rígido. Por ejemplo, para husillos de máquinas herramientas. Los rodamientos de rodillos cilíndricos o cónicos, se deforman menos que los rodamientos de bolas bajo carga, debido a la mayor superficie de contacto.

Puede aumentarse la rigidez aplicando una precarga adecuada

11.1.8. Desplazamiento Axial

La disposición normal de los rodamientos en un eje u otro elemento de maquinaria, consiste en un rodamiento posicionador o fijo y uno o más rodamientos libres, para prever la dilatación o contracción del eje.

Como rodamientos libres son adecuados los de rodillos cilíndricos (tipos NU-N) o los rodamientos de agujas, cuando se usa como rodamiento libre uno no desmontable (rígido de bolas o rodillos a rótula), su montaje debe permitir desplazamiento axial.

11.1.9. Montaje Y Desmontaje

Los aros o anillos de los rodamientos desmontables (rodamientos de rodillos cilíndricos, de agujas, cónicos y todos los tipos de axiales) se montan y desmontan separadamente.

Cuando se requiere ajustes fuertes en sus aros, o se prevé frecuentes montajes y desmontajes, los rodamientos desmontables son más fáciles de instalar que los no desmontables (rígido de bolas, rodamientos a rótula, bolas de contacto angular).

Son más fáciles de montar o desmontar rodamientos con agujero cónico sobre asientos cónicos, o sobre asientos cilíndricos usando manguitos de fijación o de desmontaje.

11.2. Capacidad De Carga Y Duración

La siguiente ecuación es válida para todos los rodamientos.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (11-1)$$

L : vida útil básica o nominal (1'000.000 rev)

C : capacidad de carga dinámica (Kgs. ó New) —

P : carga equivalente sobre el rodamiento (Kgs)

C/P : seguridad de carga

$P=3$: valor para rodamientos de bolas

$P=10/3$: valor para rodamientos de rodillos

El exponente P de la fórmula de duración, ha sido obtenido a partir de múltiples ensayos e investigaciones teóricas. La tablas se encuentran los valores de C/P para una duración expresada en millones de revoluciones.

También se dan valores de C/P para diferentes velocidades y horas de funcionamiento.

La relación entre la duración en millones de revoluciones y la duración en horas de funcionamiento se expresa por:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{1'000.000} \quad (11-2)$$

L : duración en millones de revoluciones

L_h : duración en horas de funcionamiento

n : revoluciones por minuto (rpm)

Gráfica 57. Seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en millones de revoluciones

RODAMIENTOS DE BOLAS

RODAMIENTOS DE RODILLOS

Duración en millones de revoluciones L	$\frac{C}{P}$	Duración en millones de revoluciones L	$\frac{C}{P}$	Duración en millones de revoluciones L	$\frac{C}{P}$	Duración en millones de revoluciones L	$\frac{C}{P}$
0,5	0,98	600	8,43	0,5	0,97	600	6,81
0,75	0,99	650	8,66	0,75	0,97	650	6,98
1	1	700	8,88	1	1	700	7,14
1,5	1,14	750	9,09	1,5	1,13	750	7,29
2	1,26	800	9,28	2	1,24	800	7,43
3	1,43	850	9,45	3	1,39	850	7,56
4	1,59	900	9,58	4	1,52	900	7,70
5	1,71	950	9,68	5	1,52	950	7,82
6	1,82	1000	10	6	1,71	1000	7,94
8	2	1100	10,3	8	1,87	1100	8,17
10	2,15	1200	10,6	10	2	1200	8,39
12	2,3	1300	10,9	12	2,17	1300	8,59
14	2,41	1400	11,2	14	2,21	1400	8,79
16	2,52	1500	11,4	16	2,30	1500	8,97
18	2,62	1600	11,7	18	2,38	1600	9,15
20	2,71	1700	11,9	20	2,46	1700	9,31
25	2,92	1800	12,2	25	2,61	1800	9,48
30	3,11	1900	12,4	30	2,77	1900	9,63
35	3,27	2000	12,6	35	2,91	2000	9,78
40	3,42	2200	13	40	3,02	2200	10,1
45	3,56	2400	13,4	45	3,13	2400	10,3
50	3,68	2600	13,8	50	3,23	2600	10,6
60	3,91	2800	14,1	60	3,42	2800	10,8
70	4,13	3000	14,4	70	3,58	3000	11
80	4,31	3200	14,7	80	3,72	3200	11,3
90	4,48	3400	15	90	3,86	3400	11,5
100	4,64	3600	15,3	100	3,98	3600	11,7
120	4,93	3800	15,6	120	4,20	3800	11,9
140	5,19	4000	15,9	140	4,40	4000	12
160	5,41	4500	16,3	160	4,58	4500	12,5
180	5,65	5000	17,1	180	4,75	5000	12,9
200	5,85	5500	17,7	200	4,90	5500	13,2
220	6,04	6000	18,2	220	5,04	6000	13,6
240	6,21	6500	18,7	240	5,18	6500	13,9
260	6,38	7000	19,1	260	5,30	7000	14,2
280	6,54	7500	19,6	280	5,42	7500	14,5
300	6,69	8000	20	300	5,54	8000	14,8
320	6,84	8500	20,4	320	5,64	8500	15,1
340	6,98	9000	20,8	340	5,75	9000	15,4

Gráfica 58. Seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades RODAMIENTOS DE BOLAS

Duración en horas t_h	Revoluciones por minuto															
	10	15	25	40	60	100	175	300	500	750	1200	2000	3200	5000	8000	
100																
500																
1000																
1250																
1800																
2000																
2500																
3200																
4000																
5000																
6300																
8000																
10 000																
12 500																
16 000																
20 000																
25 000																
32 000																
40 000																
50 000																
63 000																
80 000																
100 000																
200 000																

Duración en horas t_h	Revoluciones por minuto															
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000		
100																
500																
1000																
1250																
1500																
2000																
2500																
3200																
4000																
5000																
6300																
8000																
10 000																
12 500																
16 000																
20 000																
25 000																
32 000																
40 000																
50 000																
63 000																
80 000																
100 000																
200 000																

Gráfica 59. Seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades RODAMIENTOS DE RODILLOS

Duración en horas t_h	Revoluciones por minuto													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,05	1,13	1,21	1,30	1,39	1,42
500				1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
3200		1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	4,20
4000		1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,30
5000		1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,82
6300		1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
8000		1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,34
10 000		1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,34	5,94
12 500		1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,34	5,94	6,36
16 000		1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,34	5,94	6,36	6,81
20 000		2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,34	5,94	6,36	6,81	7,30
25 000		2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,34	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32 000		2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,34	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40 000		2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,34	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
50 000		2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
63 000		2,97	3,42	3,92	4,50	5,34	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
80 000		3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
100 000		3,42	3,92	4,50	5,34	5,94	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
200 000		4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6

Duración en horas t_h	Revoluciones por minuto														
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	
500	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	
10 000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	
12 500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	
16 000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	
20 000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	
25 000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	
32 000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6		
40 000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6			
50 000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6				
63 000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6					
80 000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6						
100 000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6							
200 000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6										

PROCESO DE DISEÑO

12. DISEÑO CONCEPTUAL

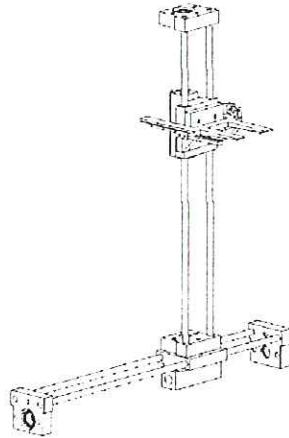
12.1. *Introducción*

Se da inicio al diseño de un Sistema AS/RS y como primera fase de este proyecto de ingeniería, se emprende la generación amplia en forma de esquemas. Es aquí donde los autores conceptualizarán la solución al problema propuesto, haciendo uso de la ciencia de la ingeniería, el conocimiento práctico, los métodos de producción y los aspectos comerciales. Siendo coherentes con lo anteriormente propuesto se procede entonces a conceptualizar la solución propuesta.

12.2. *Descripción General Del Sistema*

Los autores resuelven, que el Sistema AS/RS estará compuesto, bajo una concepción parcial, de un manipulador cartesiano de 3 grados de libertad (GDL), debido a que es la configuración estructural más sencilla que cumple a cabalidad con los desplazamientos requeridos en la tarea de almacenar y recuperar objetos depositados. El desplazamiento de éste sistema, se describe de forma lineal y es desarrollado a través de un mecanismo de tornillo sin fin y tuerca, accionado a su vez por un motor de corriente continua acoplado por una correa dentada. La Gráfica 60 ilustra la apariencia física final, la cual proporcionará la robustez mecánica, necesaria para

Gráfica 60. Estructura Mecánica del Sistema AS/RS.

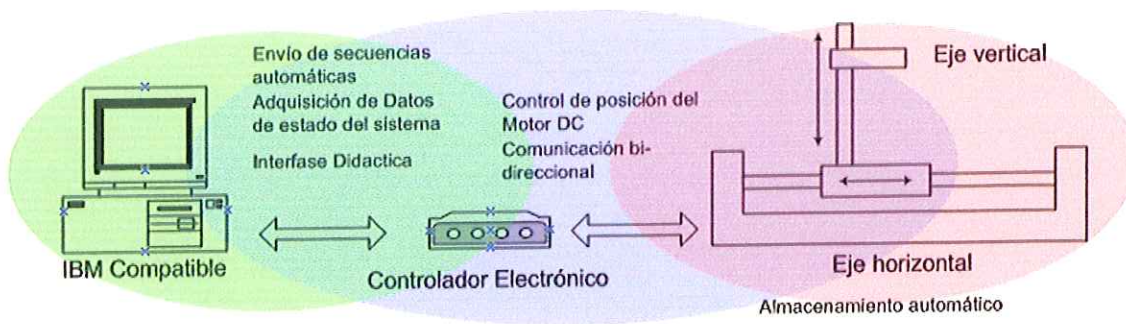


Los autores

el cumplimiento de los requerimientos de carga que asumirá el sistema mecatrónico al momento de ejecutar las tareas propuestas. Además, el sistema contará con un controlador electrónico, quien proporcionará el posicionamiento rápido y preciso del motor de corriente continua, mediante un lazo de control retroalimentado por un resolver de posición. Este controlador electrónico también contará con la capacidad de ejecutar las secuencias automáticas proporcionadas por el computador y enviar los datos adquiridos del sistema.

Bajo lo anteriormente expuesto, queda por terminar el diseño conceptual, definiendo las funciones que desempeñará el computador, el cual brindará al usuario una interfase didáctica y eficiente al momento de automatizar el proceso de almacenamiento, además proporcionará al usuario todos los datos que definen el estado del sistema.

Gráfica 61. Diseño Conceptual del Sistema AS/RS



Los autores

13. FORMALIZACIÓN DE ESQUEMAS

13.1. Introducción

Continuando con el proceso de diseño mecatrónico, una vez se han consolidado una serie de diseños alternativos, procedemos a seleccionar el mejor de ellos. Sin embargo, es necesario aclarar que a lo largo del proceso de diseño, es posible que se deban tomar decisiones para solventar inconvenientes secundarios o características alternativas y su posible incorporación en el diseño final.

Las decisiones tomadas por los autores se realizaron haciendo uso de el método de *objetivos ponderados* el cual permite evaluar y comparar los diseños alternativos, empleando objetivos diferentemente ponderados. Este método asigna pesos numéricos a los objetivos y calificaciones numéricas a los rendimientos de los diseños alternativos medidos contra los objetivos correspondientes⁴. De ésta forma, poniendo en consideración los objetivos del proyecto y su ponderación bajo criterios teóricos-prácticos, se presentan a continuación los resultados obtenidos.

13.2. Descripción Del Sistema Mecánico

Durante la búsqueda de soluciones, se desarrollaron tres nuevos diseños diferentes, los cuales satisfacen a primera vista los objetivos del proyecto. Sin embargo, se hace necesaria la evaluación mediante objetivos ponderados para de ésta forma poder visualizar y determinar "el mejor" diseño, teniendo en cuenta que dichos resultados se fundamentan en el criterio de los diseñadores.

⁴ Cross Nigel, Métodos de Diseño, Segunda Edición, Pág. 131.

La Tabla 14 muestra la evaluación realizada, en donde debido a las particularidades del proyecto, se le asignaron a los factores de costo y desempeño pesos relativamente elevados, en tanto que a factores como el tiempo se le asignó una baja ponderación. Esto se debió a que las cargas operativas no eran severas, y los materiales se eligieron con preferencia a su resistencia a la corrosión y sus propiedades superficiales más que por los esfuerzos de cargas.

Los diseños 2 y 3 alcanzaron valores similares de utilidad general, pero el diseño 1 se consideró superior en cuanto a desempeño y vida útil, por lo tanto, se eligió en preferencia a los otros dos diseños.

13.2.1. *Evaluación Del Mecanismo Manipulador*

El mecanismo manipulador se constituye a criterio de los autores como una de las tantas partes críticas que presenta el diseño del proyecto. Es en consecuencia necesario, realizar la confrontación de las diferentes opciones posibles al momento de implementar dicho sistema. Estableciendo que el diseño resultante debería cumplir con la característica primordial de no requerir mayor cantidad de conexiones (entiéndase como conexiones: cables o elementos que dificulten la movilidad de los ejes posicionadores), se determinaron como diseños finales los presentados en la Tabla 15. Bajo las condiciones establecidas anteriormente, se obtuvieron mediante el método de objetivos ponderados mejores valores para el diseño neumático en cuanto a mantenimiento, facilidad de fabricación y mano de obra. Dichas características marcan la gran diferencia y ventaja sobre el diseño mecánico, si embargo los costos indirectos se consolidan como la gran desventaja del diseño neumático, pero teniendo en cuenta el lugar de operación establecido para el proyecto, este factor es sosegado satisfactoriamente.

17110 - 11/11/11

Tabla 14. Evaluación del Sistema General

Criterios de Diseño	Peso *W	Diseño 1			Diseño 2			Diseño 3						
		S	U	U	S	U	U	S	U	U				
1. Costo	30%													
Materiales	4%	9	0,36		9	0,36		9	0,36					
Rodamientos	1%	8	0,08		8	0,08		8	0,08					
Pernos	2%	8	0,16		8,2	0,164		7,5	0,15					
Mano de Obra	12%	8,5	1,02		7	0,84		8	0,96					
Herramientas y equipo	3%	7,5	0,225		7,5	0,225		8	0,24					
Costo indirecto	8%	7	0,56		8	0,64		8	0,64					
2. Desempeño	30%													
Suavidad	10%	9	0,9		8	0,8		8	0,8					
Alineamiento	10%	9	0,9		7,5	0,75		7	0,7					
Mantenimiento	10%	9	0,9		8	0,8		7,5	0,75					
3. Fabricación	25%													
Facilidad	9%	8,7	0,783		8	0,72		7	0,63					
Tiempo	4%	9	0,36		7	0,28		6,5	0,26					
Ensamble	12%	9,5	1,14		8	0,96		8	0,96					
4. Resistencia y Vida Útil	15%	9	1,35		8,5	1,275		7	1,05					
Evaluación de Diseños			8,738			7,894			7,58					

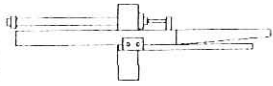
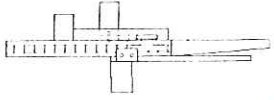
*W: Peso porcentual de cada criterio (100)

S: Calificación de calidad de cada diseño

U: Utilidad (clasificación ponderada) del diseño = W x S

Los autores

Tabla 15. Evaluación del Mecanismo Manipulador

		 Manipulador Neumático		 Manipulador Mecánico	
Criterios de Diseño	Peso	Diseño 1		Diseño 2	
	*W	S	U	S	U
1. Costo	30%				
Materiales	4%	9	0,36	9	0,36
Rodamientos	1%	8	0,08	8	0,08
Pernos	2%	8	0,16	8,2	0,164
Mano de Obra	12%	8,5	1,02	7	0,84
Herramientas y equipo	3%	7,5	0,225	7,5	0,225
Costo indirecto	8%	7	0,56	8	0,64
2. Desempeño	30%				
Suavidad	10%	9	0,9	8	0,8
Alineamiento	10%	9	0,9	7,5	0,75
Mantenimiento	10%	9	0,9	8	0,8
3. Fabricación	25%				
Facilidad	9%	8,7	0,783	8	0,72
Tiempo	4%	9	0,36	7	0,28
Ensamble	12%	9,5	1,14	8	0,96
4. Resistencia y Vida Útil	15%	9	1,35	8,5	1,275
Evaluación de Diseños			8,738		7,894

*W: Peso porcentual de cada criterio (100)

S: Calificación de calidad de cada diseño

U: Utilidad (clasificación ponderada) del diseño = W x S



Los autores

13.2.2. Evaluación De Pieza Soporte

Durante la concepción y el diseño, los autores concibieron una pieza soporte, la cual concentra una importancia considerable dentro del buen funcionamiento y precisión del diseño mismo. Dicha importancia es debida, a que de su buen desempeño depende la alineación de otra pieza clave como lo es el tornillo de

potencia y aún más importante es la unión entre el eje de desplazamiento vertical y el eje de desplazamiento horizontal. Una vez esclarecida la importancia de ésta pieza, se presenta en la Tabla 16 la valoración de los objetivos para las dos posibles configuraciones de tan elemental pieza a criterio de los autores.

Tabla 16. Evaluación de Pieza Soporte

		 Pieza Soporte sin sección		 Pieza Soporte seccionada		
	Criterios de Diseño	Peso	Diseño 1		Diseño 2	
		*W	S	U	S	U
1.	Costo	30%				
	Materiales	4%	9	0,36	9	0,36
	Rodamientos	1%	8,5	0,085	8,5	0,085
	Pernos	2%	9	0,18	8,5	0,17
	Mano de Obra	12%	10	1,2	10	1,2
	Herramientas y equipo	3%	10	0,3	9,5	0,285
	Costo indirecto	8%	9	0,72	9	0,72
2.	Desempeño	30%				
	Suavidad	10%	8,5	0,85	9	0,9
	Alineamiento	10%	10	1	9	0,9
	Mantenimiento	10%	8,5	0,85	9	0,9
3.	Fabricación	25%				
	Facilidad	9%	9	0,81	8	0,72
	Tiempo	4%	8,5	0,34	8	0,32
	Ensamble	12%	8	0,96	9	1,08
4.	Resistencia y Vida Útil	15%	9	1,35	8	1,2
Evaluación de Diseños				9,005		8,84

*W: Peso porcentual de cada criterio (100)

S: Calificación de calidad de cada diseño

U: Utilidad (clasificación ponderada) del diseño = W x S

Los autores

Observando aspectos como el alineamiento, facilidad de fabricación y vida útil, el diseño 2 presenta leves desventajas frente a un soporte no seccionado, si

embargo el diseño de soporte seccionado permite un fácil ensamble. Conociendo los resultados obtenidos a través de la ponderación de objetivos se vislumbra como mejor configuración el uso de una pieza de soporte no seccionada.

13.3. Descripción Del Sistema Electrónico Del Controlador

Como resultado del proceso de diseño mecatrónico, se desarrolló e implementó una fase electrónica al Sistema AS/RS, la cual se define como la etapa final de la solución dada al problema de automatización de los procesos de almacenamiento y distribución. Esta etapa, cumple con la función de brindar una interfase activa entre los elementos proporcionados por el diseño mecánico y las secuencias automáticas desarrolladas y ejecutadas por el computador, que a su vez le brinda al usuario una interfase didáctica con sistema. A continuación se presenta una descripción detallada del circuito y se definen sus principales etapas.

13.3.1. Descripción General Del Diseño Electrónico

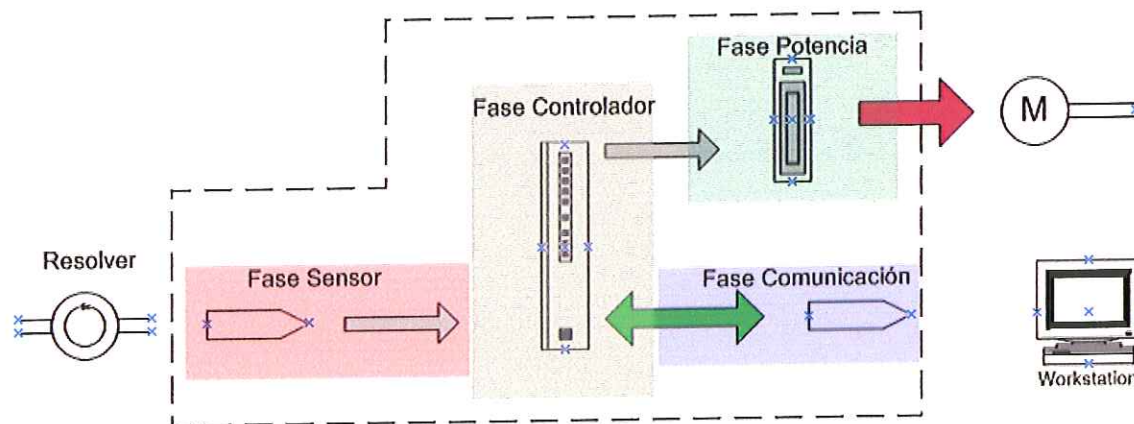
La interfase electrónica cumple con la función de recibir, traducir, controlar y ejecutar las órdenes dadas por el computador, para de ésta forma obtener el movimiento rápido y preciso del actuador, que para el particular es un motor de corriente continua. Para lograr el entendimiento de la fase electrónica, ésta se ha seccionado en 4 sub-fases o etapas que están definidas en la Gráfica 62 y son:

13.3.1.1. Etapa Controlador

Ésta etapa electrónica se compone de dispositivos de aislamiento y protección como los son opto-acopladores e inversores, y de un microcontrolador el cual establece la comunicación con el computador y a su vez controla con gran

precisión los movimientos del motor. Esta última función es realizada mediante la emisión y recepción de señales moduladas por frecuencia.

Gráfica 62. Diagrama Electrónico de conexiones



Los autores

13.3.1.2. Etapa Sensor

La etapa Sensor la componen un amplificador operacional, configurado como comparador para el acondicionamiento de la señal y un “resolver” acoplado al rotor del motor de corriente continua, el cual retroalimenta el lazo de control a través de su señal modulada por frecuencia, que es adquirida por la etapa controlador.

13.3.1.3. Etapa Potencia

La etapa de potencia cumple con la importante función de decodificar las señales moduladas por frecuencia y accionar el motor de corriente continua. Estas funciones son desempeñadas respectivamente por un decodificador de frecuencia a voltaje y un “driver” de alta potencia.

13.3.1.4. *Etapa Comunicación*

Esta etapa esta conformada por un dispositivo inversor, el cual asila el puerto de comunicaciones del computador de la etapa controlador, además esta compuesto por un bus de datos de 5 hilos por el cual se adquieren de forma serial las secuencias automáticas a ejecutar y se transmiten al computador los datos de estado del sistema.

13.3.2. *Listado De Partes Y Características Generales De Los Encapsulados*

Una vez descrita la fase electrónica del sistema y explicado su funcionamiento, es de gran importancia describir las características de los circuitos integrados que la componen.

13.3.2.1. *Microcontrolador Motorola Mc68h(R)C908jl3*

El Microcontrolador Motorola MC68H(R)C908JL3 es un miembro de la familia de unidades microcontroladoras de 8-bits MC68HC08. Esta familia esta basada en la estrategia de diseño de Circuito Integrado Especificado por Usuario (CSIC por sus siglas en inglés). Cuenta con las siguientes características:

- Arquitectura de alto rendimiento.
- Diseño de bajo consumo.
- Voltajes de operación entre los 5V y los 3V.
- Bus de operación interno de 8Mhz.
- Sistema de programación FLASH.
- Memoria FLASH.
- 2 canales para señales moduladas por frecuencia y por ancho de pulso.
- Conversor Análogo-Digital de 8-bits.
- 23 puertos bi-direccionales.

13.3.2.2. Conversor De Frecuencia A Voltaje National Lm2907n

La serie LM2907N son convertidores de frecuencia a voltaje monolíticos, con un amplificador operacional comparador de alta ganancia diseñado para operar relevadores, lámparas u otras cargas cuando la entrada de frecuencia alcanza o excede la señal de referencia. El tacómetro usa una técnica de bomba de carga, una completa protección de entradas y su salida se establece en cero para entradas de frecuencias nulas.

13.3.2.3. Puente Manejador De Motores De Corriente Continua Toshiba Ta7291p

El Toshiba TA7291P es un encapsulado de alta potencia que permite el accionamiento, cambio de giro y frenado de motores DC. Soporta picos de corriente de hasta 2 amp. y una corriente de régimen de 1 amp.

13.4. Descripción Del Sistema De Control Del Proceso.

El control del proceso es una parte fundamental en la concepción de cualquier producto Mecatrónico, para nuestro caso en particular, los autores han optado por estudiar varias opciones para las estrategias de control, estas estrategias se analizaran en la presente sección.

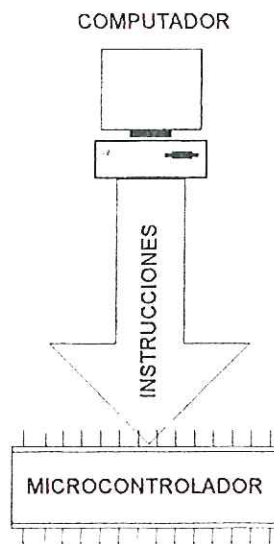
13.4.1. Concepción Del Sistema De Control.

Al desarrollar el sistema de posicionamiento para la elaboración del diseño del AS/RS, se observó la necesidad de implementar un control sobre motor encargado de generar el movimiento lineal del sistema, para lograr tal objetivo el grupo de trabajo dividió en dos la tarea de control, la primera parte será la encargada de

seleccionar y decidir los denominados *set-points*, realizar el manejo de inventarios entre otras tareas del AS/RS; una segunda parte será la encargada exclusivamente de realizar el control propiamente.

Los elementos elegidos para realizar esta tarea son un equipo de cómputo y un microcontrolador, el primero de ellos realizará la tarea de automatizar el sistema, mientras que el segundo el control del sistema, esto se puede apreciar de mejor manera en la Gráfica 63.

Gráfica 63. Elementos de control.



Los autores

Las tareas repartidas a cada elemento son las siguientes:

- Computador:
 - Selección de lugar de almacenaje.
 - Selección de posiciones.
 - Selección de entrega o recuperación.
- Microcontrolador:

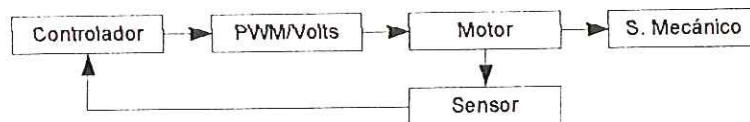
- Lectura del sensor
- Elección de acción de control.
- Control de posición.

Como es evidente toda la acción de control recae sobre el microcontrolador, el computador, como se menciono anteriormente realiza la "toma de decisiones" y en cierta forma es el encargado de automatizar todo el sistema y al mismo tiempo supervisa las acciones tomadas por el microcontrolador.

13.4.2. Controlador.

Como se mencionó anteriormente, el encargado de realizar el control de posición del motor DC es el microcontrolador, este control se realiza al modificar el voltaje de entrada para posicionar correctamente el motor, el diagrama de bloques se aprecia en la Gráfica 64.

Gráfica 64. Diagrama de bloques.



Los autores

El motor utilizado debe poseer un sensor integrado tipo encoder, este sensor permitirá al microcontrolador llevar una cuenta precisa de la posición del motor, la cual representara inherentemente la posición del sistema.

13.4.3. *Lectura De Sensor.*

El motor utilizado debe poseer un sensor integrado tipo encoder, este sensor permitirá al microcontrolador llevar una cuenta precisa de la posición del motor, la cual representara inherentemente la posición del sistema, esta opción de sensor le permitirá al sistema utilizar solamente una entrada, a diferencia de aplicar un sensor análogo y un conversor A/D para la lectura de dicha señal.

13.4.4. *Acción De Control.*

Para la implementación de la acción de control el grupo de autores ha decidido utilizar la menor cantidad de salidas digitales (El microcontrolador constituye un elemento de lógica digital) todo con el fin de aumentar la capacidad de recepción de diversos datos (sensores de pieza, de tope), para conseguir esto, se presentan las opciones en la Tabla 17 para realizar esta acción de control.

Tabla 17. Acciones de control

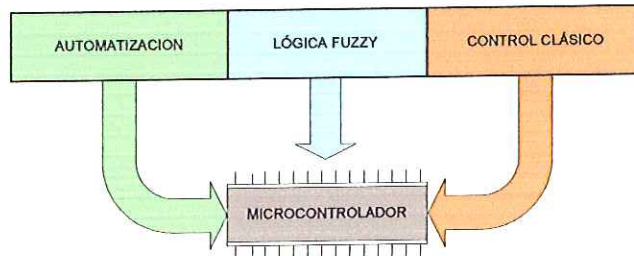
Nombre	Pines utilizados	Precisión (Bits)
Bus de datos (8)	8	255
Bus de datos (4)	4	16
Pwm	1	255
Modulación de Frecuencia	1	255

13.4.5. *Técnicas De Control.*

La técnica de control a utilizar en el posicionamiento de los ejes puede ser muy variada, el grupo de autores a trabajado previamente procesos y sistemas en

donde se ha aplicado diversas técnicas de control bajo el lenguaje ensamblador del microcontrolador, estas técnicas se pueden apreciar en la Gráfica 65.

Gráfica 65. Técnicas de control bajo lenguaje ensamblador.



Los autores

Todas las técnicas de control apreciadas en la Gráfica 65 requieren diversos niveles de programación, y al mismo tiempo tamaño de programa, por lo que la simplicidad en la implementación será la variable más importante a tener en cuenta a la hora de la selección, esta decisión se respalda claramente en el tiempo que le toma al microcontrolador tomar una acción de control bajo las diferentes técnicas, la técnica que brinde menor tiempo y mayor exactitud será la técnica implementada.

14. DESARROLLO DE DETALLES Y ANÁLISIS NUMÉRICO

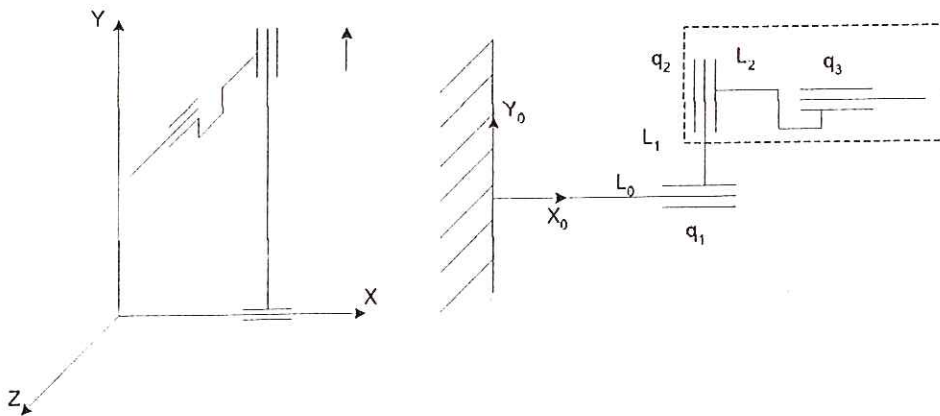
14.1. Introducción.

Para culminar con el proceso de diseño, se da inicio a la sustentación numérica de los esquemas planteados anteriormente. Bajos los criterios teóricos serán validados y corregidas posibles inconsistencias del diseño, para de ésta forma establecer una base coherente al consecutivo proceso de manufactura.

14.2. Representación Del Manipulador.

Se realizan las respectivas consideraciones para el manipulador, se inicia con la representación esquemática del manipulador, esta se aprecia en la Gráfica 66

Gráfica 66. Representación esquemática del manipulador



Los autores

$$P_0^M = H_{03} \cdot P_3^M$$

$$P_0^M = (H_{01'} \cdot H_{1'1} \cdot H_{12'} \cdot H_{2'2} \cdot H_{23'} \cdot H_{3'3}) \cdot P_3^M$$

14.3. Análisis Cinemático Del Manipulador

14.3.1. Método De Combinación De Matrices Denavit-Hartenberg Modificado

$$H_{01'} = 1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{11'} = T(x, q_1) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & q_1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{12'} = 1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{22'} = T(y, q_2) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & q_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{23'} = T(z, L_2) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{33'} = T(z, q_3) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & q_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

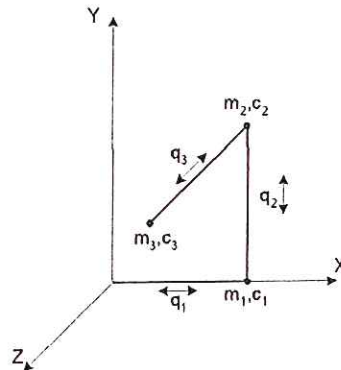
$$P_3^M = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Obtenemos:

$$P_0^M = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 + L_2 \\ 1 \end{bmatrix}$$

14.4. Análisis Dinámico Del Manipulador

Gráfica 67. Representación cinemática del manipulador



Los autores

14.4.1. Ecuación De Movimiento De Lagrange-Euler (L-E) De Segundo Tipo

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = T_i \quad \text{con} \quad i = 1, \dots, n \text{ _Grados _de _libertad}$$

donde:

$L(q, \dot{q}) = K(q, \dot{q}) - U(q)$ es el lagrangiano, es decir, energía cinética menos energía potencial.

Tenemos para el modelo que:

$$K(q, \dot{q}) = \frac{1}{2} \cdot \left[m_3 \cdot \dot{q}_3^2 + (m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_2^2 + (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_1^2 \right]$$

$$U(q) = (m_2 + m_3) \cdot g \cdot q_2$$

$$L(q, \dot{q}) = \frac{1}{2} \cdot \left[m_3 \cdot \dot{q}_3^2 + (m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_2^2 + (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_1^2 \right] - (m_2 + m_3) \cdot g \cdot q_2$$

siguiendo con el procedimiento para hallar la ecuación de movimiento:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_1 \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_1$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_1} = 0$$

$$T_1 = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_1$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = (m_2 + m_3) \cdot \dot{q}_2 \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) = (m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_2$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_2} = -(m_2 + m_3) \cdot g$$

$$T_2 = (m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_2 + (m_2 + m_3) \cdot g$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_3} = m_3 \cdot \dot{q}_3 \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_3} \right) = m_3 \cdot \ddot{q}_3$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_3} = 0$$

$$T_3 = m_3 \cdot \ddot{q}_3$$

14.4.2. Representación Matricial Del Modelo Dinámico

Basándonos en los resultados obtenidos de los análisis energéticos del modelo tenemos que:

$$T_1 = (m_1 + m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_1$$

$$T_2 = (m_2 + m_3) \cdot \ddot{q}_2 + (m_2 + m_3) \cdot g$$

$$T_3 = m_3 \cdot \ddot{q}_3$$

$$M(q) \cdot \ddot{q} + C(q, \dot{q}) \cdot \dot{q} + g(q) = T$$

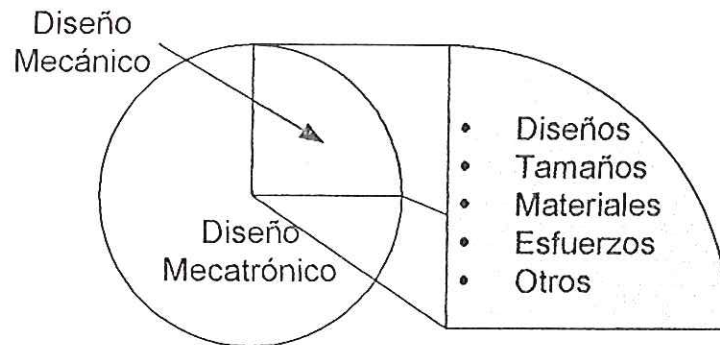
$$\begin{bmatrix} (m_1 + m_2 + m_3) & 0 & 0 \\ 0 & (m_2 + m_3) & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ (m_2 + m_3) \cdot g \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix}$$

14.5. Análisis Numérico De Resistencia De Materiales

Al introducir una idea bajo el lente del diseño Mecatrónico, se debe concebir, de manera inmediata, una metodología clara y específica para concluir en feliz término tal diseño, debido a esto, es necesario conocer los pasos que se deben realizar, uno de estos pasos, es indudablemente el diseño mecánico del producto, es decir el diseño de las formas, los tamaños, el análisis de esfuerzos, estudios cinemáticos y dinámicos, la selección de materiales entre otras variables

importantes para la culminación del diseño, esta concepción de diseño se aprecia en la Gráfica 68.

Gráfica 68. Concepción de diseño mecánico.



Los autores

Dentro de toda la gama de análisis posibles al diseño mecánico, sobresalen los análisis de materiales y de esfuerzos correspondientes (estudio que se realizara posteriormente), al mismo tiempo se deben tomar en cuenta todos aquellos análisis que conlleven al estudio cinemático del manipulador, estudio que se presenta en la siguiente sección

14.5.1. Actuador (Eje Z).

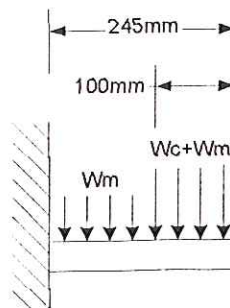
Al iniciar el proceso de diseño, se desea conocer en primera medida las capacidades que ofrecen los materiales disponibles por el diseñador, en este proceso es necesario definir algunas condiciones iniciales que permiten realizar un primer análisis de acercamiento, para luego validar cualquier modelo imaginado por el diseñador, en este orden de ideas, el grupo de trabajo decidió imponer unas condiciones a su diseño, estas primeras condiciones son:

- El actuador funcionara como una viga en voladizo.

- El tamaño del pallet es de 10cm, lo que quiere decir que el actuador soportara sobre 10 cm el peso de la carga.
- La separación entre el actuador el almacén de pallets no superara los 4 cm.
- El peso de la carga no superara 1kg, incluyendo el ballet.
- El peso del actuador no superara los 400g (viga en voladizo).

Debido a las condiciones anteriormente mencionadas, se decide hacer un primer bosquejo de los análisis para la validación del modelo presentado, para realizar esto, se toma el actuador como una viga en voladizo, en la Gráfica 69 se aprecia dicho modelamiento.

Gráfica 69. Modelo del actuador como viga en voladizo.



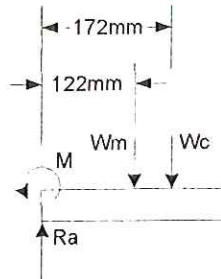
Los autores

En el modelo se aprecia la longitud total del actuador (245mm), también logra observar la distribución del peso, W_m , que es el peso del material que constituye el actuador y W_c , que es el peso de la carga, en este caso el W_c será de 5kg, esto si suponemos que el actuador poseerá dos pinzas sobre las cuales se distribuirá uniformemente el peso de la carga (10kg).

El primer análisis que se debe realizar, es encontrar las reacciones que se generan en el empotramiento, todo esto para evaluar, en un paso siguiente, los

esfuerzos generados en él, en la Gráfica 70 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del actuador.

Gráfica 70. Diagrama de cuerpo libre manipulador.



Los autores

Aplicamos las siguientes ecuaciones

$$\Sigma F_y = 0 \quad (14-1)$$

$$\Sigma M_a = 0 \quad (14-2)$$

Aplicando la ecuación (14-1)

$$Ra = Wm + Wc$$

$$Ra = 14N$$

Aplicando la ecuación (14-2)

$$M = 0.122 \cdot Wm + 0.172 \cdot Wc$$

$$M = 2.48N \cdot m$$

Con los valores anteriormente encontrados se puede comenzar a realizar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes⁵, recordando el carácter de distribuido tanto del peso del actuador como el peso de la carga, estos diagramas se aprecian en la Gráfica 71.

Gracias a estos diagramas se puede deducir que el sector crítico de la viga es el empotramiento el cual recibe una fuerza cortante de 14N y un momento flexionante de 2.48 Nm, luego de conocer estos valores podemos calcular el valor del esfuerzo flexionante y del esfuerzo cortante para encontrarlos aplicamos las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot y}{I} \quad (14-3)$$

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b^2} \quad (14-4)$$

donde

M= Momento flexionante

y= Distancia del punto del material más alejado del eje neutro

V= Fuerza cortante.

b= ancho de la viga de sección cuadrada.

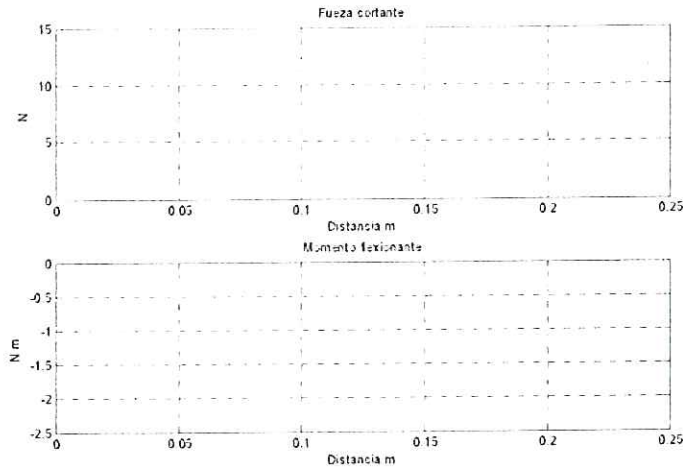
Q= Momento estático, este se encuentra multiplicando el área superior o inferior (la mayor de estas) del eje neutro por la distancia de su propio centroide al eje neutro.

I= momento de inercia de la sección transversal, que en nuestro caso corresponde al de una sección transversal rectangular la cual corresponde a:

⁵ Para ver como se realizan los diagramas aquí mencionados remitirse a Mecánica de materiales. Gere. James M

$$I_{SeccionCuadrada} = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (14-5)$$

Gráfica 71. Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante.



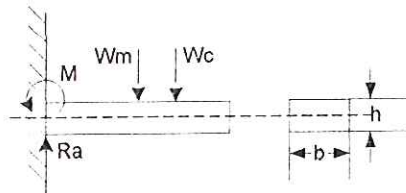
Los autores

Si consideramos una sección rectangular tal como se aprecia en la Gráfica 72 donde los valores de b y h son 20mm y 3mm respectivamente, se encuentran los siguientes valores para los esfuerzos de flexión y de corte aplicando las ecuaciones (14-3) y (14-4).

$$\sigma_x = 82.667MPa$$

$$\tau = 350KPa$$

Gráfica 72. Viga en voladizo



Los autores

Con los datos obtenidos en el calculo anterior es posible elegir cualquiera de los dos siguientes materiales.

Tabla 18. Características Mecánicas del Acrílico y del Aluminio.

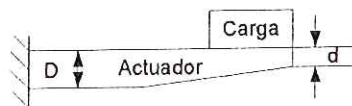
Material	Máximo Esfuerzo flexionante	Máximo Esfuerzo cortante	Modulo de Elasticidad
Acrílico	82-117MPa	62Mpa	2.8Gpa
Aluminio	100-500 MPa	100-550Mpa	70Gpa

Tomado de : *Mecánica de materiales, Gere James*

Como se puede aprecia en la Tabla 18, los materiales seleccionados (Acrílico y Aluminio) cumplen a cabalidad las mínimas especificaciones y en el caso del Aluminio, supera con creces los requerimientos del diseño, esto se valida aun más si recordamos que el modelamiento se hizo de forma critica, es decir, se utilizo el valor total de la carga y no su valor medio que es el que eventualmente soportara dicho elemento, se utilizo la distancia total del actuador (245mm) y no la distancia de (100mm) que es la distancia que eventualmente quedara suspendida y actuara finalmente como viga en voladizo.

Para validar este estudio, el equipo de trabajo realizo otro calculo, esta vez utilizando una forma de viga tal y como se aprecia en la Gráfica 73

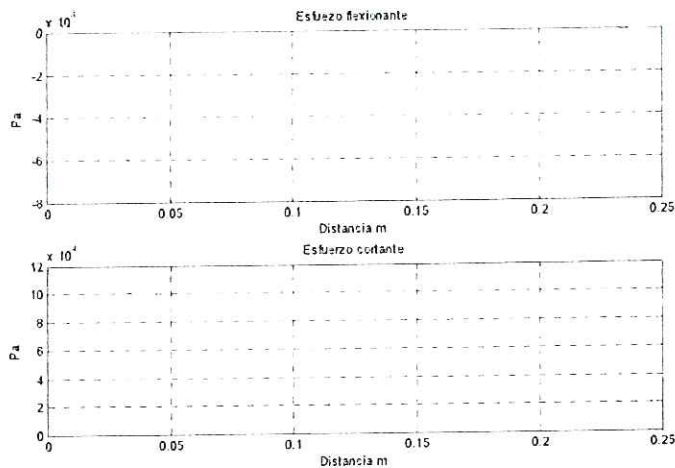
Gráfica 73. Viga a utilizar por el equipo de trabajo



Los autores

Para una viga de esta forma los esfuerzos encontrados P_e distribuyen a lo largo de esta tal y como se aprecian en la Gráfica 74, en la cual podemos apreciar que el máximo esfuerzo cortante es de 104.88 Kpa y el máximo esfuerzo flexionante es de 7.27 Mpa, los cuales son mucho menores a los encontrados anteriormente, revalidando la calidad de robustez en los cálculos con simplificaciones.

Gráfica 74. Distribución de esfuerzos a lo largo de la viga



Los autores

14.5.1.1. Deformación

El siguiente punto a evaluar en el área de resistencia de materiales, es la posible deformación que sufriría el actuador al momento de estar cargado, para realizar estos cálculos, y suponiendo que estamos en el rango elástico de los materiales (Los esfuerzos trabajados son relativamente pequeños), aplicamos la ecuación (14-6) de la deformación para una viga en voladizo con una fuerza puntual (nuevamente una simplificación del problema) en el extremo de la misma⁶.

⁶ Mecánica de materiales, Gere James

$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (14-6)$$

Donde:

δ = Deformación.

P= Carga aplicada en el extremo de la viga.

L= Longitud de la viga

E= Módulo de elasticidad.

I= Momento de inercia.

Los resultados obtenidos para una viga de longitud de 100mm son los siguientes:

Tabla 19. Deformaciones del material

Material	Deformación
Acrílico	32mm
Aluminio	0.91mm

Debido a que los valores de deformaciones son considerables, el equipo de diseño decide aumentar las dimensiones de la sección transversal del actuador, quedando de la forma de 20*5mm, esto genera los siguientes cambios en la deformación.

Tabla 20. Deformaciones del material con nueva sección transversal

Material	Deformación
Acrílico	4mm
Aluminio	0.114mm

Como se aprecia las deformaciones disminuyen drásticamente al modificar los valores para la sección transversal, estos resultados se pueden apreciar de mejor manera en los resultados obtenidos por la herramienta computacional COSMOS; al mismo tiempo, cabe recordar que los datos utilizados para el aluminio,

corresponden a los datos de menor valor encontrados, lo cual implica que cualquier aleación que se encuentre en el mercado, superara las características en este documento utilizadas y aumentara por consiguiente los coeficientes de seguridad.

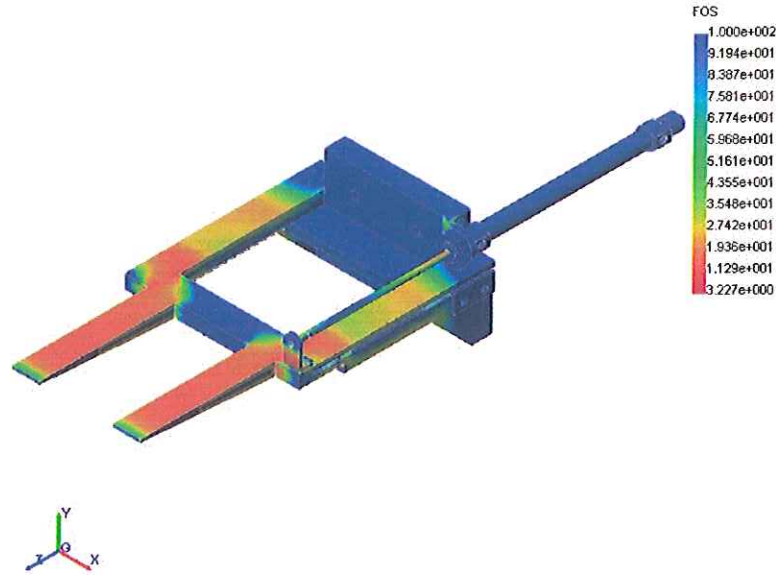
14.5.1.2. *Deformaciones Y Esfuerzos Generales*

Para validar los resultados obtenidos, el grupo de trabajo, decidió utilizar la herramienta computacional COSMOS; herramienta que permite estudios de deformación en diversas piezas, para nuestro caso, aplicamos una fuerza de 10N sobre la pinza, en el momento cuando esta este extendida, los resultados son los que se observan en las gráficas posteriores.

Como se puede apreciar en la Gráfica 75 el mínimo factor de seguridad es de 3.2, cabe mencionar que este valor ocurre en los cambios de geometría que aumentan, los esfuerzos del mismo.

Gráfica 75. Factores de seguridad a lo largo de la pinza.

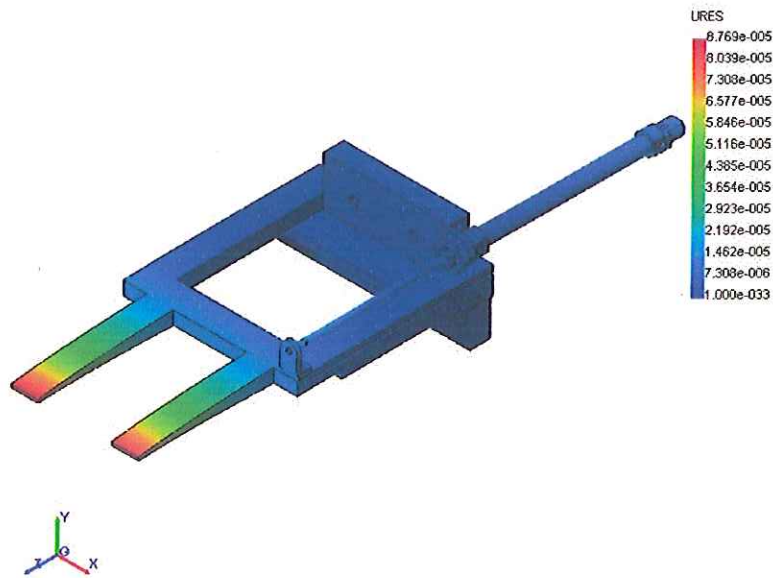
Manipulador-Estatica :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 3.2



Los autores

Gráfica 76. Deformación de la pinza.

Manipulador-Estatica :: Static displacement
Units : m Deformation Scale : 100

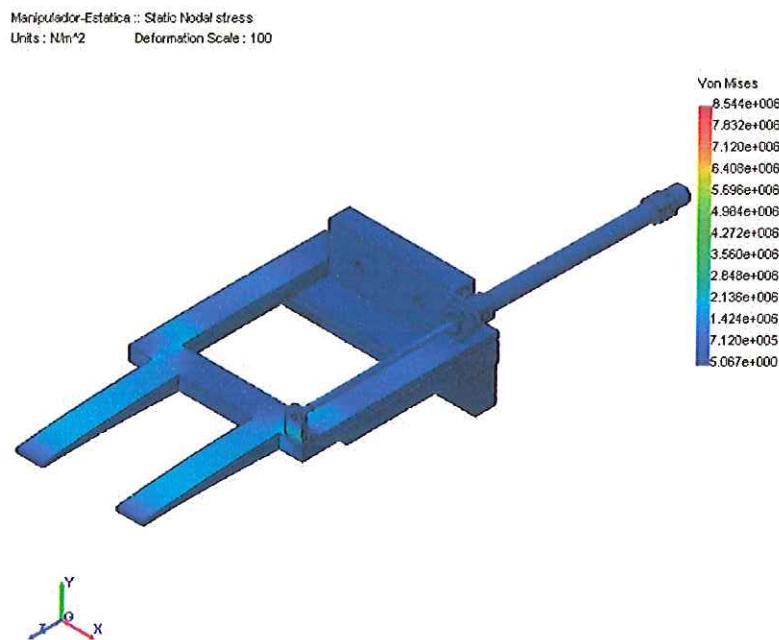


Los autores

En la grafica anterior se aprecia la deformación de la pinza por causa a la carga aplicada, esta deformación máxima es de 0.0878mm y esto ocurre en la punta de la pinza, tal como se aprecia en la Gráfica 76 .

Por otra parte, la Gráfica 77 muestra la distribución de esfuerzos a lo largo de la pinza, de esta gráfica se puede apreciar los valores máximos, que eventualmente son inferiores a los del material seleccionado

Gráfica 77. Distribución de esfuerzos.



Los autores

14.5.1.3. Fuerza De Fricción

Para encontrar la fuerza de fricción que se ejerce sobre la pinza del actuador, es necesario encontrar la reacción de mayor valor, esta se encontró en la sección

14.5.1 de este documento, la cual arroja un valor de 14N, utilizando este valor y recordando la ecuación para la fuerza de fricción:

$$F_r = \mu \cdot R \quad (14-7)$$

Donde

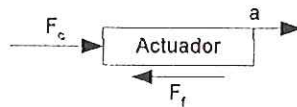
F_r = Fuerza de fricción

μ = Coeficiente de fricción

R = Fuerza normal al elemento.

Los coeficientes de fricción para metal sobre metal son de 0.1 a 0.5⁷, tomando el valor mas alto de estos (0.5) encontramos una fuerza de fricción de 7N, al conocer este valor podemos realizar el siguiente diagrama de cuerpo libre.

Gráfica 78. Diagrama de cuerpo libre.



Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje x, podemos encontrar el valor de la aceleración

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (14-8)$$

Si suponemos una masa del actuador de 400g, la fuerza F_c (Fuerza del cilindro neumático) es igual a 34N a 6bar, la aceleración es igual a 67m/s^2 , lo que permite alcanzar la velocidad de desplazamiento esperada (.05m/s) en menos de 1seg.

Para encontrar el valor del caudal que permitirá al cilindro neumático salir a una velocidad de 0.05m/s se encuentra utilizando la siguiente ecuación.

⁷ Fundamentos de manufactura moderna, Groover, Mikell P

$$Q = V \cdot A$$

(14-9)

Donde

Q= Caudal requerido.

V= Velocidad requerida.

A= Área sección transversal de cilindro.

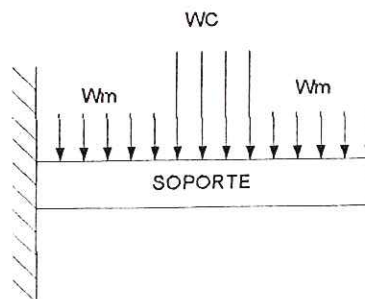
Para hacer el calculo del caudal mínimo, tomamos las medidas del área interior del cilindro⁸, y utilizamos la velocidad de 0.05m/s, lo cual nos da un caudal de 4.3861e-006 m³/s

14.5.2. Soporte del eje Z

Como es conocido, otro de los elementos que debe tolerar diversos esfuerzos, es el soporte del eje Z, este soporte, transportara el respectivo pallet, por lo que el estudio de esta pieza resulta de vital importancia.

El primer paso para realizar el estudio es evaluar el diagrama de cuerpo libre, este se puede apreciar en la Gráfica 79

Gráfica 79. Diagrama de cuerpo libre del soporte.



Los autores

⁸ www.festo.com

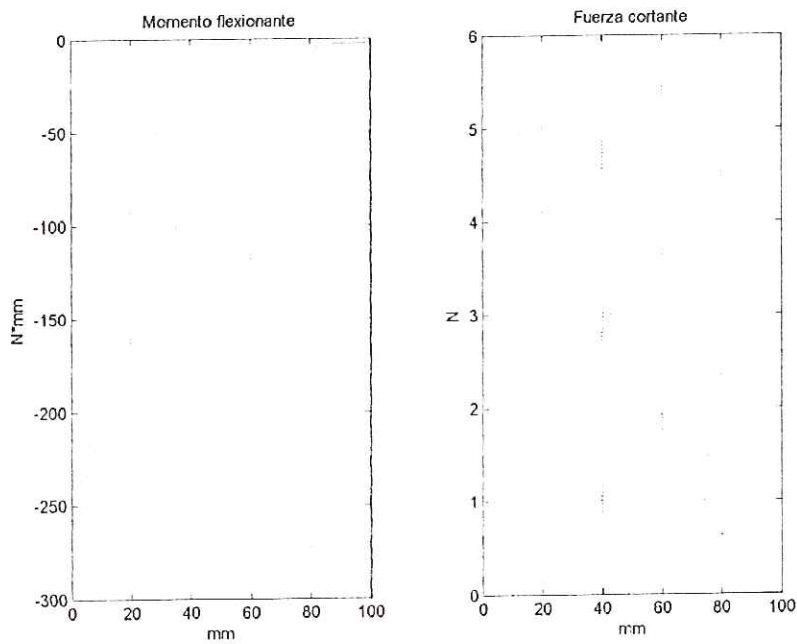
Al mismo tiempo es recomendable revisar la Gráfica 72, la cual representa una viga en voladizo, que es el mismo tipo de estructura que mostrara el soporte, si se utilizan las ecuaciones resultantes del diagrama de cuerpo libre, y los valores enlistados en la Tabla 21, se aprecian los resultados de momento flexionante y fuerza cortante en la Gráfica 80.

Tabla 21. Variables del soporte

Variable	Valor
Peso de la carga	5Kg
Tamaño del pallet	8cm
Longitud soporte	10cm
Peso del material	0.1Kg

Los autores

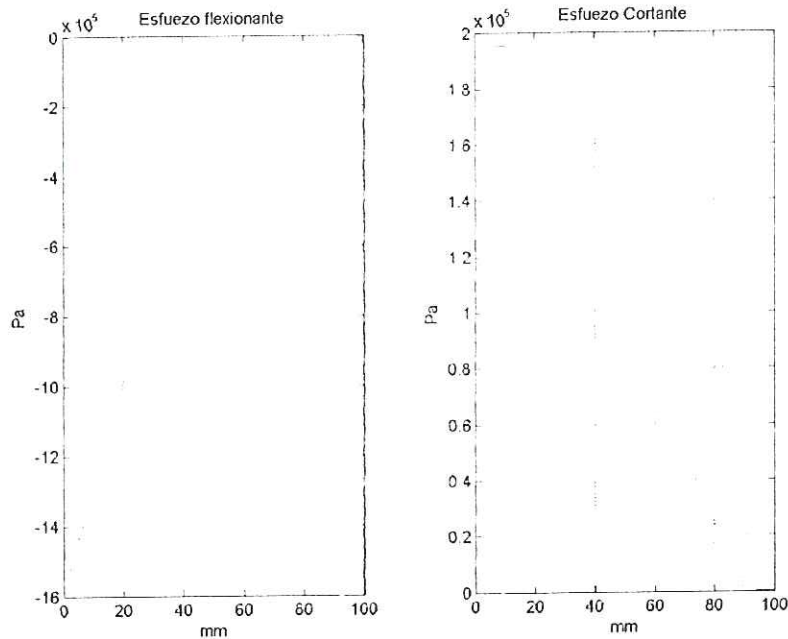
Gráfica 80. Fuerzas en el soporte.



Los autores

Aplicando las ecuaciones (14-3) y (14-4) permite obtener los valores de esfuerzo flexionante y de esfuerzo cortante, esto se puede apreciar en la Gráfica 81

Gráfica 81. Esfuerzos del soporte.



Los autores

Aplicando finalmente la ecuación (14-6), obtenemos el valor de 0.04mm para la deformación máxima del soporte utilizando como material aluminio, material que fue elegido para esta pieza del proyecto

14.5.3. Análisis Del Eje De Desplazamiento.

El otro elemento en la elaboración del diseño es el análisis mecánico del eje de desplazamiento, debido a que el diseño prevé la utilización del mismo diseño para ambos ejes (eje vertical y eje horizontal) este análisis se realizara sobre el eje horizontal, que es evidentemente el eje que sufre mayores cargas cortantes y

flexionantes, como en el caso del actuador, el grupo de trabajo decidió fijar las restricciones para este eje, las cuales se enumeran a continuación:

Máximo peso de la carga (W_c) = 10Kg.

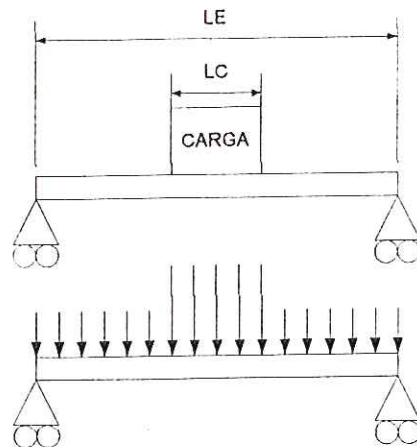
Longitud del eje (LC) = 700mm

Distancia para la carga (LE) = 100mm

Peso soportes (W_m) = 0.2Kg

La representación del eje horizontal se puede apreciar en la Gráfica 82

Gráfica 82. Representación eje horizontal

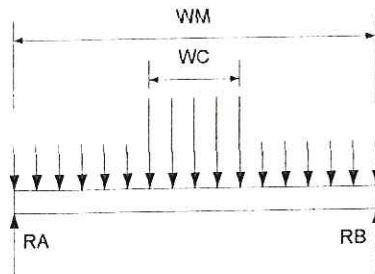


Los autores

En el modelo se aprecia la longitud total del eje (700mm), también se logra observar la distribución del peso de la carga y la distribución de peso de los soportes, estos valores son los denominados W_c y W_m respectivamente.

El primer análisis que se debe realizar, es encontrar las reacciones que se generan a lo largo del eje, esto con el fin de evaluar, en un paso siguiente, los esfuerzos generados en él, en la Gráfica 83 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del actuador.

Gráfica 83. Diagrama de cuerpo libre eje horizontal.



Los autores

Aplicando la ecuación (14-1) y la ecuación (14-2) obtenemos

$$Ra + Rb = Wc + Wm$$

$$Rb = \frac{Wc + Wm}{2}$$

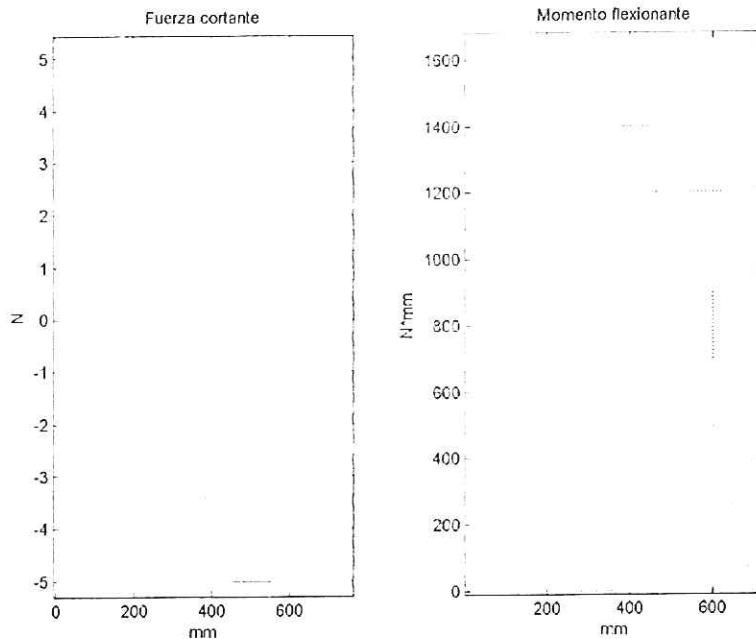
Finalmente sustituyendo por los respectivos valores obtenemos:

$$Ra = 5.005N$$

$$Rb = 5.005N$$

Con los valores anteriormente encontrados se realizan los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes, no si antes recordar el carácter de distribuido tanto del peso de los soportes como el peso de la carga, estos diagramas se aprecian en la Gráfica 84.

Gráfica 84. Fuerza cortantes y flexionantes sobre el eje de desplazamiento.

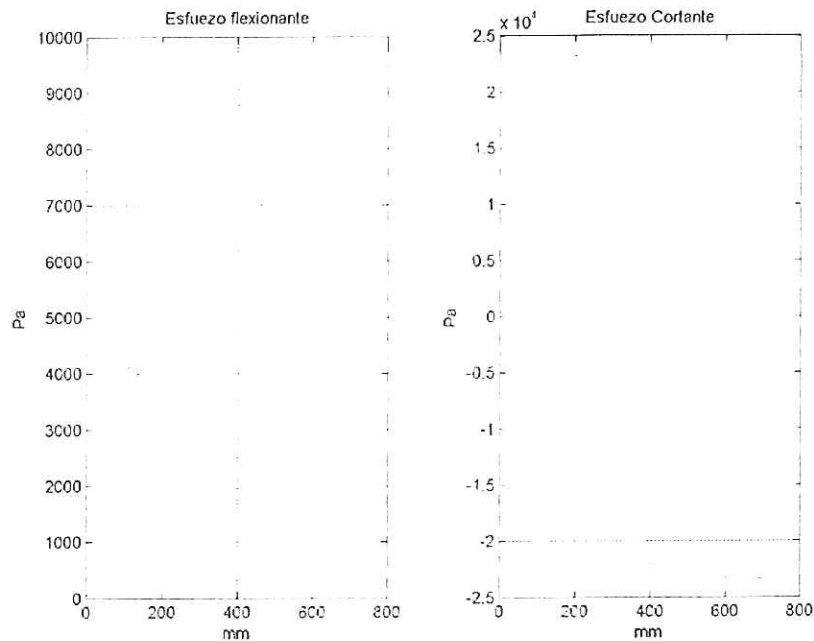


Los autores

Gracias a estos diagramas se puede deducir que se encuentran tres sectores críticos, los dos soportes de las vigas y el centro de la misma, en los extremos de la viga encontramos una fuerza cortante de 5N y un momento flexionante de aproximadamente 0 Nm; por otra parte, en el centro de la viga se encuentra una fuerza cortante de 0N y un momento flexionante de aproximadamente 1.631Nm, cabe anotar que estos valores son los máximos que soportaran dichas vigas y fueron calculados para una posición central, esto debido a que en esta posición es la más crítica para el sistema mecánico.

Luego de conocer estos valores podemos calcular el valor del esfuerzo flexionante y del esfuerzo cortante para encontrarlos aplicamos las ecuaciones (14-3) y (14-4), los resultados se pueden apreciar en la Gráfica 85.

Gráfica 85. Esfuerzos sobre el eje de desplazamiento.



Los autores

Los valores obtenidos en este estudio demuestran que los materiales utilizados en el proyecto, los enunciados en la Tabla 18, son los idóneos para el mismo, estos materiales cumplen con las restricciones anteriormente demostradas (esfuerzos flexionantes y cortante)

Finalmente cabe mencionar que los materiales utilizados cumplen, como fue demostrado con las restricciones mecánicas dadas por las diferentes cargas a lo largo de todo el sistema, por lo cual, la elección de estos materiales fue realizada debido a sus características estéticas y económicas, pero nuevamente se reitera, conociendo de antemano, que los materiales a elegir cumplían totalmente con las restricciones inicialmente dadas.

14.6. Análisis del eje Del Gripper.

El otro elemento en la elaboración del diseño es el análisis mecánico del gripper, debido a que el diseño prevé la utilización del mismo diseño para ambos ejes (eje vertical y eje horizontal) este análisis se realizara sobre el eje horizontal, que es evidentemente el eje que sufre mayores cargas cortantes y flexionantes, como en el caso del actuador, el grupo de trabajo decidió fijar las restricciones para este eje, las cuales se enumeran a continuación:

Máximo peso de la carga (W_c) = 5Kg.

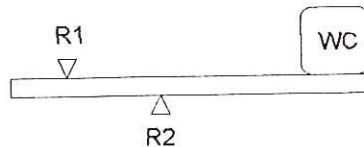
Longitud del eje (LC) = 210mm

Distancia para la carga (LE) = 100mm

Peso Gripper (W_m) = 0.1Kg

La representación del soporte del gripper se puede apreciar Gráfica 82

Gráfica 86. Representación eje horizontal

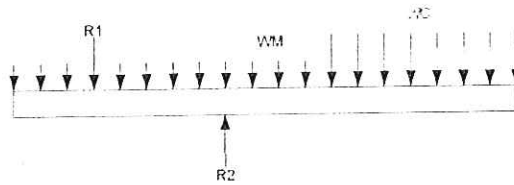


Los autores

EN EL MODELO SE APRECIA LA LONGITUD TOTAL DEL EJE (210MM), TAMBIÉN SE LOGRA OBSERVAR LA DISTRIBUCIÓN DEL PESO DE LA CARGA Y LA DISTRIBUCIÓN DE PESO DE LOS SOPORTES, ESTOS VALORES SON LOS DENOMINADOS W_c Y W_m RESPECTIVAMENTE.

El primer análisis que se debe realizar, es encontrar las reacciones que se generan a lo largo del actuador, esto con el fin de evaluar, en un paso siguiente, los esfuerzos generados en él, en la Gráfica 83 se aprecia el diagrama de cuerpo libre del actuador.

Gráfica 87. Diagrama de cuerpo libre actuador.



Los autores

Aplicando sumatoria de fuerzas y sumatoria de momentos obtenemos

$$R1 - R2 = -Wc - Wm$$

$$R1 \cdot 0.2 - R2 \cdot 0.8 = W \cdot c \cdot 0.16 - Wm \cdot 1.05$$

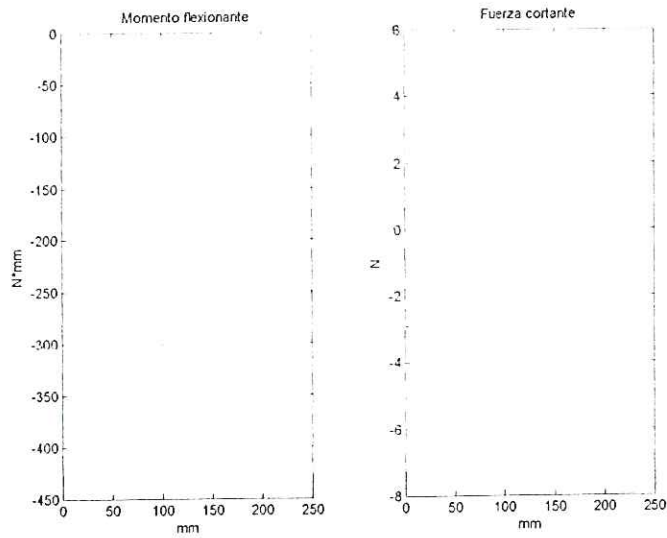
Finalmente sustituyendo por los respectivos valores obtenemos:

$$R1 = 6.7083N$$

$$R2 = 11.8083N$$

Con los valores anteriormente encontrados se realizan los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes, no si antes recordar el carácter de distribuido tanto del peso de los soportes como el peso de la carga, estos diagramas se aprecian en la Gráfica 84.

Gráfica 88. Fuerza cortantes y flexionantes sobre el gripper.

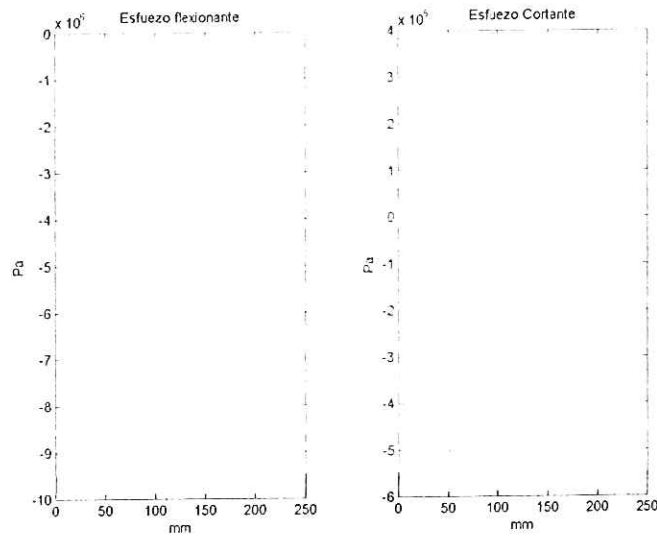


Los autores

Gracias a estos diagramas se puede deducir que se encuentran tres sectores críticos, los dos soportes del sistema y el área donde recae la carga.

Luego de conocer estos valores podemos calcular el valor del esfuerzo flexionante y del esfuerzo cortante para encontrarlos aplicamos las respectivas ecuaciones, los resultados se pueden apreciar en la Gráfica 85.

Gráfica 89. Esfuerzos sobre el eje de desplazamiento.



Los autores

Los valores obtenidos en este estudio (500Kpa, como máximo esfuerzo cortante y 9.46Mpa como máximo esfuerzo flexionante) demuestran que los materiales utilizados en el proyecto, son los apropiados para el mismo, estos materiales cumplen con las restricciones anteriormente demostradas (esfuerzos flexionantes y cortante).

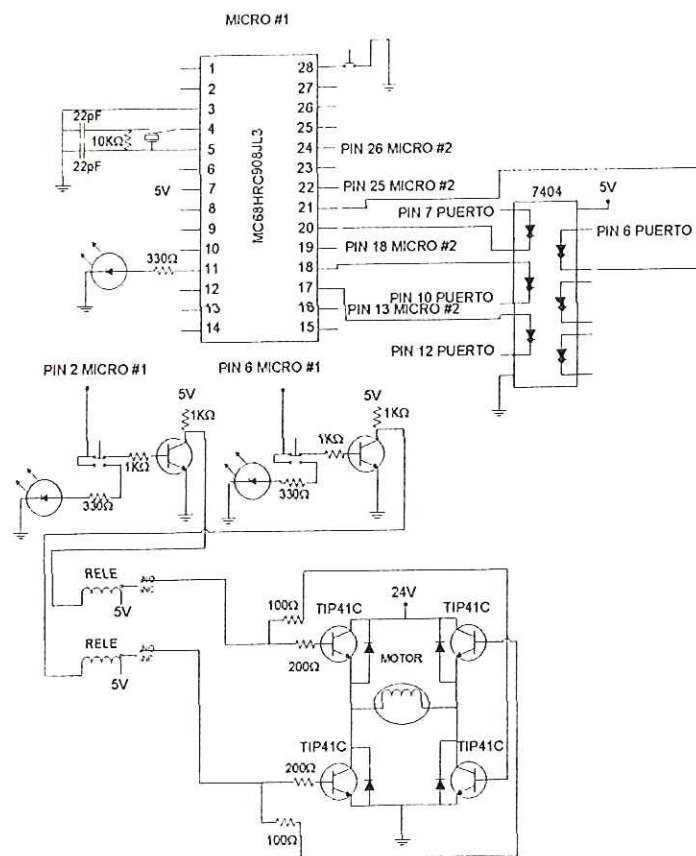
La deformación del sistema se calcula utilizando la ecuación para deformación con una carga puntual en el extremo del mismo, utilizando una longitud total de 19Cm, y una carga puntual de 1Kg, obtenemos la deformación máxima del sistema de 5 mm, la cual resulta admisible para el sistema de posicionamiento.

14.7. Desarrollo De Detalles Del Controlador Electrónico

Continuando con el desarrollo metodológico del diseño, obtenemos el progreso relativo al controlador electrónico. Este ha sido constituido teniendo como base

los requerimientos de potencia del motor de corriente continua, el cual bajo condiciones de máxima carga demanda un flujo de corriente de 2 A. Además, se ha provisto el controlador de protecciones en las entradas y salidas del mismo, las cuales proporcionan la robustez del sistema ante posibles hechos de sobrecargas. De otro lado, se ha realizado un acondicionamiento de la señal adquirida por el resolver de posición, para de ésta forma evitar lecturas erradas, al mismo tiempo que se han acoplado inversoras, para lograr un aislamiento en el bus de comunicación a través del cual se enviarán y recibirán los datos del computador.

Gráfica 90. Diagrama Detallado del Controlador Electrónico



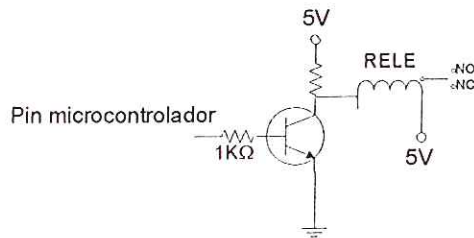
Los autores

14.7.1. Justificación de elementos.

Todos los elementos del circuito electrónico poseen una respectiva justificación, el por que de las compuertas lógicas, los transistores utilizados y los diodos implementados; la primera parte de este trabajo, consistió en implementar una interfase segura de comunicación entre el computador y el microcontrolador, para tal fin, el grupo de autores decidió implementar un dispositivo de protección para la comunicación entre el microcontrolador y el computador, para tal fin se implemento una compuerta negadora TTL 7404, este dispositivo brinda protección al computador a cualquier tipo de error en el circuito de control, cabe recordar, que al ser este un dispositivo de lógica negadora, todos los datos y el protocolo de comunicación debe ser negado vía software.

El controlador de motor, posee una interfase que permite la manipulación de los relés, esta interfase fue elaborada para disminuir los requerimientos de corriente solicitados por las bobinas del los rele 80mA aproximadamente y reducirlo, mediante la implementación de un transistor 2n222 a 8mA, valor de corriente que es inferior a los máximos permisibles por el microcontrolador esta conexión se aprecia en la Gráfica 91.

Gráfica 91. Conexión etapa de rele.



los autores

La implementación de los rele permite la separación física de la sección de

control de la sección de potencia, son estos mismos reles los que activan la dirección de giro del motor, sus bobinas son activas a 5v, lo cual permitió la fácil adaptación al sistema de control ya implementado.

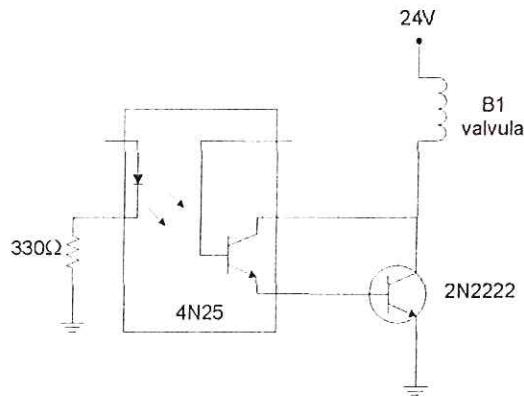
Los reles envían una señal de 24V al controlador del motor, señal que activa dos Tip41c, encargados de realizar el giro en el sentido correcto del computador, estos elementos fueron elegidos gracias a sus características, en especial la característica que permite el paso de hasta 15A por sus terminales una vez conmutado, cabe recordar que el máximo requerimiento de nuestro motor es de 2A pico; por ultimo, pero no menos importante es conveniente aclarar que los valores de las resistencias fueron elegidos con el fin de trabajar en la zona de saturación del Tip41c.

Al sistema de potencia le fueron implementados diodos que evitan que corrientes parásitas afecten el sistema de conmutación, estos diodos fueron elegidos para un máximo de 2A, debido a que trabajaran en el mismo sector de potencia.

El circuito de control implementado para el eje Y es sencillo pero altamente funcional, los sensores debido a sus características (funcionan a 5V) permiten un acople directo a las entradas del microcontrolador, para la etapa de potencia de las válvulas el grupo de autores decidió implementar una etapa optoacoplada, este con el fin de separar la etapa de control con una pequeña etapa de potencia (etapa encargada de conmutar las válvulas).

El grupo de autores implemento una conexión tipo darlington, esto debido a que las características del sistema requerían una corriente continua de 110mA, capacidad de corriente que el 4n26 no esta habilitada para suministrar; debido a esto se conecto un transistor 2n2222 en darlington par aumentar la capacidad de conmutación de la etapa optoacoplada, esta se puede apreciar en la Gráfica 92.

Gráfica 92. Conexión optoacoplada.



los autores

14.8. Servomecanismos.

El sistema ASRS, utiliza diversos tipos de servomecanismos, entre los cuales podemos mencionar una reductora de velocidad, el tornillo de potencia y actuadores neumáticos.

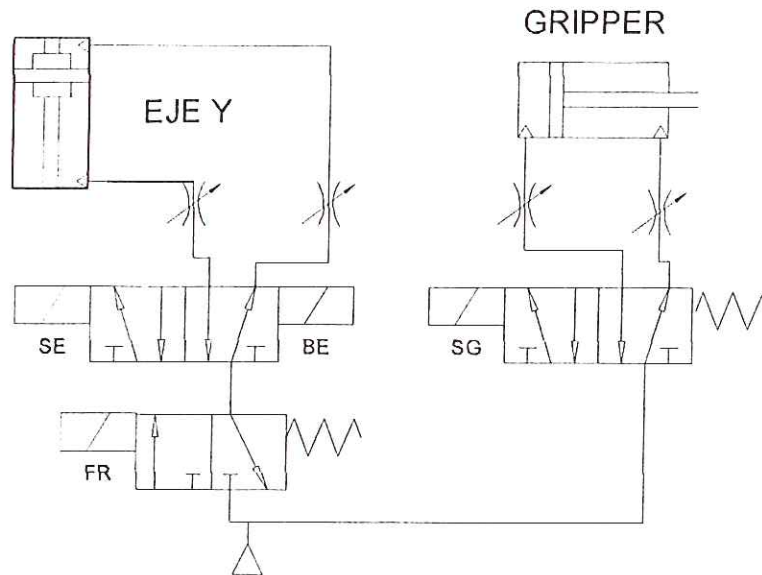
14.8.1. Sistema neumático.

El primer servomecanismo utilizado es el sistema aplicado al eje Y, este eje aplica dos actuadores neumáticos, el primero de ellos un cilindro de doble efecto, el cual es el encargado de manipular el gripper del sistema, el cual es el encargado de capturar y posicionar los diferentes elementos en el ASRS; el segundo elemento es el eje de posicionamiento neumático, este eje, es el encargado de realizar el posicionamiento del eje Y, sobre el recae la aplicación del sistema de posicionamiento y la implementación del delta de movimiento necesario para el almacenamiento del material.

Los elementos necesarios para la implementación de este sistema son:

- Electro-Válvula 5/2 biestable.
- Electro-Válvula 5/2 monoestable.
- Electro-Válvula 3/2 monoestable
- Reguladoras de caudal
- Cilindro de doble efecto
-

Gráfica 93. Circuito neumático.



Los autores

Como se puede apreciar en la Gráfica 93, la válvula cuyo bobina es FR, es la encargada de realizar el freno del eje y, este freno es utilizado en el posicionamiento de los elementos, ya que permite la implementación del delta de posición para dicho posicionamiento, esta válvula cierra normalmente el paso del aire con el fin de evitar accidentes al momento de desactivar accidentalmente alguna válvula, este mismo principio es aplicable al cilindro "Gripper", debido a que

normalmente la válvula mantendrá el cilindro retraído, evitando cualquier tipo de accidente con este elemento.

Secuencias

El ASRS, posee 4 tipos de secuencias básicas para el circuito neumático, las cuales resumen todo el trabajo para un sistema de 10 posiciones, es decir 5 columnas y 2 filas, las secuencias son:

- Recuperar material parte inferior
- Depositar materia parte inferior
- Recuperar material parte superior
- Depositar materia parte superior.

Como ejemplo del funcionamiento del sistema, se explicara la secuencia del sistema, recuperar material parte inferior, las bobinas activadas y sus respectivos usos, la secuencia es la siguiente:

1. Activar SG (El cilindro Gripper inicia la carrera).
2. Esperar que el cilindro salga.
3. Activar FR (Se permite el paso del aire).
4. Activar SE (Sube el eje Y).
5. Esperar posición media.
6. Desactivar FR (Impide la entrada del aire al eje Y, simula un freno en este eje).
7. Desactivar SG (El cilindro Gripper se devuelve).
8. Esperar que el cilindro Entre.
9. Activar FR (Se permite el paso del aire).
10. Activar BE (Inicia el descenso del eje) .
11. Desactivar todas la válvulas.

la secuencia del sistema, depositar materia parte inferior, las bobinas activadas y sus respectivos usos, la secuencia es la siguiente:

1. Activar FR (Se permite el paso del aire).
2. Esperar al eje en la mitad.
3. Deactivar FR (Se evita el paso del aire).
4. Activar SE (El cilindro Gripper inicia la carrera).
5. Esperar que el cilindro salga.
6. Desactivar SG (El cilindro Gripper se devuelve).
7. Esperar que el cilindro entre.
8. Deactivar FR (Se permite el paso del aire).
9. Activar BE (Inicia el descenso del eje) .

14.8.2. *Transmisión de potencia.*

El segundo servomecanismo de gran importancia es el sistema de transmisión de potencia del eje X, este sistema de transmisión es el encargado de movilizar la totalidad de la carga del sistema, de ahí su relevancia, el sistema lo conforman:

- Tornillo Rosca ACME (3/4").
- Motor de 24Vdc.
- Polea conducida.

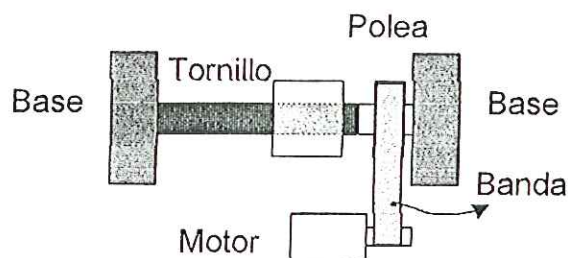
El primer elemento, el tornillo posee características ampliamente documentadas en este documento, pero para este caso en específico se busca el requerimiento de torque para movilizar un máximo de carga de 15Kg, para encontrar este valor aplicamos la ecuación que determina el torque necesario para levantar una

carga, reemplazando los respectivos valores, y recordando que el coeficiente de fricción de los elementos es de un máximo de 0.25 (Acero inoxidable y Bronce), y un tornillo de $\frac{3}{4}$ " de diámetro obtenemos un torque de 0.5825Nm; finalmente si multiplicamos este valor por 1.33, obtendremos el torque de arranque, o también conocido como torque máximo, el cual asciende a 0.774Nm.

Con las características anteriormente mencionadas, permite respaldar la decisión de los autores en el sentido de implementar una reductora de velocidad al motor para aumentar su torque y llenar a cabalidad los requerimientos del sistema, la relación de diámetros entre la polea conducida y el rotor del motor es de 7.23, lo cual reduce el torque de arranque a 0.107Nm

La velocidad del sistema esta impuesta por el motor, el cual gira a unas 5500 rpm aproximadamente, permitiéndole al sistema un desplazamiento a una velocidad de 53.84 mm/s, lo que en palabras más específicas, le permitirá recorrer el sistema en 13s, el diagrama de bloques se aprecia en la xx

Gráfica 94. Diagrama de bloques del servomecanismo.



Los autores

14.9. Desarrollo De Detalles Del Protocolo De Comunicación.

La comunicación entre el microcontrolador y el computador se realiza a través de 4 pines de forma serial, dos de estos pines se utilizan para “sincronizar” el envío y recepción de datos, los últimos dos pines, son utilizados como salida y entrada serial respectivamente, tal y como se aprecia en la Gráfica 95.

Gráfica 95. Distribución de pines de comunicación



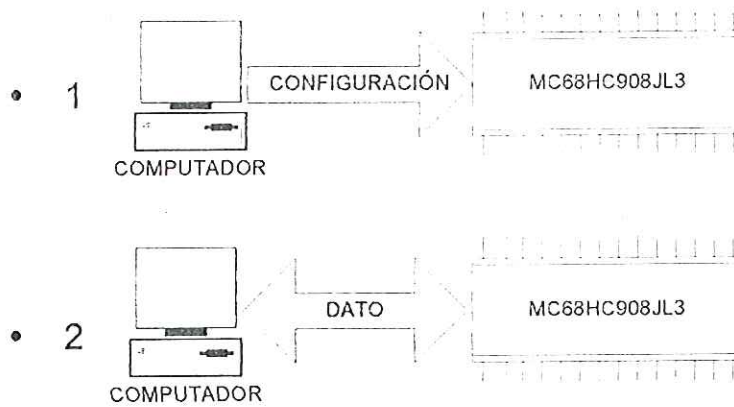
Los autores

El protocolo de comunicación es simple pero eficaz, pues garantiza una comunicación a la más alta velocidad posible o escrito de otra forma, a la velocidad que posea el dispositivo más lento, esto se debe a los dos bits de sincronización que se encargan de “verificar” que los componentes (en este caso el computador y el microcontrolador) estén preparados para recibir o enviar un dato.

La lectura o escritura del dato se realiza cuando el maestro (el computador) envía la solicitud de escribir o leer, por lo tanto, toda comunicación inicia con una petición del computador por un dato en particular (modalidad lectura) o con la información de cuantos paquetes de datos se enviarán al microcontrolador

(modalidad escritura), el procedimiento detallado de la comunicación bit a bit se observa en la Gráfica 96.

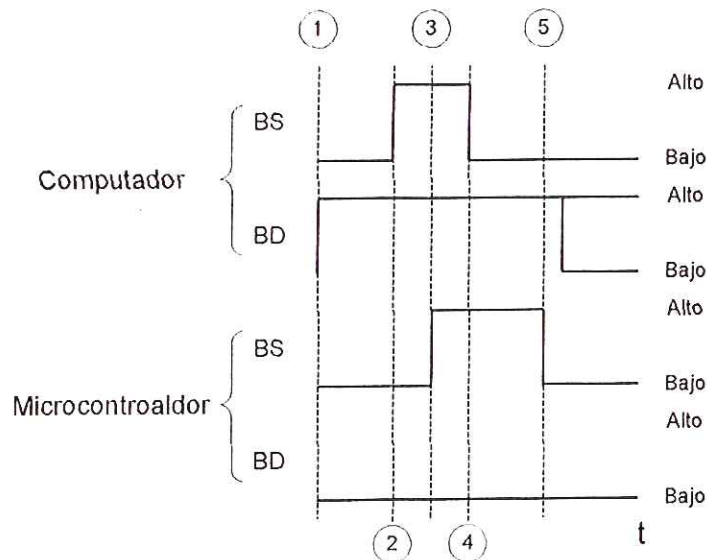
Gráfica 96. Comunicación Computador-Microcontrolador.



Los autores

El protocolo de comunicación se puede apreciar de manera más específica en la Gráfica 97.

Gráfica 97. Protocolo de comunicación.



Los autores

La comunicación como se observa en la Gráfica 97 se divide en 5 instantes básicos, los cuales se describen a continuación:

1. El computador coloca el dato que desee enviar en su respectivo puerto de datos.
2. El computador pasa de un estado bajo a uno alto en su pin de sincronización.
3. El microcontrolador, tan pronto como lee este cambio de flanco realiza la misma operación (cambiar el flanco), indicándole al computador que esta preparado para leer.
4. El computador realiza un flanco de bajada, es en esta etapa donde se le indica al microcontrolador que puede leer "tranquilamente" el dato de su puerto de dato.
5. Finalización de la comunicación con el flanco de bajada por parte del microcontrolador.

Este proceso se repite 12 veces con el único fin de enviar el paquete de datos que a continuación se explicara

14.9.1. *Forma De Dato De Comunicación*

Los autores, al decidir utilizar una comunicación tipo serie, consideraron necesario poseer, además de una correcta sincronización, una cantidad específica de datos, para evitar cualquier tipo de errores en la lectura o escritura, la cantidad de bits fijada para este caso es de 12 bits por paquete de comunicación, estos 12 bits cumplen varias funciones, Gráfica 98 se observa el paquete de datos a enviar por el computador en el primer intercambio de información.

Gráfica 98. Distribución del paquete de datos.

M3	M2	D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0	M1	M0
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0

Los autores

En la comunicación existen dos posible tipos de datos, los datos instrucción y los datos valor, esta diferenciación entre dos tipos de datos es debido a que el computador inicia siempre la comunicación al enviar un paquete de datos tipo instrucción, en el cual como su nombre lo indica le da instrucciones al microcontrolador sobre la siguiente rutina de comunicación, ya sea para requerir información por parte del mismo, o para especificar que dato es el que enviara en un segundo paquete de datos (nombre y valor de la variable modificable en el proceso o en el control realizado por el microcontrolador).

De lo anterior se puede concluir que en todo proceso de comunicación intervienen 2 paquetes de datos, el primero, enviado por el computador con instrucciones precisas (Instrucción), el segundo, dependiendo de lo especificado en el primer paquete, puede ser un dato enviado al microcontrolador (una variable a modificar previamente especificada) o un dato requerido al microcontrolador.

14.9.1.1. Descripción De Bits De Comunicación

Al revisar nuevamente la Gráfica 98 apreciamos los datos M3, M2, M1, M0, estos son "mascaras" que permiten verificar la veracidad del dato leído (Evita lecturas incorrectas debido a ruidos), estas mascararas pueden tomar dos formas, la diferencia se hace para valores o instrucciones (Instrucciones = 1010, valores = 0101).

El dato en si (D7 a D0) toma diversos significados dependiendo del tipo de dato (Instrucción o valor), en el caso de Valor, estos bits indican exclusivamente el valor de alguna variable a modificar o a leer, en el caso de instrucción estos toman un

significado diferente; si el bit D7 se encuentra activo, esto le indica al microcontrolador que el computador esta esperando la lectura de una variable dada por los valores D6 a D0 en la siguiente rutina de comunicación, dado el caso que el bit D7 no se encuentre activo, los bits D3 a D0 indicaran el "nombre" de la variable que seguidamente se escribirá; el bit D4, indica el sentido de giro del motor y por ultimo los bits D5 y D6 no son utilizados; esto se explica de mejor manera observando la Tabla 22.

Tabla 22. Significado de cada BIT en el paquete de comunicación.

Tipo de dato / Bit	7	6	5	4	3	2	1	0
Instrucción	Indica si el siguiente dato es de lectura o escritura	No utilizados		Sentido de giro del motor	Nombre de la variable a modificar			
Valor	Valor de la variable leída o modificada							

Los autores

14.9.2. Lectura De Sensor.

El motor utilizado debe poseer un sensor integrado tipo encoder, este sensor permitirá al microcontrolador llevar una cuenta precisa de la posición del motor, la cual representara inherentemente la posición del sistema, esta opción de sensor le permitirá al sistema utilizar solamente una entrada, a diferencia de aplicar un sensor análogo y un conversor A/D para la lectura de dicha señal, la siguiente opción para este mismo sensor, es la aplicación de un sensor óptico, el cual emite una señal al pasar por una marca preestablecida, esta marca se ubica sobre el microco del ASRS o sobre el mismo eje de desplazamiento

14.9.3. *Acción De Control.*

Para la implementación de la acción de control el grupo de autores ha decidido utilizar la menor cantidad de salidas digitales (El microcontrolador constituye un elemento de lógica digital) todo con el fin de aumentar la capacidad de recepción de diversos datos (sensores de pieza, de tope), para conseguir esto, se presentan las opciones en la Tabla 23 para realizar esta acción de control.

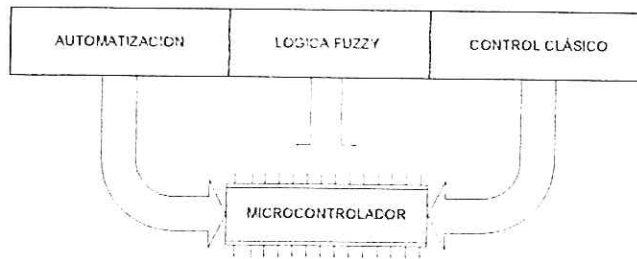
Tabla 23. Acciones de control

Nombre	Pines utilizados	Precisión (Bits)
Bus de datos (8)	8	255
Bus de datos (4)	4	16
Pwm	1	255
Modulación de Frecuencia	1	255
Conmutación	2	4

14.9.4. *Técnicas De Control.*

La técnica de control a utilizar en el posicionamiento de los ejes puede ser muy variada, el grupo de autores a trabajado previamente procesos y sistemas en donde se ha aplicado diversas técnicas de control bajo el lenguaje ensamblador del microcontrolador, estas técnicas se pueden apreciar en Gráfica 99.

Gráfica 99. *Técnicas de control bajo lenguaje ensamblador.*

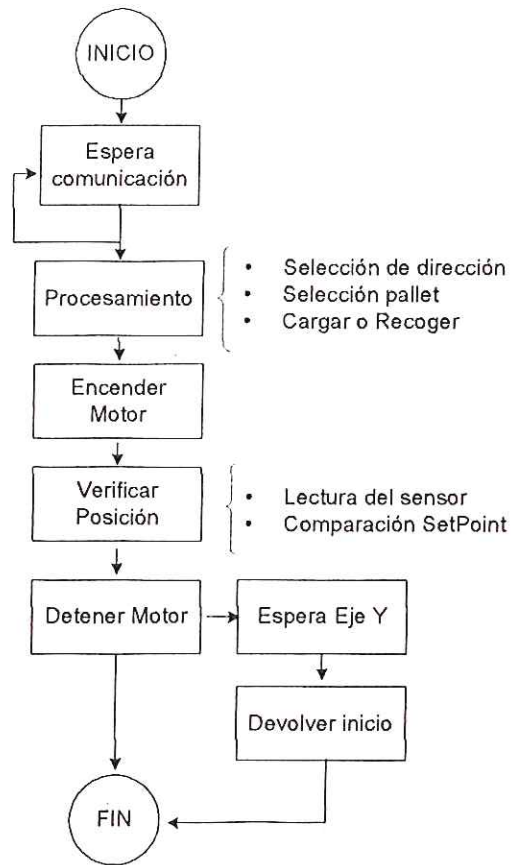


Los autores

Todas las técnicas de control apreciadas en la Gráfica 99 requieren diversos niveles de programación, y al mismo tiempo tamaño de programa, por lo que la simplicidad en la implementación será la variable más importante a tener en cuenta a la hora de la selección, esta decisión se respalda claramente en el tiempo que le toma al microcontrolador tomar una acción de control bajo las diferentes técnicas, la técnica que brinde menor tiempo y mayor exactitud será la técnica implementada.

Finalmente la acción de control utilizada fue la que utilizaba menos recursos de software, esta acción de control se basa en la retroalimentación continua de la posición del sensor de posicionamiento (esto para el eje X), su respectivo diagrama de flujo se puede apreciar en la Gráfica 100

Gráfica 100. Diagrama de flujo del controlador eje X



Los autores

Por otra parte tenemos el eje de posicionamiento neumático, el diagrama de flujo se pueda apreciar en la Gráfica 101

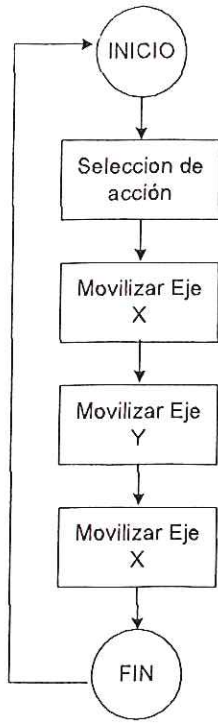
Gráfica 101. Diagrama de flujo del controlador eje Y



Los autores.

Por último y con el fin de dar una idea más clara de las acciones de control se puede apreciar el diagrama de flujo general que utiliza el sistema para ubicara o recuperar material

Gráfica 102. Diagrama de flujo General.



Los autores

15. CONCLUSIONES

Como fase final del proyecto realizado y etapa fundamental del mismo, se harán manifiestas las experiencias obtenidas tanto en el inicio, desarrollo y finalización del proceso de diseño, como en el montaje, rediseño y puesta en marcha del Sistema AS/RS construido. Para facilitar el entendimiento y desarrollo de éstas experiencias, se enunciarán en orden cronológico respecto al proceso.

15.1. Fase Inicial De Diseño

La fase inicial del diseño fue la etapa más crítica, por cuanto se consolidaba como la construcción de los pilares en los que se fundamentaría todo el proyecto. Teniendo en cuenta éste hecho, los autores decidieron adoptar un método validado a través de referencias bibliográficas, el cual suministró al equipo de trabajo la carta de navegación en el desarrollo exitoso del proyecto. Además uno de los más importantes aportes que el equipo de trabajo quiere remarcar, dentro de las diferentes estrategias de diseño de productos adoptadas, fue la aplicación del método de objetivos ponderados, el cual permitió realizar la toma de decisiones de una forma ordenada y coherente.

15.2. Desarrollo Del Diseño

En el desarrollo del diseño mecatrónico, los autores mediante el método de análisis de funciones⁹, obtuvieron una herramienta con la cual se consideraron las funciones esenciales del sistema y el nivel en el que el problema debía abordarse; en consecuencia se pudo concluir que la forma más óptima de restringir el

⁹ CROSS, Nigel. Métodos de Diseño. México: Ed. Limusa, 2002. p. 76

problema era mediante la definición de la estructura mecánica, de forma coherente a las posibles estrategias de control a implementar. Dada por solucionada la anterior fase se dio fin al diseño conceptual y consecutivamente al desarrollo de detalles.

Si bien es cierto que el equipo de trabajo intentó abarcar todos los posibles detalles, necesarios al momento de dar inicio al estudio y análisis numérico del diseño, tan bien lo es el hecho que se encontraron las primeras inconsistencias de índole mecánica que fueron corregidas en el momento.

15.3. Finalización Del Proceso De Diseño

La finalización del proceso de diseño, representó uno de los procesos más tediosos, ya que consistió en un procedimiento iterativo. Los autores utilizaron herramientas de apoyo al diseño para la estructura mecánica, el estudio de circuitos electrónicos y las estrategias de control.

El estudio de la estructura mecánica, arrojó resultados satisfactorios, debido en parte a que las cargas manejadas por el sistema no representaban puntos críticos en la resistencia de los materiales, en consecuencia, el equipo de trabajo manejó también criterios estéticos, económicos y de resistencia a la corrosión. De ésta forma se concluyó el diseño de una estructura mecánica óptima para el sistema, al mismo tiempo que se obtuvo una selección de materiales idóneos para dicha estructura.

El estudio de las estrategias de control, resultó numéricamente coherente y teóricamente preciso al momento de lograr posicionar un motor DC, interactuando con el sistema de acople al tornillo de potencia. Es así como se finalizó el diseño de un controlador que permite el funcionamiento autónomo del sistema.

El análisis global del sistema mecatrónico, teóricamente respondió de la forma esperada, debido a que los acoples de los sistemas presentaban compatibilidad, es decir, la potencia manejada por el sistema electrónico resistía la potencia requerida por el motor, al momento de desplazar la carga de la estructura mecánica, a su vez que el sistema de control manejaba el mismo protocolo de comunicación que el sistema electrónico.

15.4. Montaje

Esta fase le exigió al equipo de trabajo la mayor parte de tiempo del proyecto, debido a que manufacturar las piezas diseñadas demandó una precisión considerable. Además es importante subrayar que dentro del diseño mecánico los autores tuvieron que anexar accesorios de lubricación de gran importancia que fueron relegados en la fase de diseño, lo que requirió ser incluidos al momento de su construcción.

Por otra parte, el equipo de trabajo concluyó una vez finalizada la construcción del primer grado de libertad, que aunque la estructura mecánica diseñada es óptima en su funcionamiento, presenta aspectos que exigen gran precisión al momento de su manufactura, como lo es el hecho de requerir la alineación de tres ejes paralelos y la construcción de un tornillo de potencia de una longitud de 700mm.

15.5. Rediseño

Se contempló en este proyecto el rediseño del sistema, debido a la disponibilidad de recursos en los laboratorios de la universidad. Es así, como los autores decidieron reemplazar dos de los grados de libertad, por un eje neumático y una pinza neumática modificada. El anterior hecho aunque requirió muchas modificaciones dentro del diseño, permitió a su vez tanto la culminación del

sistema, como la integración de elementos de diferente naturaleza, mejorando de esta forma el alcance de otro objetivo trazado, consistente en la generación de un diseño accesible, que le permitiera al usuario modificar características propias del control del sistema, cumpliendo de ésta manera con la naturaleza didáctica del proyecto.

15.6. Puesta En Marcha

Los resultados obtenidos al momento de acoplar todos los sistemas, aunque no fueron ideales en primera instancia, fueron satisfactorios. Dentro de los inconvenientes presentados al momento de ensamblar el sistema mecatrónico, encontramos algunas fallas en el sistema electrónico, por cuanto el motor DC sobrepasó el pico de corriente calculado en el arranque con carga, como solución a esto se acopló un condensador en paralelo para eliminar esta dificultad.

Finalmente, el equipo de trabajo encontró satisfactoria la culminación del proyecto, generando un documento consistente en la descripción detallada del proceso de diseño y los planos de construcción, alcanzando no sólo los objetivos trazados sino además obteniendo un conocimiento práctico fundamental al momento de emprender un proceso de diseño.

16. RECOMENDACIONES

Los autores confían en que se desarrolle una segunda fase del proyecto, consistente en la finalización de la manufactura de los dos grados de libertad que fueron diseñados.

Además, se propone una vez culminada la construcción del diseño, dar inicio al procedimiento de adquisición e implementación de la norma ISO9283 y sus relacionadas en el portafolio 25.040.30 para la normalización de manipuladores robóticos industriales listada a continuación.

25.040.30 Industrial robots. Manipulators

✔ ISO 8373:1994	Manipulating industrial robots -- Vocabulary
✔ ISO 8373:1994/Amd 1:1996	Annex B -- Multilingual annex
✔ ISO 8373:1994/Cor 1:1996	
✔ ISO 9283:1998	Manipulating industrial robots -- Performance criteria and related test methods
✔ ISO 9409-1:2004	Manipulating industrial robots -- Mechanical interfaces -- Part 1: Plates
✔ ISO 9409-2:2002	Manipulating industrial robots -- Mechanical interfaces -- Part 2: Shafts
✔ ISO 9787:1999	Manipulating industrial robots -- Coordinate systems and motion nomenclatures
✔ ISO 9946:1999	Manipulating industrial robots -- Presentation of characteristics
✔ ISO 10218:1992	Manipulating industrial robots -- Safety
✔ ISO 10218:1992/Cor 1:1994	
✔ ISO 11593:1996	Manipulating industrial robots -- Automatic end effector exchange systems -- Vocabulary and presentation of characteristics
✔ ISO/TR 13309:1995	Manipulating industrial robots -- Informative guide on test equipment and metrology methods of operation for robot performance evaluation in accordance with ISO 9283
✔ ISO 14539:2000	Manipulating industrial robots -- Object handling with grasp-type grippers -- Vocabulary and presentation of characteristics
✔ ISO 15187:2000	Manipulating industrial robots -- Graphical user interfaces for programming and operation of robots (GUI-R)

17. RESUMEN

La tesis es el compendio del desarrollo aplicado al planteamiento del diseño de un sistema automático de almacenamiento y recuperación de elementos (Sistema AS/RS por sus siglas en inglés), de naturaleza didáctica, en cual una vez culminado su diseño, es validado a través de la manufactura del mismo. Dentro del proyecto sobresalen las fases de diseño, montaje, rediseño y puesta en marcha del sistema mecatrónico. Este trabajo concluye validando un proceso de diseño aplicado a un proyecto de naturaleza mecatrónica, recomendando modificaciones de naturaleza mecánica por exigir procesos de manufactura de alta precisión e invitando a la realización de una segunda fase en la que se culmina la construcción de un prototipo y se implementan las normas de estandarización ISO9283.

18. BIBLIOGRAFÍA

- ALBARRACÍN AGUILLÓN, Pedro. Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz.. 2 ed. Bogotá, Colombia: s.n. s.f. v.1, p. 565-667,921-951.
- ROJAS GARCÍA, Hernán. Diseño de Máquinas II. Bucaramanga, Colombia: El autor. 1992. Módulos 3 y 4.
- GUILLÉN SALVADOR, Antonio. Introducción a la Neumática. México: Alfa-Omega. s.f. p. 8-69.
- CHAPMAN, Stephen J. Máquinas Eléctricas. 3 ed. Bogotá, Colombia: Mc Graw Hill. 2004. p. 546-569. ISBN. 958-41-0056-4.
- PALLAS ARENY, Ramón. Sensores Y Acondicionadores De Señal. 3 ed. México DF.: Alfa-Omega. 2000. p 1-8, 30. ISBN. 970-15-0577-8
- RODRÍGUEZ AVILA, Jesús Ernesto, Introducción a La Ingeniería Del Control Automático, Mexico DF: Mc Graw Hill. 1998. p 1-71. ISBN 970-10-1696-3
- OGATA, Katsuhiko. Ingeniería De Control Moderna. México DF. Prentice Hall. 1980. p. 1-18, 75-304, 342-403. ISBN 968-880-018-X.
- GERE, James M., Mecánica De Materiales. 5ta ed. México. Thomson Learning. 2002.

- GROOVER, Mikell P. Fundamentos de Manufactura Moderna. México. Prentice Hall 1997.
- CROSS, Nigel. Métodos de Diseño, Estrategias para el diseño de productos. México. Limusa Wiley 2002.

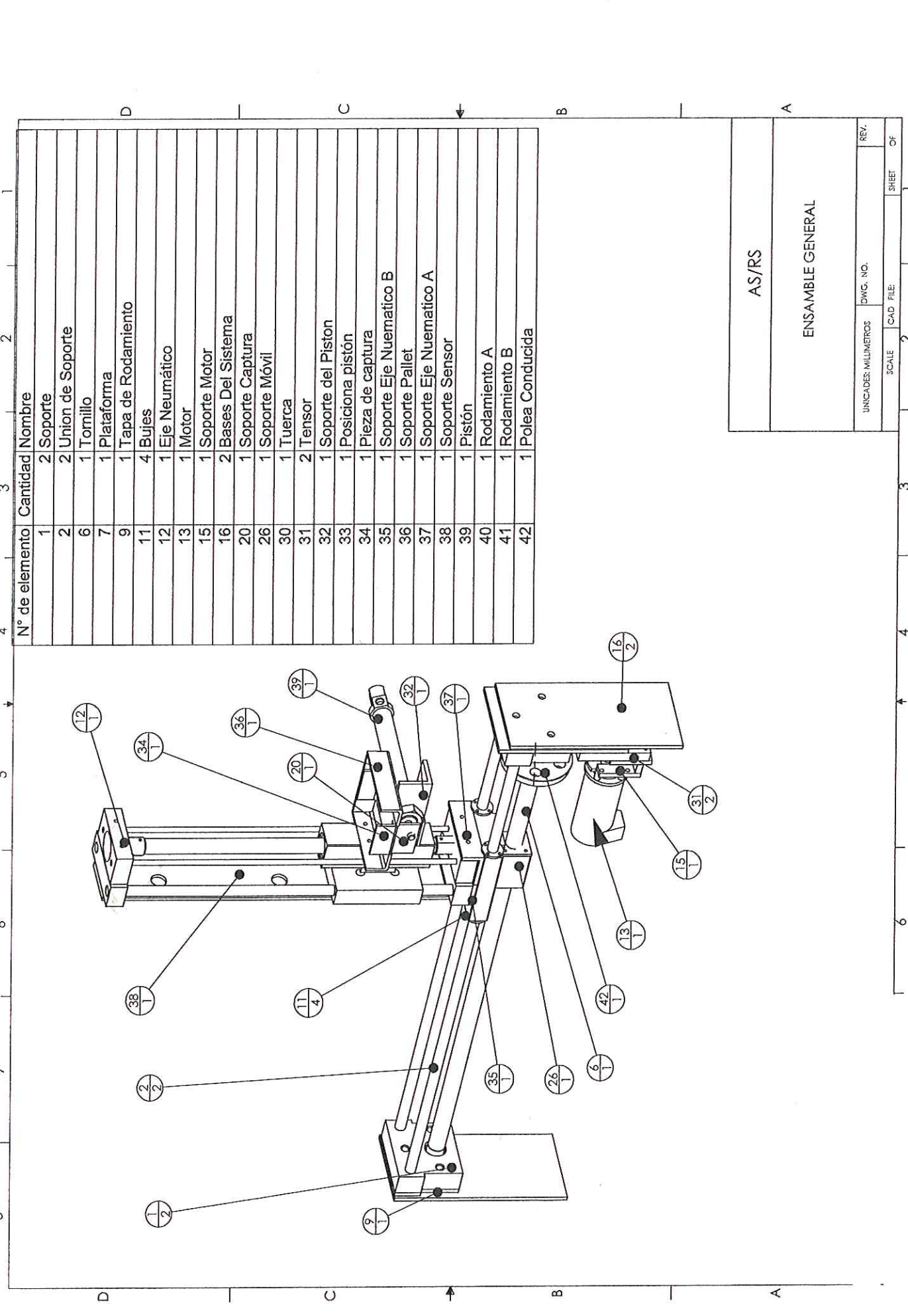
19. ANEXOS

A1. Diagramas de circuitos electrónicos.

A2. Planos

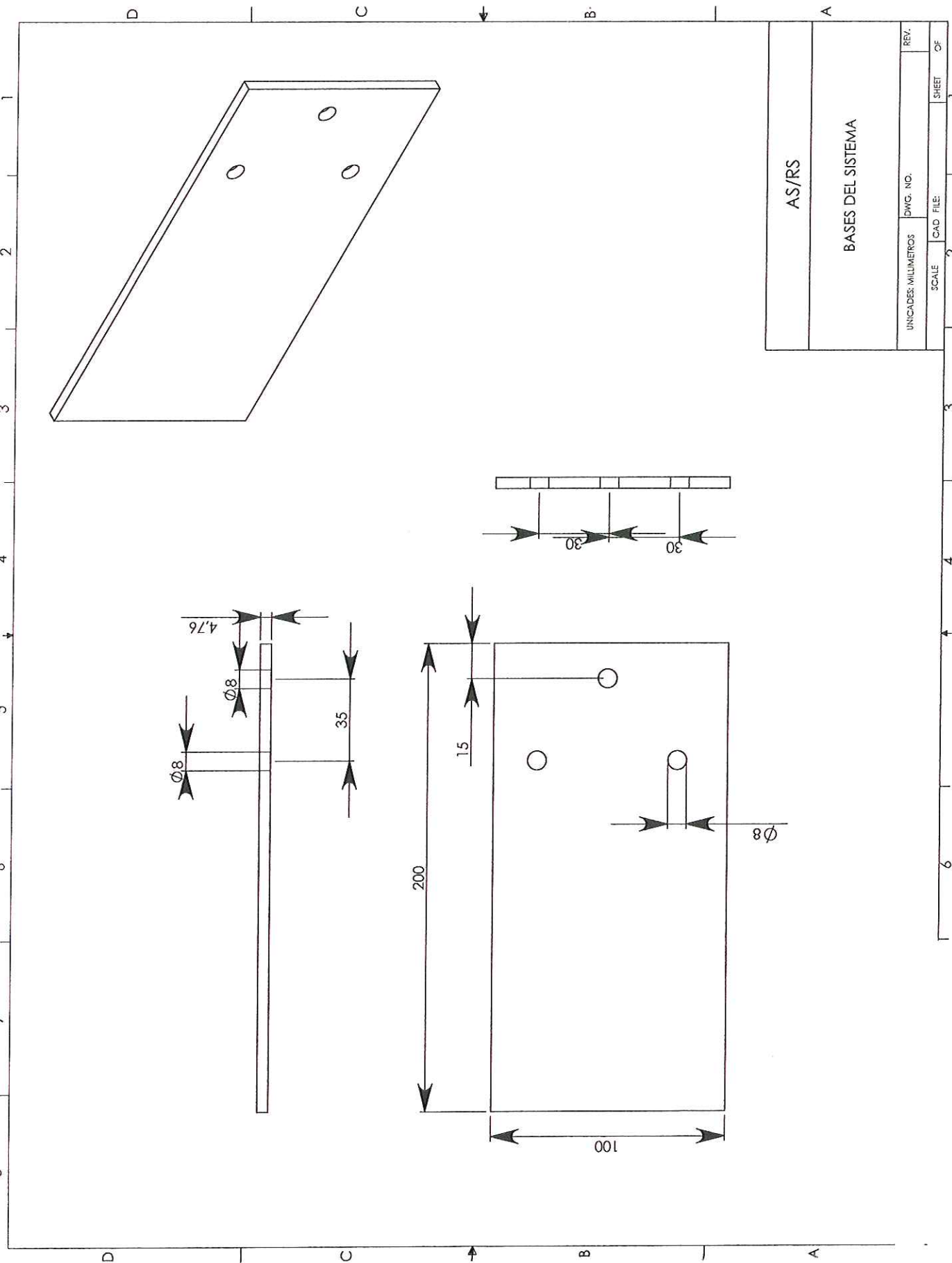
A3. Especificaciones de costos del proyecto.

PLANOS MECÁNICOS

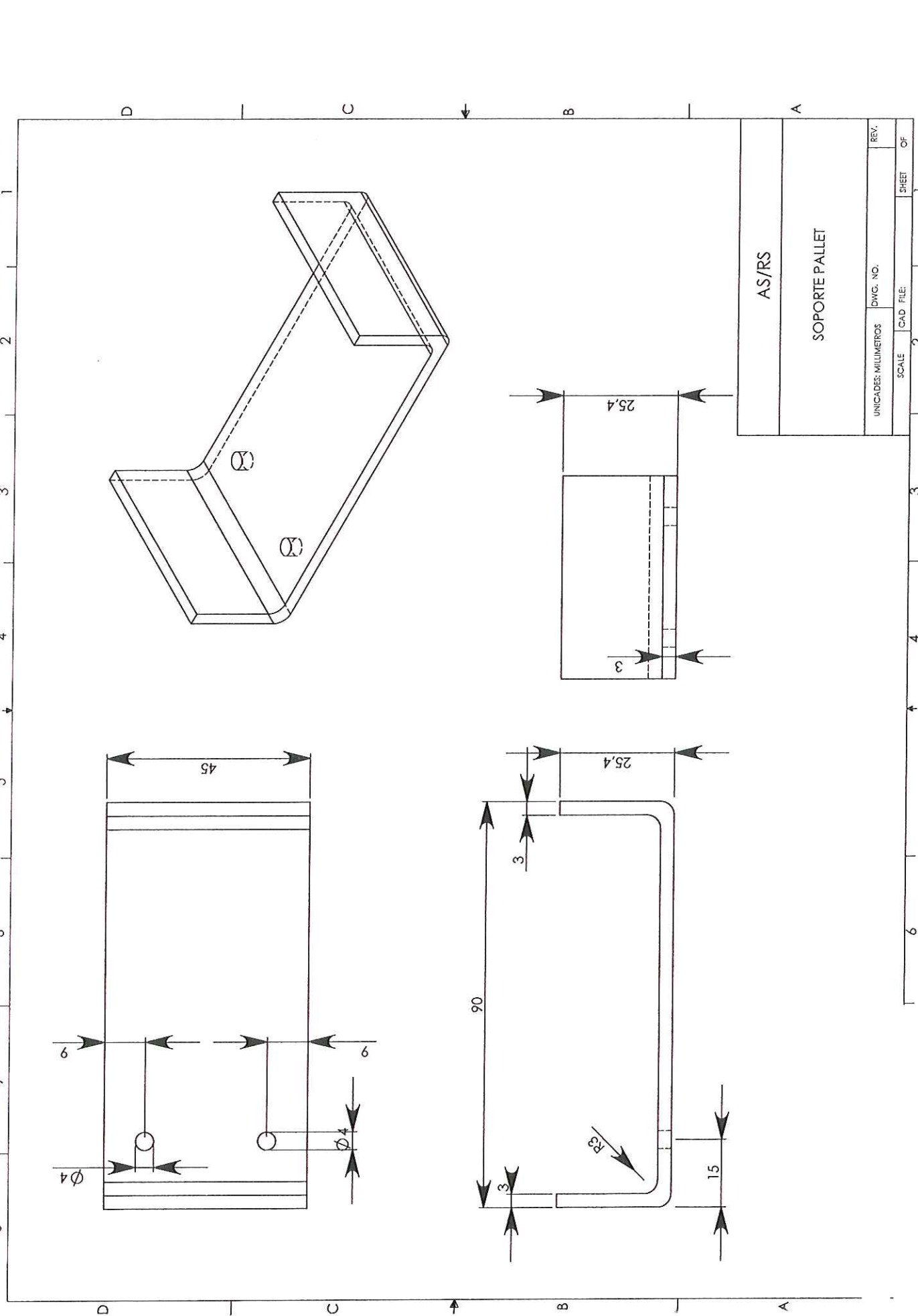


N° de elemento	Cantidad	Nombre
1	2	Soporte
2	2	Union de Soporte
6	1	Tornillo
7	1	Plataforma
9	1	Tapa de Rodamiento
11	4	Bujes
12	1	Eje Neumatico
13	1	Motor
15	1	Soporte Motor
16	2	Bases Del Sistema
20	1	Soporte Captura
26	1	Soporte Móvil
30	1	Tuerca
31	2	Tensor
32	1	Soporte del Piston
33	1	Posiciona piston
34	1	Pieza de captura
35	1	Soporte Eje Nuematico B
36	1	Soporte Pallet
37	1	Soporte Eje Nuematico A
38	1	Soporte Sensor
39	1	Piston
40	1	Rodamiento A
41	1	Rodamiento B
42	1	Polea Conducida

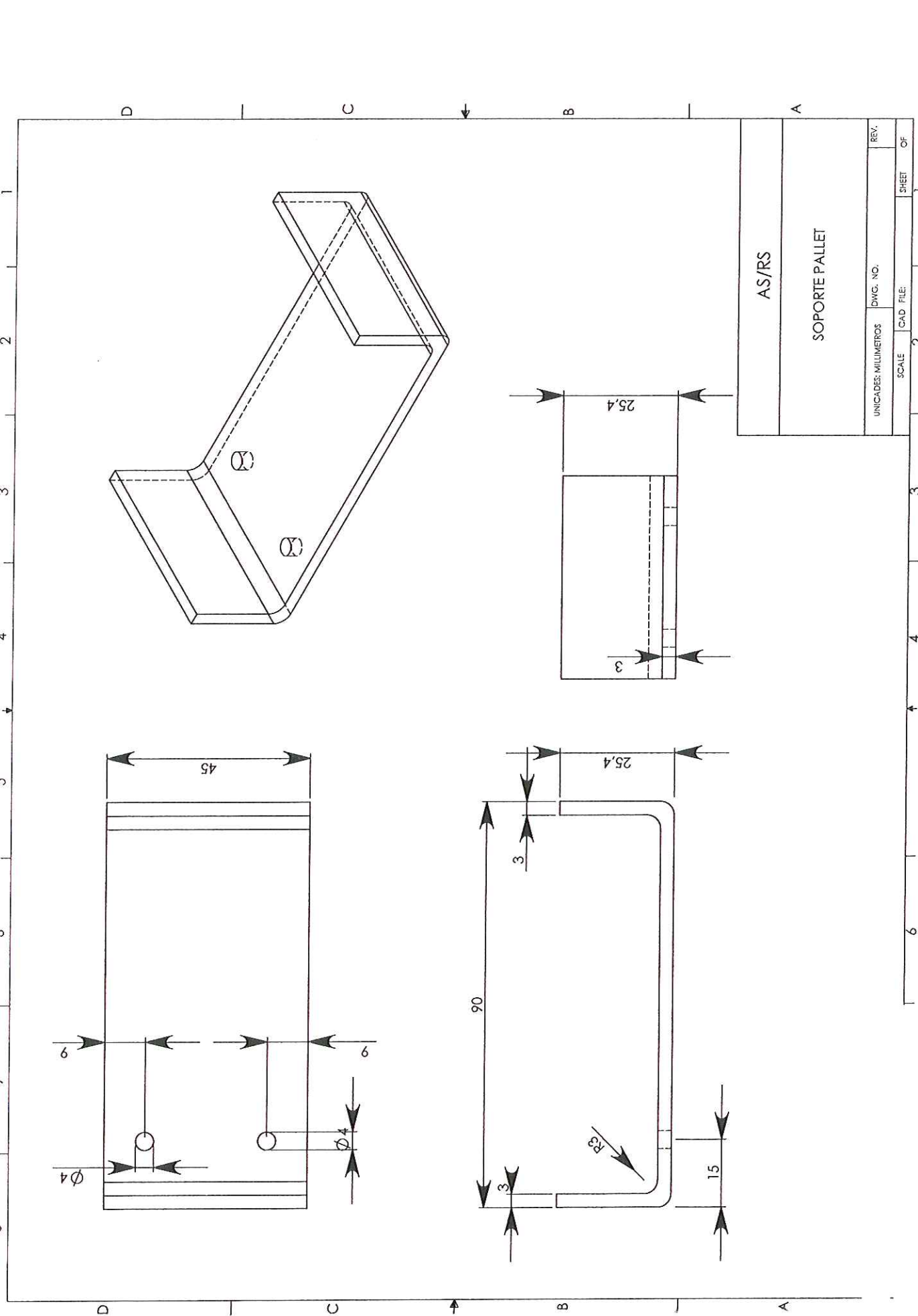
AS/RS	
ENSAMBLE GENERAL	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE:
2	2
SHEET	OF

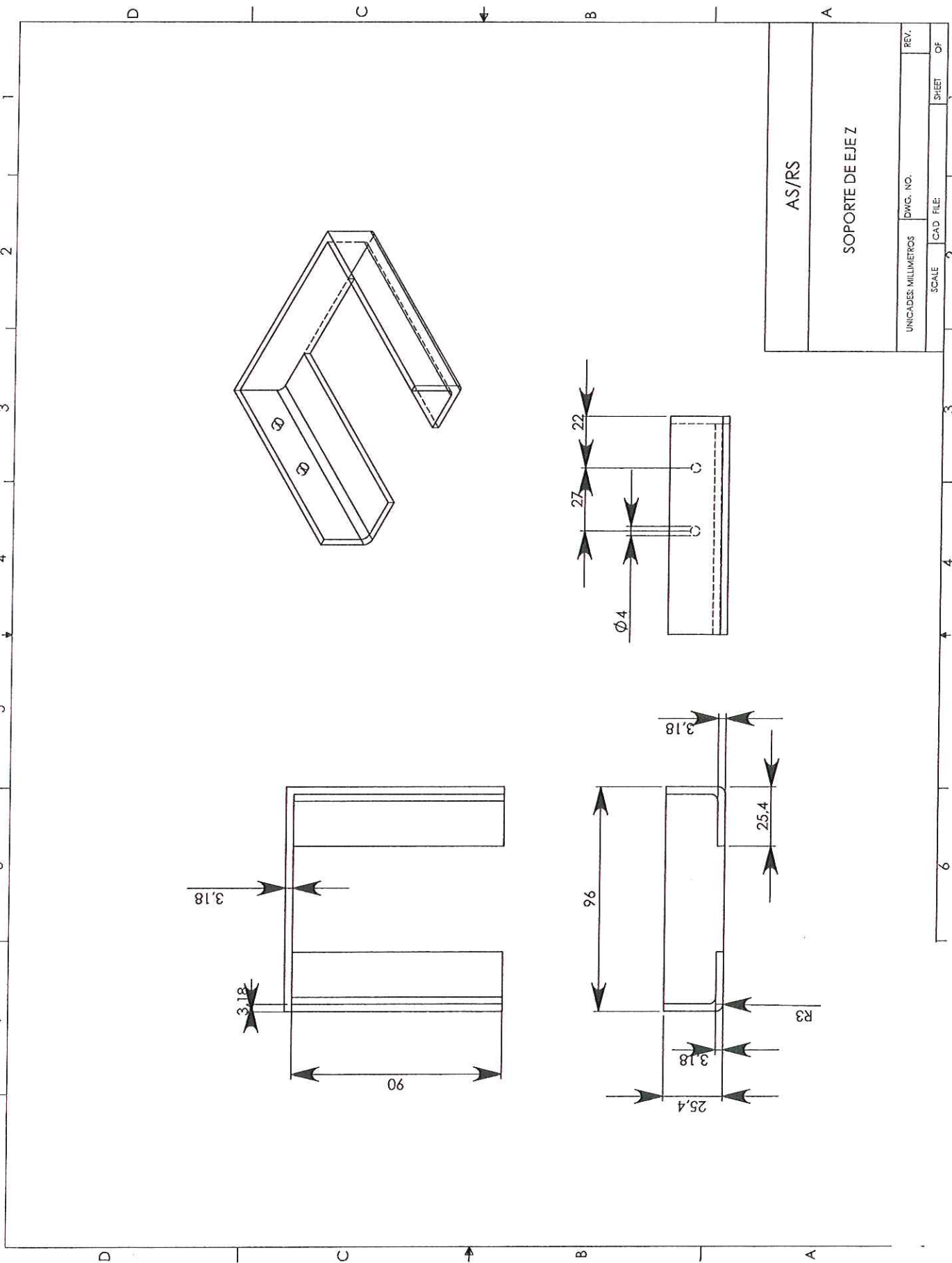


AS/RS	
BASES DEL SISTEMA	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE:
2	2
SHEET	OF



AS/RS		SOPORTE PALLET	
UNICADES: MILIMETROS	DWG. NO.	REV.	
SCALE	CAD FILE	SHEET	OF
	2		





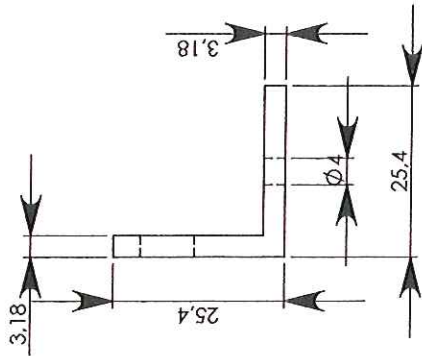
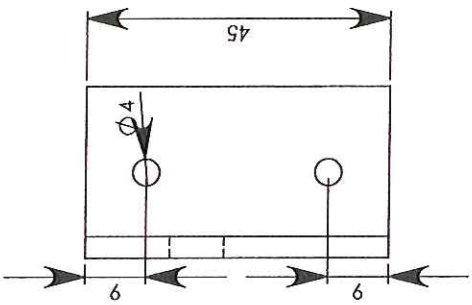
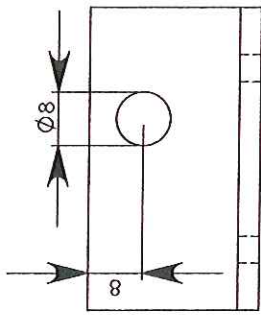
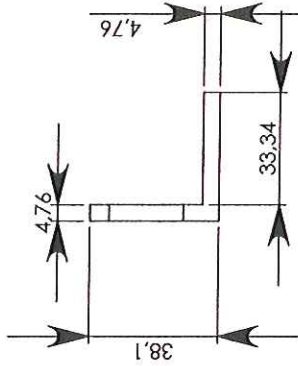
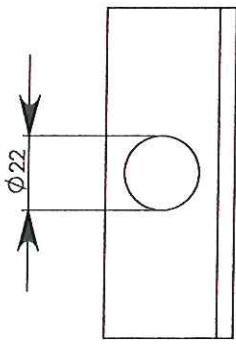
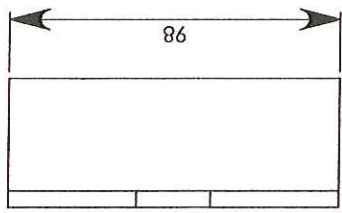
AS/RS		UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.	REV.
SOPORTE DE JEJE Z		SCALE	CAD FILE:	SHEET OF
		2	2	

D

C

B

A



AS/RS

UNION CILINDRO C (IZQUIERDA)
BASE PISTON (DERECHA)

UNIDADES: MILIMETROS DWG. NO. REV.

SCALE CAD FILE SHEET OF

2

3

4

6

1

2

3

4

5

6

7

8

D

C

B

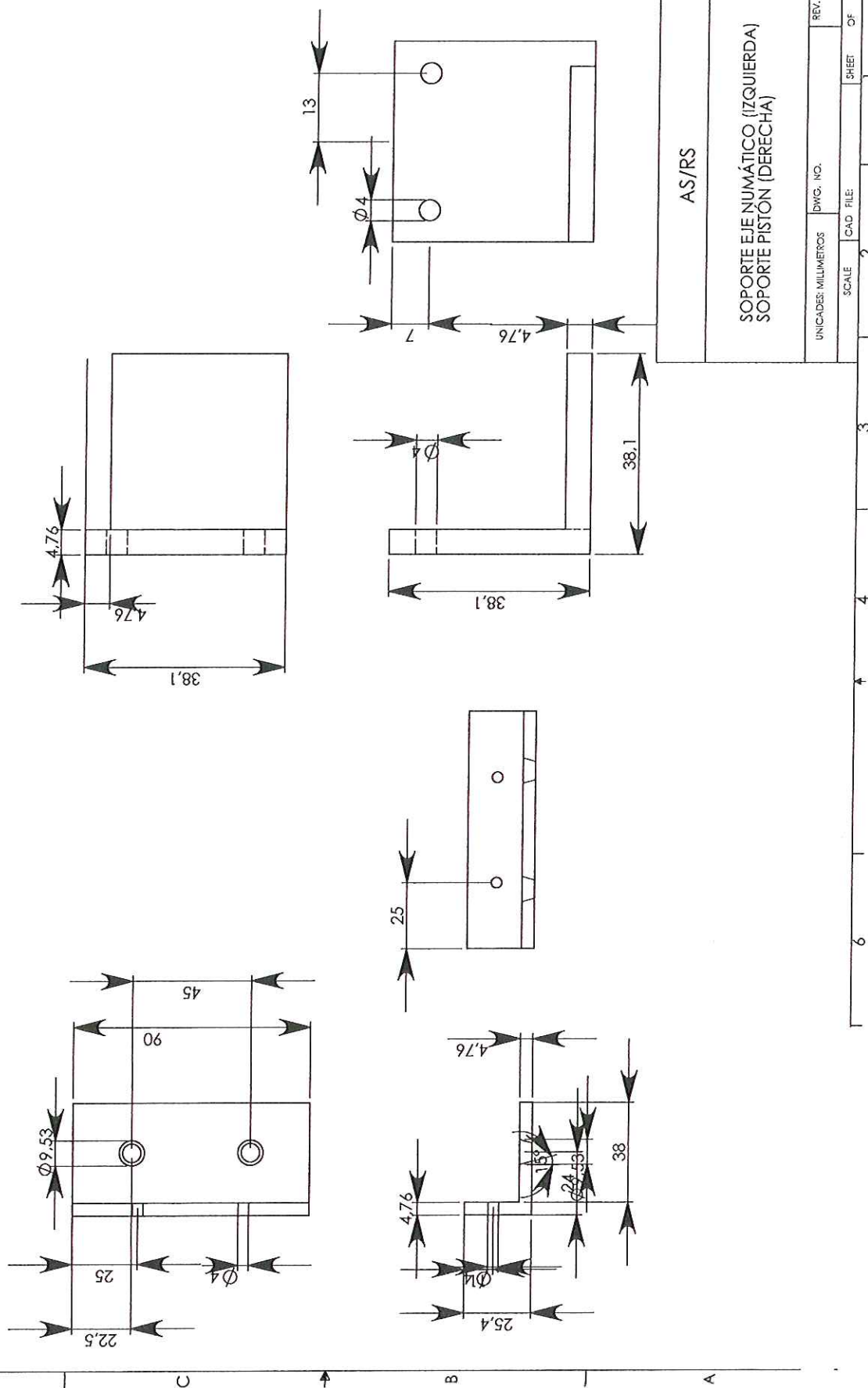
A

D

C

B

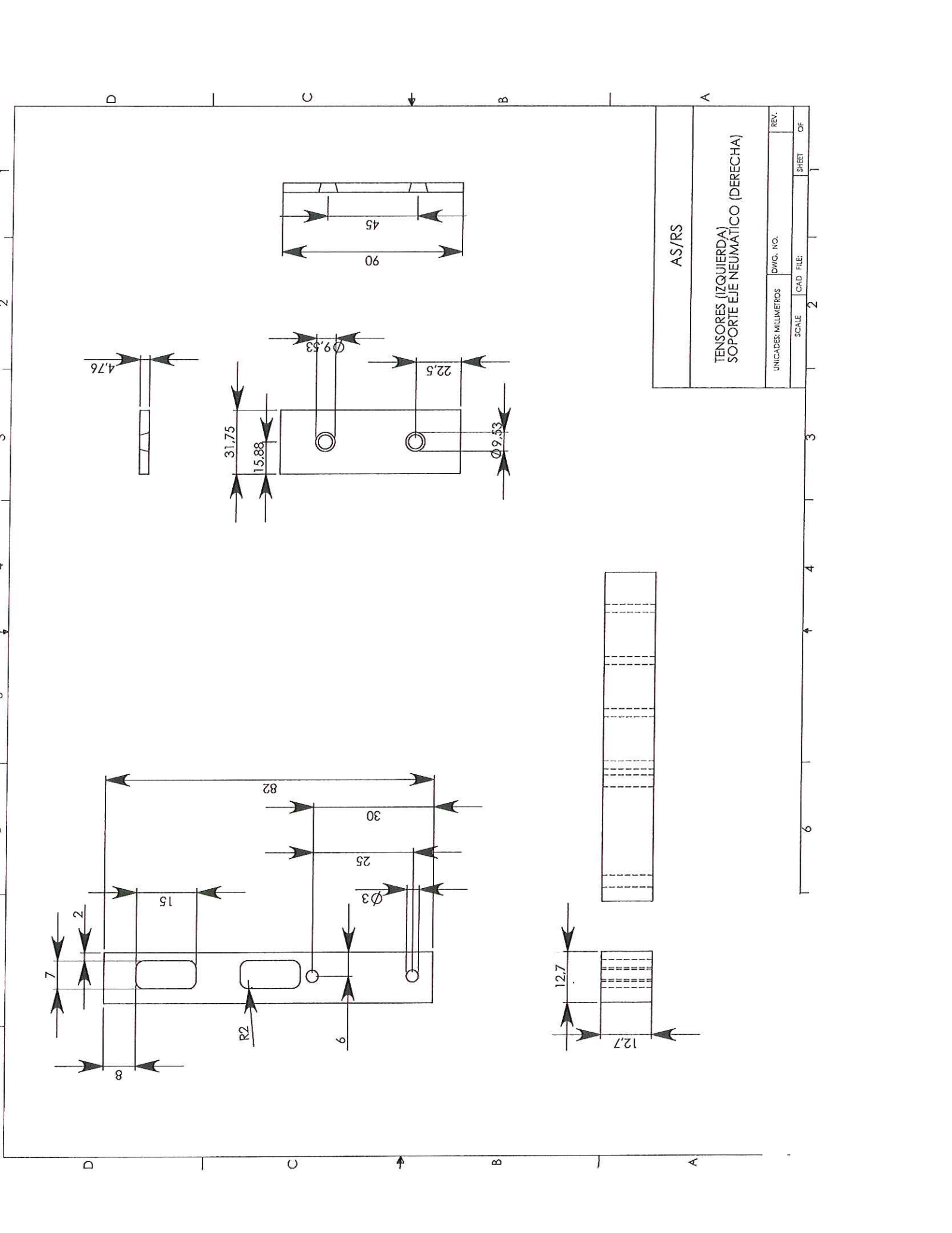
A



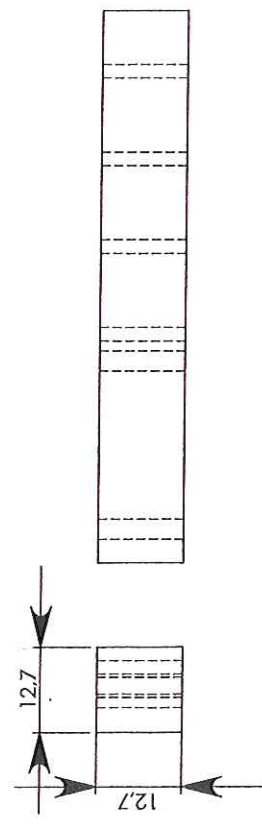
AS/RS	
SOPORTE EJE NUMÁTICO (IZQUIERDA) SOPORTE PISTÓN (DERECHA)	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE
2	2
SHEET	OF

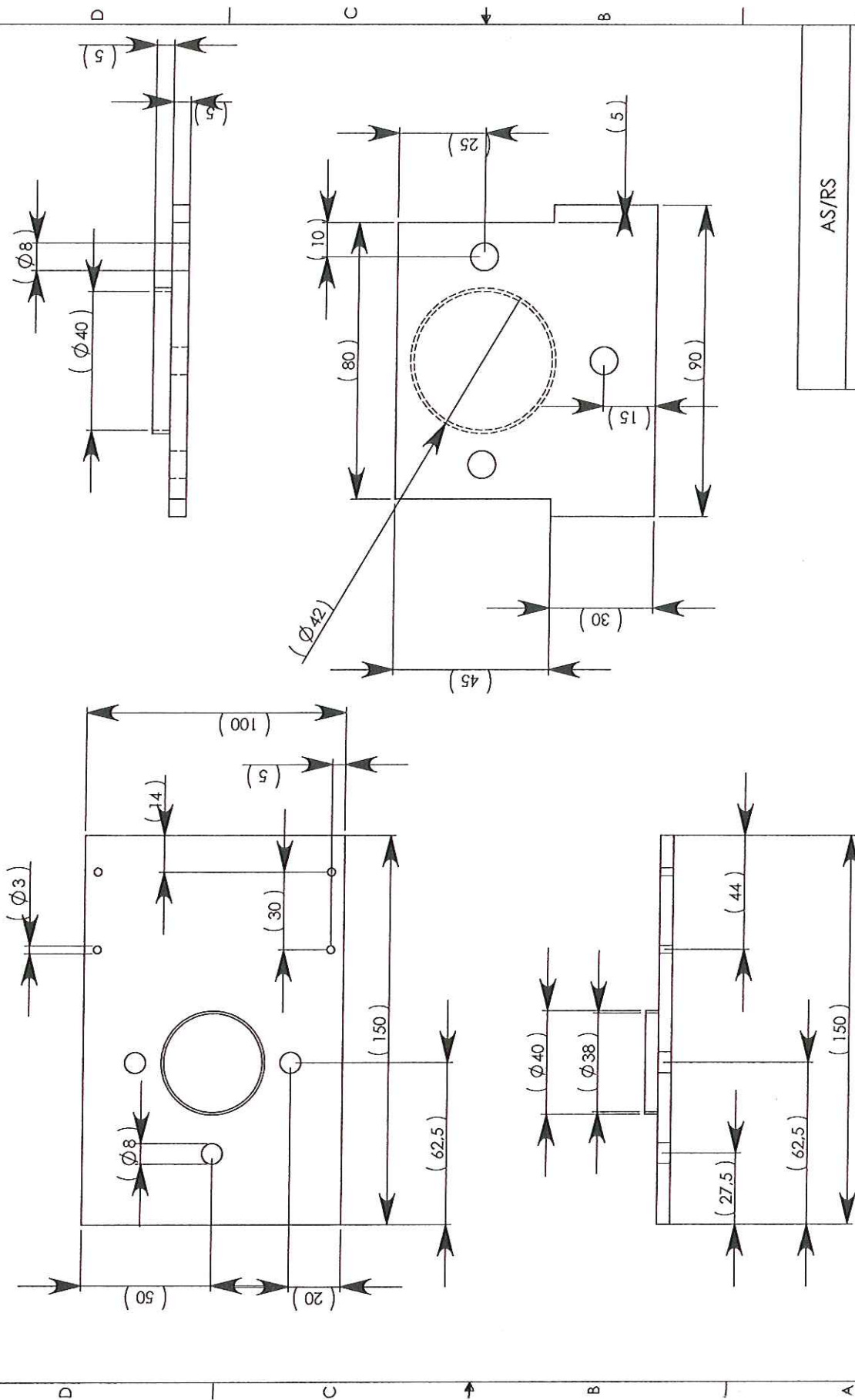
1
2
3
4
5
6
7
8

1
2
3
4
5
6
7
8



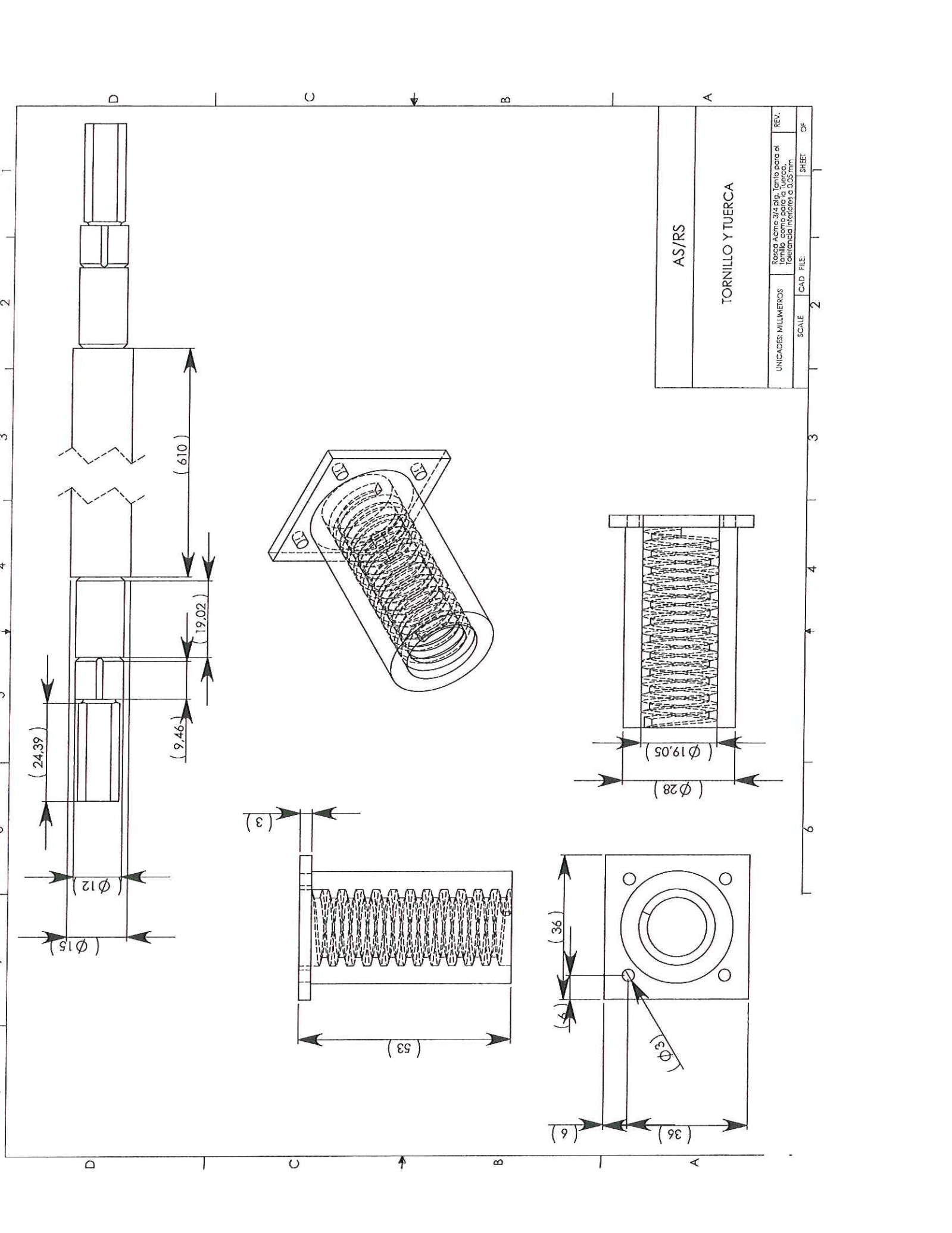
AS/RS	
TENSORES (IZQUIERDA) SOPORTE EJE NEUMÁTICO (DERECHA)	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE:
SHEET	OF



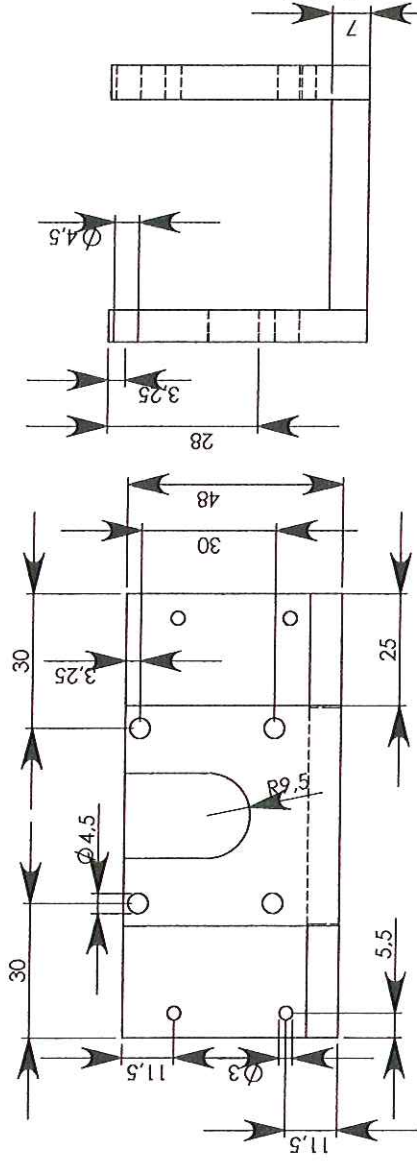
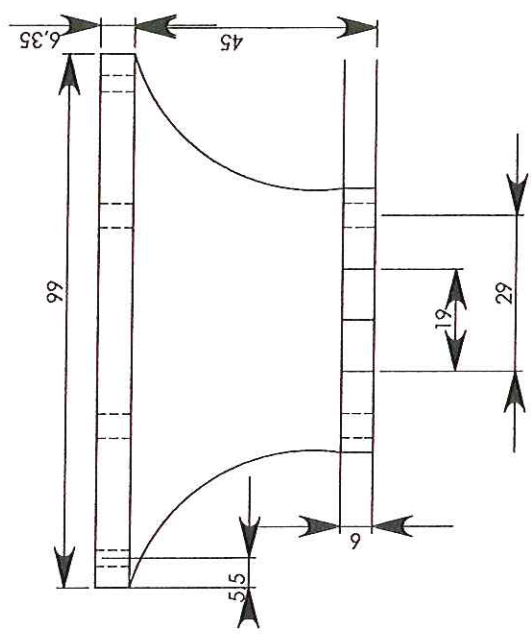
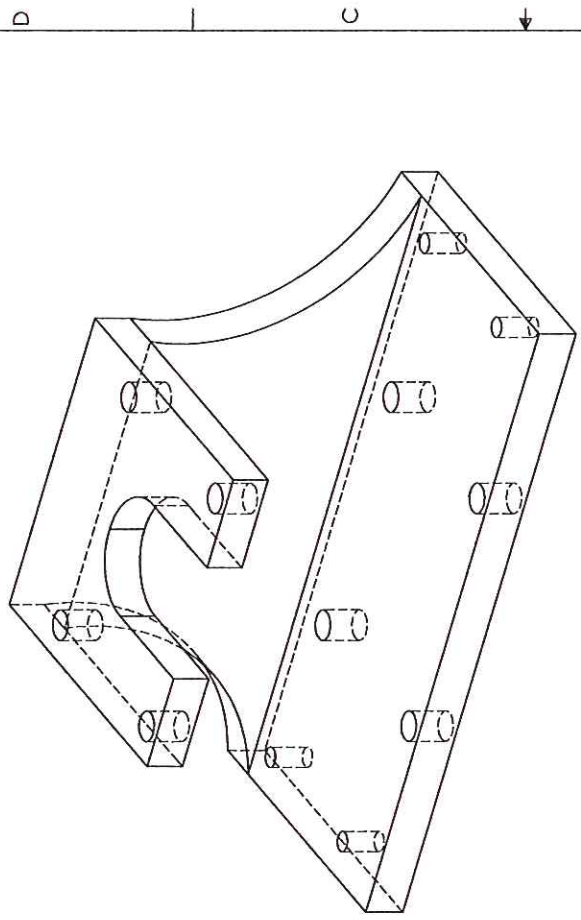


AS/RS	
TAPAS DE RODAMIENTOS	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE
SHEET	OF

1 2 3 4 5 6 7 8

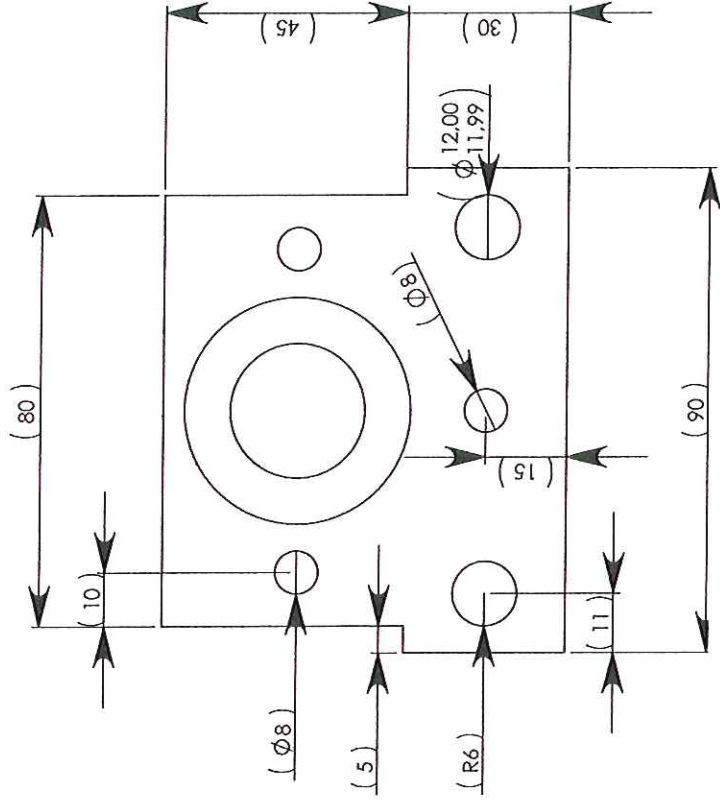
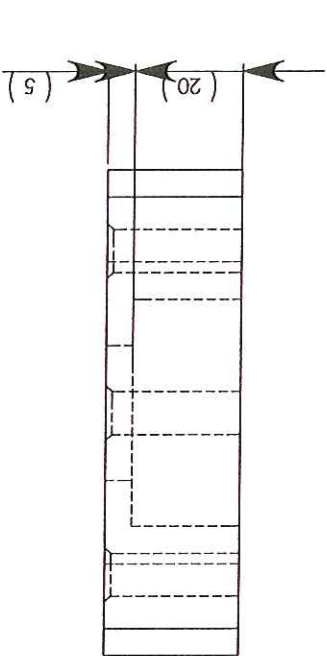
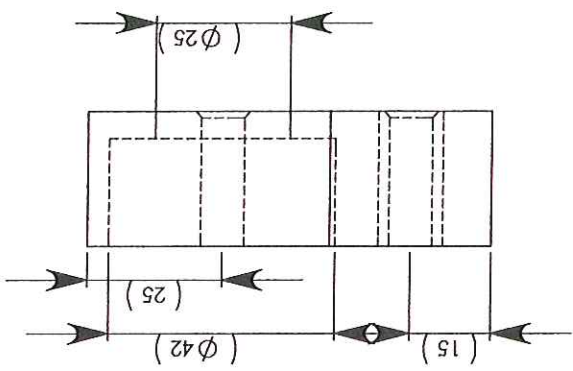
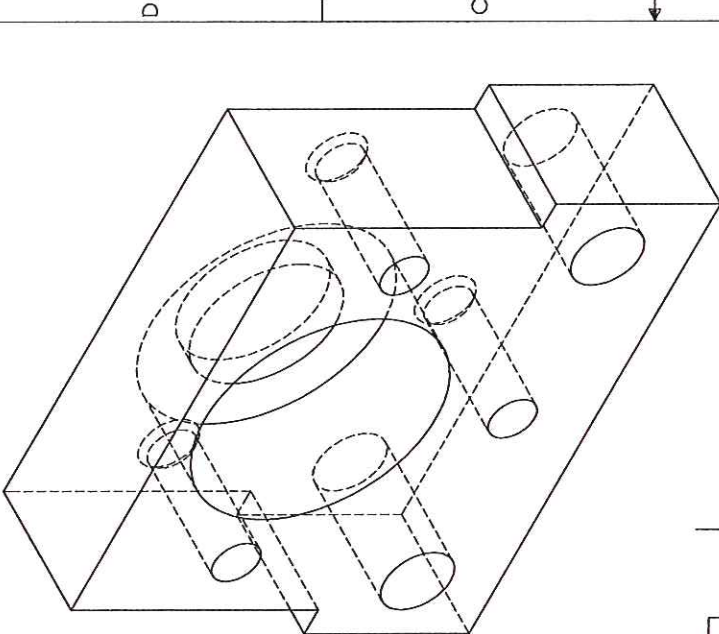


AS/RS	
TORNILLO Y TUERCA	
UNIDADES: MILIMETROS	REV.
Rosa Acme 3/4 pig. Tanto para el tornillo como para la tuerca. Tolerancia interiores 0.030 mm.	
SCALE	SHEET
2	OF

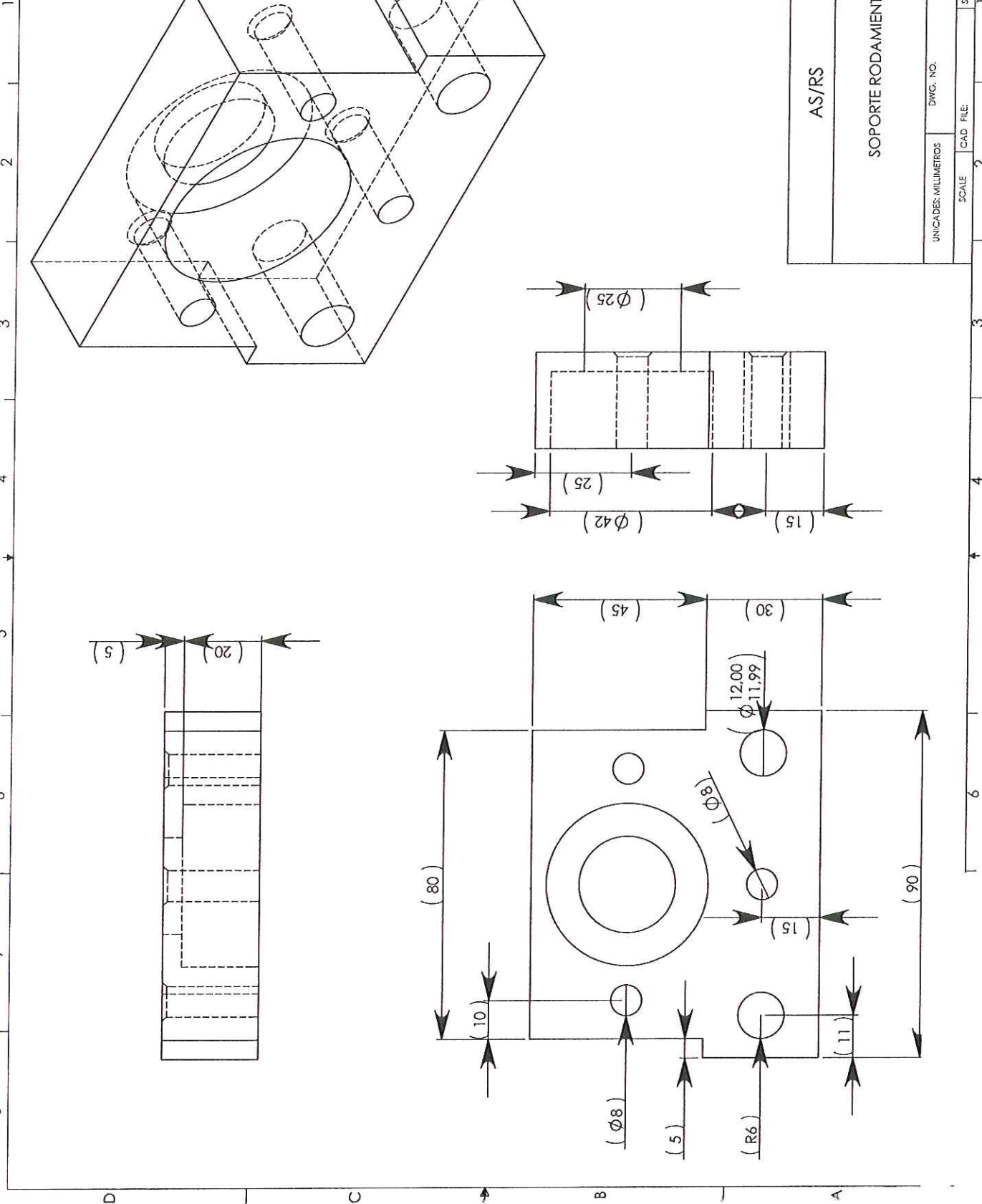


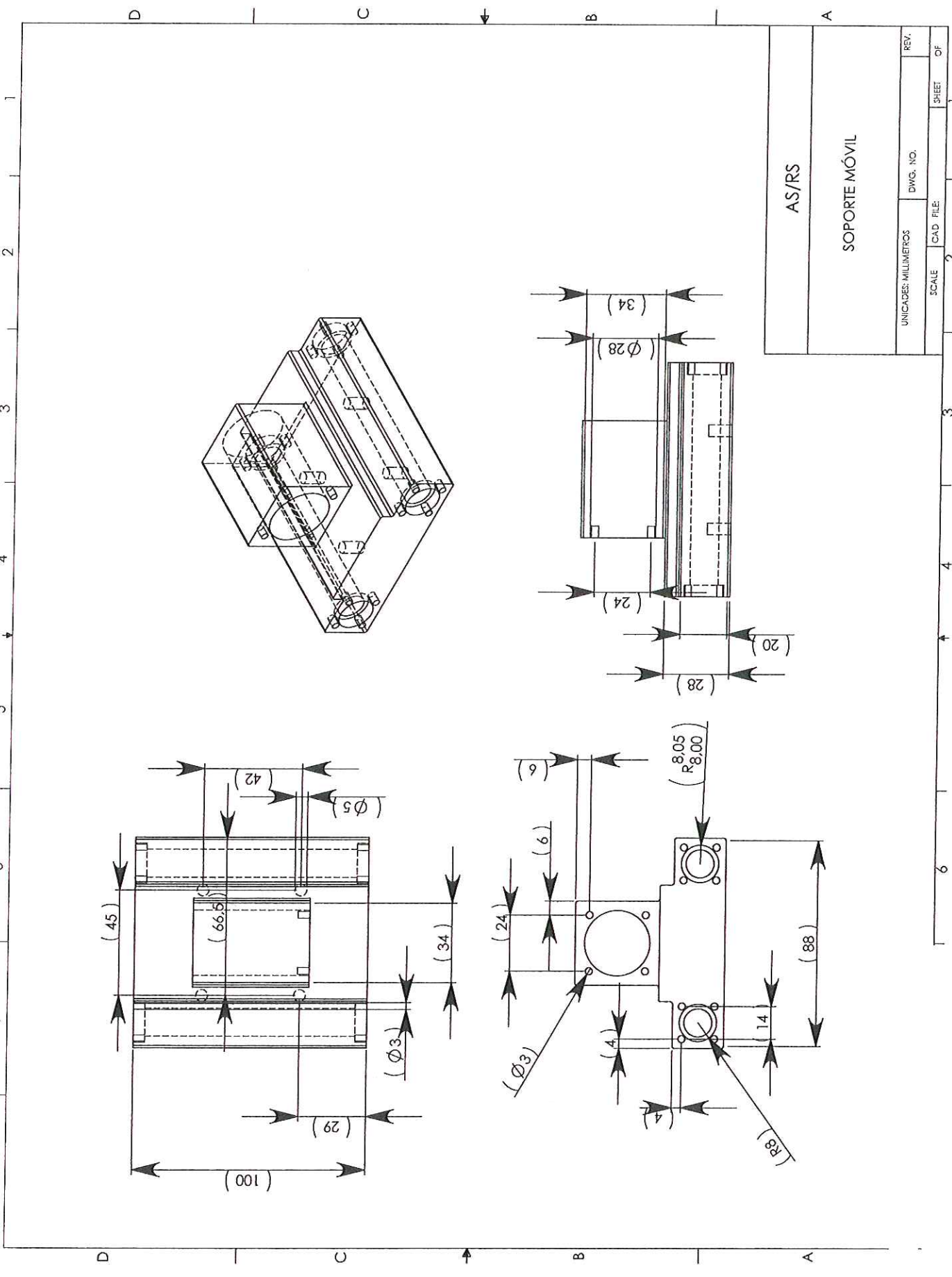
AS/RS		SOPORTE MOTOR	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.	SCALE	CAD FILE:
REV.		2	2
SHEET	OF		

D C B A



AS/RS	
SOPORTE RODAMIENTO	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE:
2	2
SHEET	OF

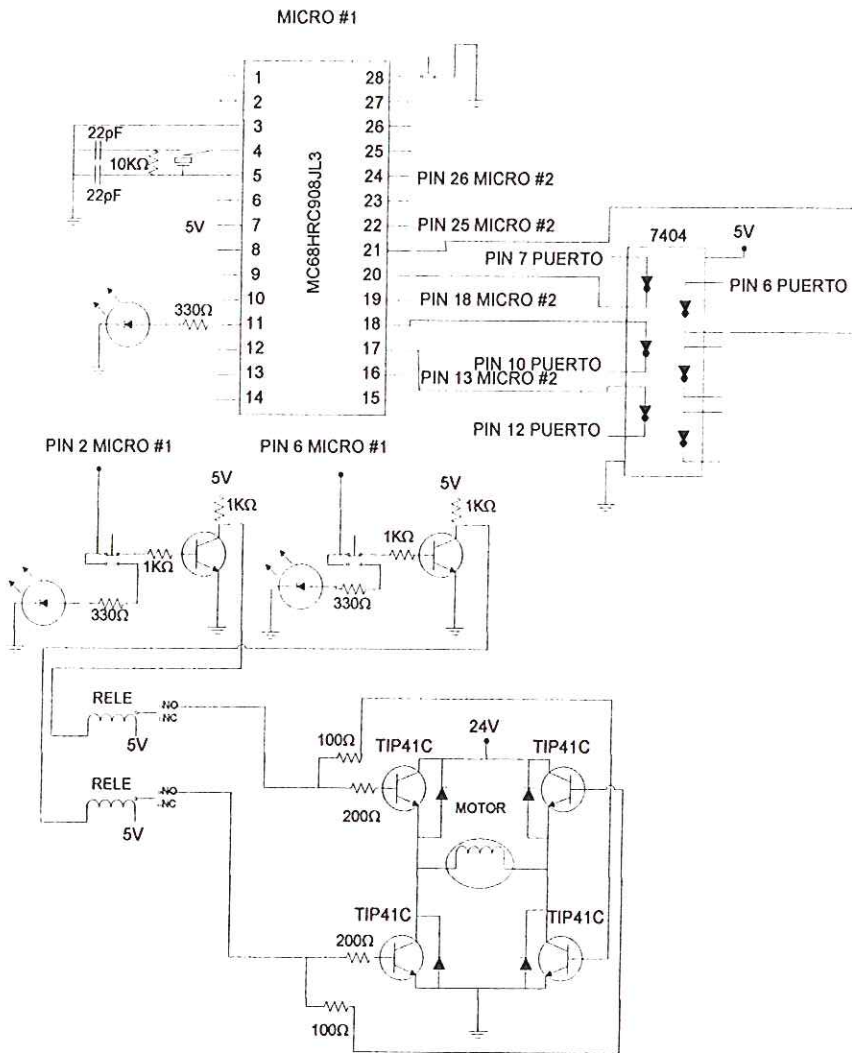




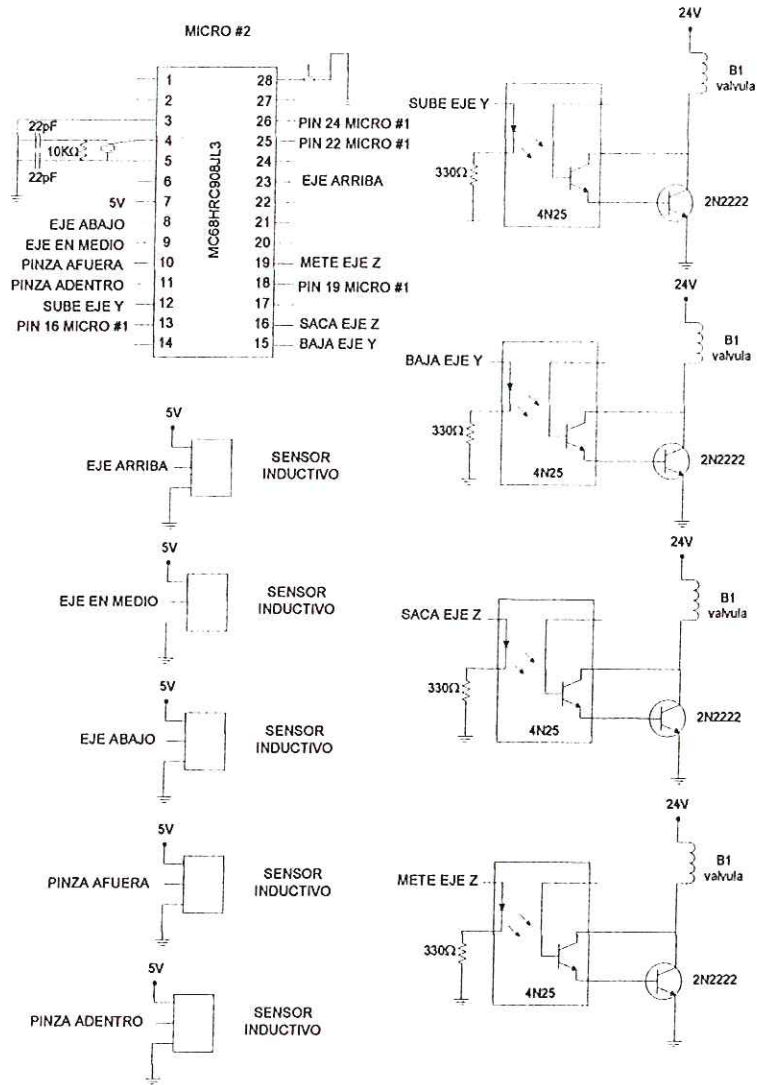
AS/RS	
SOPORTE MÓVIL	
UNIDADES: MILIMETROS	DWG. NO.
SCALE	CAD FILE:
2	2
SHEET	OF

PLANOS ELECTRONICOS

CIRCUITO EJE X



CIRUCITO EJE Y



PRESUPUESTO

PRESUPUESTO TESIS DE GRADO:

DISEÑO DE UN AS/RS PARA IMPLEMENTACION DIDACTICA

DISEÑO		
Transporte		\$ 30.000
Internet		-----
Flete Canada Drivers		\$ 60.000
Rieles de Aluminio		\$ 16.000
Implementos Electronicos		\$ 15.000
	TOTAL	\$ 121.000

MONTAJE		
Manufactura Tornillo		\$ 350.000
Manufactura Eje X		\$ 1.400.000
Rodamientos Conicos		\$ 34.000
Implementos Electronicos		\$ 30.000
Microcontroladores Motorola		\$ 30.000
Acrilico		\$ 20.000
Tornilleria		\$ 46.000
Graseras		\$ 2.000
Motor		\$ 36.000
Copas Stanley		\$ 9.000
Aluminio		\$ 10.000
Elementos de Ferrreteria		\$ 20.000
	TOTAL	\$ 1.987.000

REDISEÑO		
Molde		\$ 10.000
Manufactura Base Tensor Motor		\$ 320.000
Pintura Electrostatica		\$ 15.000
Acrilico		\$ 30.000
Perfiles Aluminio		\$ 50.000
Implementos Electronicos		\$ 10.000
	TOTAL	\$ 435.000

PUESTA EN MARCHA		
Implementos Electronicos		\$ 40.000
Transporte		\$ 40.000
Caja Control		\$ 16.000
	TOTAL	\$ 96.000

LIBROS Y PAPELERIA		
Hojas tamaño carta		\$ 14.000
Tinta		\$ 15.000
Fotocopias		\$ 37.500
Empaste		\$ 24.000
Calcomanias		\$ 7.000
	TOTAL	\$ 97.500

TOTAL PROYECTO**\$ 2.736.500**