

REDISEÑO Y MONTAJE DE CARROS PRINCIPALES DE UN TORNO PARA EL  
LABORATORIO DE MÁQUINAS DE LA INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA  
PASCUAL BRAVO

HÉCTOR ALFONSO AGREDA

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
TECNOLOGÍA MECÁNICA  
MEDELLÍN  
2013

REDISEÑO Y MONTAJE DE CARROS PRINCIPALES DE UN TORNO PARA EL  
LABORATORIO DE MÁQUINAS DE LA INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA  
PASCUAL BRAVO

HÉCTOR ALFONSO AGREDA

Proyecto de grado

Asesor:  
Alfonso Luis Agudelo Vegliante  
Ingeniero Metalúrgico

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
TECNOLOGÍA MECÁNICA  
MEDELLÍN  
2013

## DEDICATORIA

Dedico este trabajo a aquellas personas que han contribuido para que este proyecto se realizara, a los que han hecho sus estudios y han dedicado una vida entera para aportar conocimiento a las generaciones; a los docentes que día a día contribuyen en su tiempo y esfuerzo para lograr difundir sus conocimientos y que el legado científico permanezca siempre en la humanidad.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	16
1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	17
1.1 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA	17
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	17
2 JUSTIFICACIÓN	18
3 OBJETIVOS	19
3.1 OBJETIVO GENERAL	19
3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	19
4 REFERENTES TEORICOS	20
4.1 HISTORIA DE LA MÁQUINA	21
4.1.1 Primeros inicios del hombre alrededor de las máquinas (Año 6000 ac).	21
4.1.2 Las máquina en plena revolución industrial (Año 1700 era actual).	22
4.1.3 La industrialización y las máquinas herramientas.	23
4.1.4 Nuevos materiales, nuevas tecnologías.	24
4.2 DISEÑO E INGENIERÍA	25
4.2.1 Síntesis sobre el diseño.	25
4.2.2 Diseño y automatización industrial.	28
4.3 EL TORNO	30
4.4 SOUTH BEND	31
4.5 TORNILLOS DE POTENCIA	33
4.6 COJINETES DE CONTACTO RODANTE	34
4.6.1 Tipos de cojinetes.	36
4.7 SISTEMAS LINEALES MECANICOS	38
4.8 HUSILLOS DE BOLAS	39

4.9	PARTES FUNDAMENTALES DE LOS HUSILLOS DE BOLAS	40
4.9.1	El husillo.	40
4.9.2	La tuerca.	40
4.9.3	Las bolas.	40
4.9.4	Los deflectores.	40
4.9.5	El lubricante.	40
4.10	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS HUSILLOS DE BOLAS	42
4.10.1	Recomendaciones para la selección.	42
4.10.2	Coeficiente de carga dinámica.	42
4.10.3	Duración de vida normal.	42
4.10.4	Duración de vida.	43
4.10.5	Cargas dinámica equivalentes.	43
4.10.6	Carga variable.	44
4.10.7	Cargas radiales y puntuales.	44
4.10.8	Alineación.	45
4.10.9	Capacidad de carga estática.	45
4.10.10	Velocidad de rotación crítica para ejes de husillos.	45
4.10.11	Límite de velocidad permisible.	46
4.10.12	Lubricación de los husillos.	46
4.10.13	Eficiencia y reversibilidad.	47
4.10.14	Par de precarga y Par de arranque.	48
4.10.15	Juego axial y precarga.	48
4.10.16	Rigidez axial estática de un sistema completo.	49
4.10.17	Rigidez de la tuerca.	49
4.10.18	Deformación elástica del eje del husillo.	49
4.10.19	Pandeo del eje del husillo.	49
4.10.20	Materiales y tratamiento térmico.	50
4.10.21	Procedimiento de montaje recomendado.	50
4.10.22	Diseño de los extremos de los ejes.	50
4.11	DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR	51

4.11.1 CAD (computer aided desing).	52
4.11.2 CAM (computer aided manufactuing).	52
4.11.3 CAE (computer Aided Engineering).	52
4.12 SOLIDWORKS: SOLUCIONES DE DISEÑO DE PRODUCTOS	53
4.13 POTENCIA DE CORTE	57
4.13.1 Fuerza de corte.	57
4.13.2 Fórmula para el trabajo con tablas.	58
5 DISEÑO METODOLÓGICO	59
5.1 PROCESO EXPLICATIVO, DESCRIPTIVO Y EXPERIMENTAL	59
5.2 DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL PROYECTO	59
5.3 TOMA DE DATOS REALES	60
6 RESULTADOS	61
6.1 DATOS TÉCNICOS DEL TORNO ACTUAL	61
6.2 POTENCIA Y FUERZA PRINCIPALES TORNO SOUTH BEND	63
6.3 MEDIDAS DE LAS PARTES FUNDAMENTALES DEL TORNO	65
6.4 MATERIALES ACTUALES DEL LABORATORIO DE MAQUINAS	66
6.5 DESIGNACIÓN DE HUSILLOS	66
6.6 GAMA ESTÁNDAR DE TUERCA PARA HUSILLOS DE BOLAS 12 mm.	68
6.7 GAMA ESTÁNDAR DE TUERCA PARA HUSILLOS DE BOLAS 16 mm.	69
6.8 SOPORTES DE LOS EXTREMOS 16 MILIMETROS DE DIAMETRO	71
6.9 SOPORTE DE EXTREMOS DE APOYO PARA 16 MILIMETROS	73
6.10 SOPORTES DE FIJACIÓN PARA HUSILLOS DE VARIOS PASOS	74
6.11 SOPORTES DE LOS EXTREMOS 12 MILIMETROS DE DIAMETRO	75
6.12 DATOS DE RODAMIENTOS Y ROSCAS Y AJUSTES	76
6.13 VELOCIDAD CRÍTICA DE LOS HUSILLOS DE BOLAS	78
6.14 ESFUERZO DE PANDEO DE USILLOS DE BOLAS	79
6.15 EFICIENCIA DE LOS HUSILLOS DE BOLAS	80
6.16 PROCESO DE DISEÑO	81
6.16.1 Configuración de la estructura del torno South Bend.	81
6.16.2 Bancada de torno South Bend.	83

6.16.3	Diseño de soportes.	83
6.16.4	Soportes instalados en bancada de torno South Bend.	84
6.16.5	Selección de rodamientos.	85
6.16.6	Forma geométrica del husillo de bolas.	86
6.17	CARRO DEL TORNO	87
6.18	ENSAMBLE DEL CARRO DE EL TORNO	88
6.19	SISTEMAS BRIDA CARRO LONGITUDINAL DEL TORNO	89
6.20	MONTAJE FINAL CARROS DE TORNO	90
7	CONCLUSIONES	91
8	RECOMENDACIONES	92
	REFERENCIA BIBLIOGRAFICA	94
	ANEXOS	97

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Variedad de husillo en tamaño.	67
Tabla 2. Dimensiones en milímetros de tuerca pequeña para husillos de bolas.	69
Tabla 3. Dimensiones en milímetros de tuerca 16mm a 80 mm de diámetro.	70
Tabla 4. Características soportes estándar, con referencia en Figura 24.	72
Tabla 5. Características soportes estándar, con referencia en Figura 25.	73
Tabla 6. Características soportes estándar, con referencia en Figura 26.	74
Tabla 7. Características para soportes de 6 mm a 12 mm de diámetro.	75
Tabla 8. Selección de rodamientos y roscas para fijar el husillo en los extremos.	76
Tabla 9 Características y medidas estándar para extremos de husillos de bolas.	77
Tabla 10. Medidas estándar para extremos de husillos de bolas.	77

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Caricatura de la evolución tecnológica de hombre.	22
Figura 2. Logo de reconocimiento de South Bend Obras del año 1906.	31
Figura 3. Fotografía en honor a los trabajadores de South Bend del año 1936.	32
Figura 4. Torno paralelo marca South Bend.	32
Figura 5. Vista en sección de un rodamiento de bolas.	35
Figura 6. Dirección de las cargas aplicadas a los rodamientos.	36
Figura 7. Clasificación de rodamientos según el tipo de rodadura y geometría.	37
Figura 8. Sistemas lineales modernos.	38
Figura 9. Husillos de bolas, sus partes y tipos de recirculación de bolas.	39
Figura 10. Partes de un sistema de husillos de bolas.	41
Figura 11. Distribución de las cargas en un husillo de bolas.	44
Figura 12. Lubricación de husillos de bolas.	47
Figura 13. Ejemplo de eDrawings de Solidworks 2012.	53
Figura 14. Ejemplo de Solidworks Simulation Professional 2012.	55
Figura 15. Ejemplo gráfico de SolidWorks Sustainability.	55
Figura 16. Ejemplo de 3DVIA composer de solidwork 2013.	56
Figura 17. Torno ubicado en la institución universitaria pascual bravo.	61
Figura 18. Esquema y partes fundamentales del torno real en esquema lineal.	62
Figura 19. Bancada torno South Bend.	65
Figura 20. Bancada plasmada en el software Solidworks 2012.	65
Figura 21. Geometría básica de un husillo de bolas.	67
Figura 22. Vista de dibujo de una tuerca para husillos de gama pequeña.	68
Figura 23. Tuerca para husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.	70
Figura 24. Sistema husillo tuerca ensamblado.	71
Figura 25. Sistema de husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.	72

Figura 26. Ejemplo de soporte de apoyo para husillos de bolas.	73
Figura 27. Soporte estándar de 16 mm a 50 mm de diámetro del husillo.	74
Figura 28. Soportes para husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.	75
Figura 29. Velocidad crítica de los husillos de bolas en rpm.	78
Figura 30. Grafica de esfuerzo de pandeo de husillos de bolas.	79
Figura 31. Comparación de la eficiencia de husillos de bolas y rosca Acme.	80
Figura 32. Esquema inicial de la estructura del torno South Bend.	81
Figura 33. Diseño y ensamble de la estructura del torno South Bend.	82
Figura 34. Agujeros principales para los soportes de husillo longitudinal.	83
Figura 35. Variedad en el diseño de soportes para torno South Bend.	83
Figura 36. Comparación del estado real anterior y el rediseño en software.	84
Figura 37. Montaje y ubicación de soportes para el husillo longitudinal.	85
Figura 38. Ubicación de los rodamientos para husillo longitudinal.	85
Figura 39. Husillos de bolas para torno South Bend diseñados en Solidworks.	86
Figura 40. Montaje de husillo longitudinal.	87
Figura 41. Montaje de carro principal para el torno South Bend.	87
Figura 42. Ensamble del husillo transversal para el torno South Bend.	88
Figura 43. Extensión de brida para el carro longitudinal del torno South Bend.	89
Figura 44. Montaje de sistemas longitudinal y transversal con husillos de bolas para aplicación CNC. .	90
Figura 45. Diseño de estructura de sistemas lineales.	93
Figura 46. Sistemas lineales recomendados.	93

## ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Bancada del torno.	97
Anexo B. Pierna del torno.	99
Anexo C. Estructura del torno.	101
Anexo D. Diseño de soportes.	103
Anexo E. Soporte izquierdo dos rodamientos.	105
Anexo F. Husillo serie DIN 69051- 16 x 4.	107
Anexo G. Diseño de soportes y tornillo.	109
Anexo H. Carro del torno.	111
Anexo I. Ensamble de carro de torno.	113
Anexo J. Ensamble de carro de torno.	115
Anexo K. Ensamble de carros de torno South Bend.	117
Anexo L. Ensamble de carros de torno South Bend.	119
Anexo M. Husillo miniatura DIN 69051 12x2.	121

## GLOSARIO

**ALINEACIÓN:** en mecánica el termino alineación consiste en asegurarse que dos o más mecanismos trabajen en forma paralela entre ellos y perpendiculares a un eje de referencia.

**AUTOMATIZACIÓN:** es el uso y acoplamiento de sistemas o elementos computarizados y electromecánicos con el fin controlar maquinarias y/o procesos industriales sustituyendo a operadores humanos.

**CNC:** se define como “Control Numérico Computarizado” es un sistema de automatización moderno de máquinas herramientas que son operadas mediante comandos programados.

**DIN:** es el organismo nacional de normalización de Alemania, acrónimo de Deutsches Institut für Normung.

**EFICIENCIA MECÁNICA:** es el cociente entre el Trabajo útil que realiza una máquina en un intervalo de tiempo determinado y el trabajo total entregado por la máquina en ese intervalo de tiempo, es cómodo expresar este valor en función de porcentaje.

**FATIGA:** es un esfuerzo flexionante que se invierte alternativamente debido a momentos flectores y de torsión invariantes en el tiempo.

**FRICCIÓN:** fuerza entre dos superficies en contacto, se genera debido a las imperfecciones mayormente microscópicas entre las dos superficies.

**HUSILLOS DE BOLAS:** actuador lineal mecánico que convierte el movimiento de rotación en movimiento lineal con gran eficiencia.

**INNOVACIÓN:** literalmente significa "novedad" o "renovación". Se utiliza también para describir las nuevas ideas e inventos y su implementación económica; creación o modificación de un producto, y su introducción en un mercado

**LUBRICACIÓN:** proceso o técnica empleada para reducir el rozamiento entre dos superficies que se encuentran muy próximas y en movimiento una respecto de la otra, interponiendo para ello una sustancia entre ambas.

**POTENCIA:** cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo.

**RIGIDEZ:** es la relación entre la fuerza aplicada a un elemento y la deformación producida a dicha fuerza.

**SOPORTE:** un soporte es un objeto, ya sea físico o simbólico, que sirve como sustento. Los soportes por lo tanto se utilizan para sostener o mantener una cosa como objeto físico; el soporte puede ser un accesorio o una estructura que permite ubicar un objeto en un cierto lugar.

**TORNILLO DE DESPLAZAMIENTO:** se denomina tornillo de desplazamiento a un elemento u operador mecánico cilíndrico, con espiral alrededor del cilindro, Es diseñado especialmente para aprovechar los desplazamientos de la tuerca y utilizar este desplazamiento para una acción de empuje.

## RESUMEN

El siguiente proyecto es un rediseño y montaje de los dos carros principales de un torno convencional que se encuentra en el laboratorio de máquinas de la Institución Universitaria Pascual Bravo, aplicando conceptos clásicos de diseño y tomando como estrategia principal el diseño asistido por computadora; se plantea las opciones de diseño, se analiza la posibilidad y se define planos, materiales, medidas y procedimientos de montaje.

Se tocaran temas afines con ciencias de ingeniería como el diseño, los sistemas mecánicos, los sistemas automáticos, los sistemas lineales mecánicos, los husillos de bolas; Se espera que posterior a esta teoría se analice, se den soluciones y se ejecuten, que esta teoría sea suficiente para comprender los temas, el tema inicial es: “el diseño o rediseño del torno” es esta la frase clave de este proyecto.

Se diseñan los carros principales del torno convencional marca: South Bend, utilizando un software de diseño como es: Solidworks 2013, se designan tornillos de bolas o husillos de bolas para su movimiento eficiente.

Palabras claves: Diseño, torno, automatización, husillos de bolas, eficiencia.

## ABSTRACT

The next project is a redesign and assembly of two main cars of a lathe, which is located in machine's laboratory at Institución Universitaria Pascual Bravo, applying design basic concepts and taking chief strategy the designing assisted by computer is proposed design options the possibility is analyzed and plans are defined materials, dimensions and mounting procedures are defined too.

We will analyze issues related to engineering sciences as design mechanical systems, automatic systems, linear mechanical systems, ball screws, it is expected that after analyzing this theory, it gives answers and get performed. This theory is enough to understand the issues, the opening theme is "the lathe's design or redesign" this is the key phrase in this research.

Main cars mark South Bend are designed using a design's software named Solidworks 2013, the ball screws are designated to move efficiently.

Keywords: Design, lathe, automation, ball screws, efficiently.

## INTRODUCCIÓN

La innovación tecnológica es la parte fundamental de la competitividad, ya sea los pequeños artesanos o los grandes industriales están en gestión obligatoria de renovar tecnología para competir en el mercado.

En economía, Joseph Schumpeter fue quien introdujo este concepto en su teoría de las innovaciones, en la que define innovación como el establecimiento de una nueva función de producción, la economía y la sociedad cambian cuando los factores de producción se combinan de una manera novedosa. Sugiere que invenciones e innovaciones son la clave del crecimiento económico y quienes implementan ese cambio de manera práctica son los emprendedores.<sup>1</sup>

En el estudio de las ciencias de tecnología, presentamos una parte fundamental para el desarrollo de mecanismos, se estudiarán las máquinas-herramientas en especial el torno y sus funciones, partiendo de un modelo establecido y funcional

El mecanizado, operación fundamental en la mecánica, se opera dando forma a partes o piezas metálicas y no metálicas, utilizando principios mecánicos.

Se presenta a continuación un rediseño de una máquina clásica como lo es el torno convencional, enfocado en el rediseño del sistema de desplazamiento de los carros longitudinal y transversal.

---

<sup>1</sup> SCHUMPETER, J. A. (2003). *Capitalism, Socialism and Democracy*. Londres y Nueva York, USA: Taylor & Francis e-Library. 533 p.

## 1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

### 1.1 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

Actualmente la Institución Universitaria Pascual Bravo posee laboratorios, talleres, máquinas, y prototipos de máquinas con las cuales los estudiantes llevan a cabo prácticas y profundizan directamente en las áreas de conocimiento aplicando los conceptos teóricos y complementando el aprendizaje.

Para mejorar las condiciones de aprendizaje de maquinaria tal como el torno paralelo se crea la necesidad de transformar una máquina clásica en una máquina moderna.

### 1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Teniendo en cuenta el método actual de aprendizaje y prácticas industriales en la Institución Universitaria Pascual Bravo ¿Es necesario una transformación de el torno South Bend clásico en un Torno rediseñado y moderno?

## 2 JUSTIFICACIÓN

El propósito de este trabajo es mejorar la calidad de la máquina, mejorar su producción, contribuir a la automatización total.

Tendrá gran beneficio para la institución en el mejoramiento de los modelos prácticos de aprendizaje y además un modelo para que la industria adopte entre las posibilidades de cambio e innovación tecnológica.

Para los estudiantes el principal beneficio es la aplicación de áreas de conocimiento adquiridas a través de la carrera.

La importancia del proyecto es permitir que los estudiantes de las carreras afines tengan una base para realizar sus investigaciones de automatización a procesos industriales.

## 3 OBJETIVOS

### 3.1 GENERAL.

Rediseñar los sistemas mecánicos de desplazamiento en los ejes x/y de un torno convencional clásico, acondicionando los mecanismos para su transformación a Control Numérico Computarizado (CNC).

### 3.2 ESPECÍFICOS

- Consultar sistemas de desplazamiento para tornos CNC.
- Utilizar partes ubicadas en el laboratorio de la Institución Universitaria Pascual Bravo para hacer el rediseño.
- Diseñar un sistema de soportes para el tornillo de desplazamiento del carro longitudinal del torno.
- Diseñar un sistema de soportes para el tornillo de desplazamiento del carro transversal del torno.

#### 4 REFERENTES TEÓRICOS

Como antecedente de investigación se encontró el proyecto de grado presentado en el año 1994 por dos tecnólogos en mecánica de la Institución Universitaria Pascual Bravo, en este trabajo se analiza a fondo la transmisión de potencia de las misma máquina en la que se hará una nueva transformación; esta vez automatizando movimientos, El nombre de este proyecto presentado antes es: Rediseño de un Sistema de Trasmisión del Torno SOUTH BEND ubicado en las instalaciones de esta misma institución.

También hay que destacar la creatividad de estos dos hombres que lograron mejorar el rendimiento en cuanto a la potencia y lograron resultados tales como mejorar la eficiencia general de la máquina, darle un aspecto reducido en espacio y mayor seguridad para el operario. Investigar este trabajo es muy importante porque tenemos a mano información clave de la máquina como la potencia.<sup>2</sup>

Un segundo antecedente es el trabajo de grado titulado “Automatización de un Torno de Operación Manual Mediante un Plc Allen Bradley Tipo Micrologic para Convertirlo en un Torno de Control Numérico”, desarrollada en el año 2010 por Paúl Manuel Rueda y Jacobo Sebastián Vásquez Rodríguez, estudiantes de la Escuela Politécnica Nacional en Quito Ecuador, este proyecto en muy similar ya que se procedió a instalar y a adecuar un torno manual y transformarlo a un CNC, los objetivos de esta tesis fueron cumplidos y lograron poner en funcionamiento el torno rediseñado.

Este antecedente permite guiarse en el proceso de automatización, establecer diferencia de trabajo con respecto a la máquina y al entorno de los hechos,

---

<sup>2</sup> ECHEVERRI, J. S., LONDOÑO, D. A., & MEJIA, J. J. (1994). *Rediseño de un Sistema de Transmisión del Torno South Bend*. Medellín.133 p.

además incluye el rediseño de los sistemas de movimiento de el torno lo cual valida la investigación.<sup>3</sup>

#### 4.1 HISTORIA DE LA MÁQUINA

Es importante tener en cuenta los hechos que han llevado a la humanidad a tratar estos temas como técnicos y tecnológicos, es muy útil considerar a través de la historia como hemos evolucionando con respecto a las máquinas y a la labor del hombre vencer las fuerzas y lograr realizar trabajos. Se pretende hacer un breve recorrido de lo que ha significado las máquinas para el hombre a través de la historia. Si bien las herramientas fueron variando en cuanto a su forma, diseño, tamaño, calidad, hoy en día siguen siendo el principal auxilio con que cuenta el ser humano para realizar su trabajo. Miles de ellas surgieron en esa evolución, empezando por la simple palanca que sin duda fue una de las primeras.

##### 4.1.1 **Primeros inicios del hombre alrededor de las máquinas (Año 6000 ac).**

El origen de las herramientas puede situarse hace más de 50.000 años durante la Edad de Piedra. Aparecen las primeras flechas y cuñas preparadas por nuestros antepasados. El primer salto evolutivo destacable se comienza a ver hace unos 6.500 años durante la Edad de Bronce. Se producen utensilios para alfarería, los más antiguos hallazgos arqueológicos los datan en esa época. (Año 1500 ac) Hace aproximadamente 3.400 años, durante la Edad de Hierro se desarrollan las primeras herramientas de corte el hombre comienza a trabajar con corta fríos y unos rudimentarios taladros, Unos 1.000 años antes de Cristo, durante el Imperio persa, en el litoral situado entre los ríos Tigris y Eufrates, se localizan lo que podríamos llamar las primeras e insipientes máquinas herramientas, los tornos alfareros contruidos en madera y accionados con el pie. (Año 100 ac) los celtas,

---

<sup>3</sup> RUEDA TORRES, M. P., & VÁSQUEZ RODRÍGUEZ, J. A. (2010). *Automatización de un Torno de Operación Manual Mediante un Plc Allen Bradley Tipo Micrologic para Convertirlo en un Torno de Control Numérico*. Tesis de Ingeniería , Escuela Politécnica Nacional, Quito. 177 p

unos 100 años antes de Cristo, realizan brazaletes metálicos, mecanizados en máquinas rudimentarias impulsadas por molinos de agua junto a arroyos o vertientes que les permitían desarrollar el movimiento circulatorio.( Año 1300 era actual) Pasaron muchos años hasta que en el año 1250 después de Cristo se desarrolla un sistema de impulsión a pedal para obtener movimientos circulatorios de torneado y taladrado; principales movimientos requeridos para los procesos de mecanizado de la época, Recién a fines del siglo XV, Leonardo da Vinci, en su realizo bocetos de varios tornos que no pudieron construirse por falta de medios, pero que sirvieron de gran orientación para los próximos desarrollos.

Figura 1. Caricatura de la evolución tecnológica de hombre.



**4.1.2 Las máquina en plena revolución industrial (Año 1700 era actual).** El francés Denis Papin, con el experimento de su vida realizado en 1690 dio a conocer el principio de la Máquina de Vapor, poco después, Thomas Newcomen inicio la construcción de rudimentarias máquinas de vapor “máquinas de fuego” que fueron utilizadas en las minas inglesas; Para 1751 el desarrollo siderúrgico permitió la fabricación de las primeras herramientas para taladrar aceros al carbono que utilizan taladradoras de uso industrial, En 1765, John Wilkinson desarrolla los primeros taladros para construir cañones. La mayoría de las

máquinas de la época se utilizaban para la industria armamentista, siendo estos taladros los primeros con columna central todo un adelanto. (Año 1850 era actual) Los ingleses fueron los líderes y prácticamente los únicos fabricantes de máquinas herramientas. A partir de esa fecha se dedicaron, principalmente al diseño y la fabricación de grandes máquinas, con el fin de dar solución al mecanizado de piezas para los ferrocarriles, en cuyo desarrollo estaban comprometidos. Fue a partir de ese momento cuando los ingleses se impusieron en el ámbito mundial en la fabricación de máquinas herramientas más ligeras, universales y de producción hasta fines del siglo XIX. (Año 1800 era actual) El Ingles Joseph Whitworth perfecciono el torno paralelo de tal manera que su diseño mono polea de 1850 ha tenido vigencia hasta nuestros días. Además Whitworth fue fabricante de herramientas y fue quien desarrolló el sistema de rosca que lleva su nombre basado en la pulgada, rápidamente introducido en la industria. En 1861 fue adoptado por el instituto de ingenieros civiles de Inglaterra, los ingleses lo adoptaron en 1868. En 1890 los norteamericanos perfeccionan el torno de Whitworth incorporando la caja de cambios Norton vigente hasta nuestros días. En 1865 las prestaciones de las máquinas herramientas aumentan al equiparse con las nuevas herramientas fabricadas con aceros aleados, descubiertos por Robert Mushet, lo que permitió duplicar las prestaciones productivas respecto a las herramientas de acero al carbono conocidas hasta entonces.

**4.1.3 La industrialización y las máquinas herramientas.** En el año 1898 se produce un hecho trascendente para la industria en general y más aun para las herramientas y máquinas herramientas. En los Estados Unidos, Frederick Winslow Taylor, mundialmente conocido como “el padre de la industrialización moderna” incorpora a unos aceros Mushet con un porcentual de tungsteno logrando que luego del temple esta herramienta no pierda su filo al ser sometida a condiciones extremas, trabajando en forma muy rápida. Por eso se los llamo aceros rápidos. Tal vez, éste sea el descubrimiento más importante ocurrido a fines del siglo XIX, en el ámbito metalmecánico a nivel mundial. Taylor no solo los descubrió, sino que

efectuó ensayos en más de 400.000 toneladas de los más variados aceros de la época, desarrollando parámetros, normas y conceptos técnicos para las herramientas de corte, que mantienen total vigencia en la actualidad. (Año 1908 era actual) Juntamente para la misma época y, cuando las fuentes de energía del siglo XIX se manifiestan insuficientes, aparecen los motores eléctricos fabricados en pequeña escala reemplazando a las máquinas de vapor. Esto provoca un gran impulso en la fabricación de las herramientas y máquinas herramientas. Por ejemplo: en 1908 Henry Ford monta una mega fábrica para la producción de su modelo “T” en automóviles en Detroit, Estados Unidos, donde se perfeccionan una gran cantidad de máquinas herramientas adaptadas a las características exigidas por la moderna industria automotriz, y las revolucionarias herramientas de acero rápido desarrolladas por Taylor; A estos cambios se le suman las necesidades impuestas por la Primera Guerra Mundial, que aceleraron el proceso de desarrollo.

En la Feria de Leipzig (Alemania) en 1927 se presenta una herramienta que deslumbraría al mundo. La firma Krupp Widia Factory hace demostraciones con un nuevo material denominado “Hardmetal” expresión alemana de “metal duro” bajo la marca “Widia”. Herramienta que dará la vuelta al mundo, con esa denominación la firma de la familia Krupp pasará a ser la mano derecha de Adolf Hitler, motivo por el cual ese material fue tratado como secreto militar durante toda la Segunda Guerra Mundial. Finalizada la guerra, la empresa fue confiscada a sus dueños y devuelta, recién en 1953 cuando los secretos del poder alemán ya tenían amplia difusión.

**4.1.4 Nuevos materiales, nuevas tecnologías.** Después de la gran contienda mundial, entre 1945 y 1955 se produjo el mayor desarrollo de las máquinas herramientas en el siglo XX porque a su evolución natural hay que agregar la llegada de la electrónica. Se desarrollan tecnologías como: el control numérico “CN” mejorando notoriamente las mediciones de tolerancias a obtener de esas máquinas y luego el control numérico computarizado “CNC” que se acopla a las máquinas y las herramientas, AUTOCAD (para el dibujo y diseño de las piezas)

CAD; CAD/CAM y nuevos programas que en, la actualidad, permiten manejar las máquinas desde una simple computadora ubicada en una oficina. La última parte del siglo XX, disparó los desarrollos de herramientas a niveles casi increíbles, la globalización ha hecho que la tecnología llegue a cualquier parte del mundo casi sin limitaciones. Sus desarrollos son imitados con tanta rapidez que prácticamente no existen exclusividades. Así llegaron las herramientas de Cermet, las cerámicas de primera y segunda generación, el increíble nitruro de silicio, herramientas de CBN (nitruro de boro cúbico) y de PDC (diamante poli-cristalino).<sup>4</sup>

Queda en nuestra mente muchos interrogantes y muchas esperanzas en ver a nuestra humanidad fortalecer las debilidades, así como los primeros habitantes de nuestro planeta soñaban con la variedad de herramientas que hoy existen, ¿cuáles son nuestros sueños?, ¿en que pensamos cuando calculamos 200, 500, 1000, 50000 años adelante?.

## 4.2 DISEÑO E INGENIERÍA

La teoría del diseño es extensa, más extensa que la teoría de las máquinas, en este proyecto vamos a referirnos al diseño de ingeniería y específicamente al diseño mecánico.

**4.2.1 Síntesis sobre el diseño.** Crear o contribuir en algo es probablemente uno de los actos humanos que más satisfacción produce en quien lo realiza. Diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana. Es el único caso de ingeniería que comienza cuando una persona se sienta en un escritorio ante una hoja de papel en blanco y se pone a escribir alguna idea.

---

<sup>4</sup> SCHVAB, L. (2011). *Máquinas y Herramientas*. Buenos Aires, Argentina. 76 p.

¿Qué hacer después? ¿Qué factores determinan o influyen en las decisiones que se deben tomar?, por último ¿Cómo termina este proceso de diseño?

A menudo se descubre el proceso total de diseño como acciones a fases en cadena que empiezan con la identificación de una necesidad y en una decisión de hacer algo al respecto. Después de todo esto el proceso termina con la presentación de los planes para satisfacer tal necesidad. Las fases del diseño son:

Identificación de la necesidad

Definición del problema

Síntesis

Análisis y optimización

Evaluación

Presentación

La observación, la Identificación de una necesidad son actividades bastante creativas, pues la necesidad puede manifestarse simplemente como un vago descontento o bien por la intuición de una dificultad.<sup>5</sup>

Es evidente, que si una persona es sensible y percibe fácilmente las cosas, entonces es más posible que identifique una necesidad.

La definición del problema debe abarcar todas las condiciones para el objeto que ha de ser diseñado. Las condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones del espacio que deberá ocupar el objeto, y todas las limitaciones a estas cantidades. Las especificaciones definen el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, el intervalo o variedad de capacidades, la temperatura de trabajo y la confiabilidad.

---

<sup>5</sup> HORTA SANTOS, J. (1982). *Técnicas de Automatización Industrial*. Limusa s.a.p 125-135.

Para el análisis y la optimización se requiere que ideen o imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático.

La evaluación es la demostración definitiva de que un diseño es acertado. En tal punto es cuando se desea observar se el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Competirá con éxito contra productos semejantes? ¿Es de fabricación y uso económico? ¿Es fácil de mantener y ajustar? ¿Se obtendrán ganancias por su venta o utilización?

La presentación de un concepto como parte final del proceso de diseño. Así que no importa si se está planeando una presentación ante el profesor o el dirigente de una empresa, la exposición debe ser lo más completa y clara posible, pues tal es su finalidad.

A veces la resistencia de un elemento en un sistema es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios factores en un caso de diseño determinado. Algunos de los más importantes son los siguientes:

- Resistencia
- Confiabilidad
- Propiedades térmicas
- Corrosión
- Desgaste
- Fricción
- Fabricación
- Utilidad
- Costo
- Seguridad
- Peso

- Duración
- Ruido
- Estilización
- Forma
- Tamaño
- Flexibilidad
- Control
- Rigidez
- Acabado de superficies
- Lubricación
- Mantenimiento
- Volumen
- Responsabilidad legal

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema.<sup>6</sup>

**4.2.2 Diseño y automatización industrial.** La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.

Un sistema automático consta de dos partes:

- Parte de mando
- Parte operativa

---

<sup>6</sup> GÓMEZ, E. (2001). *El Proyecto de Diseño en Ingeniería*. Barcelona: Alfa Omega.p 123-233.

La parte operativa es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada.

Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores, y otros captadores como fotodiodos, sensores, finales de carrera, etc.

La parte de mando suele ser un autómata programable, aunque hasta hace bien poco se utilizan los relevos electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos, en un sistema de fabricación automatizado el autómata programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes de sistema automatizado.

Por siglos el ser humano ha construido máquinas que imiten las partes del cuerpo humano. Los antiguos egipcios unieron brazos mecánicos a las estatuas de sus dioses. Estos brazos fueron operados por sacerdotes, quienes clamaban que el movimiento de estos era inspiración de sus dioses. Los griegos construyeron estatuas que operaban con sistemas hidráulicos, los cuales se utilizaban para fascinar a los adoradores de los templos.

El desarrollo en la tecnología, donde se incluyen las poderosas computadoras electrónicas, los actuadores de control retroalimentados, transmisión de potencia a través de engranes, y la tecnología en sensores han contribuido a flexibilizar los mecanismos autómatas para desempeñar tareas dentro de la industria. Son varios los factores que intervienen para que se desarrollaran los primeros robots en la década de los 50's. La investigación en inteligencia artificial desarrolló maneras de emular el procesamiento de información humana con computadoras electrónicas e inventó una variedad de mecanismos para probar sus teorías.

Como se ha visto, las tendencias de globalización y segmentación internacional de los mercados son cada vez más acentuadas. Y como estrategia para enfrentar

este nuevo escenario, la automatización representa una alternativa que es necesario considerar.

Los países de mayor desarrollo, poseen una gran experiencia en cuanto a automatización se refiere y los problemas que ellos enfrentan en la actualidad son de características distintas a los nuestros. Por lo cual es necesario precisar correctamente ambas perspectivas.<sup>7</sup>

### 4.3 EL TORNO

El torno es una máquina-herramienta, en la cual, la pieza a mecanizar, (Montada en alguno de los platos de que dispone el torno), es la que tiene el movimiento de rotación, alrededor de un eje, el movimiento de corte lo realiza la herramienta montada en la torreta del torno, y a su vez, en el carro transversal, y éste sobre el carro principal, que es el que realiza el avance contra la pieza que está en movimiento. Existen diversos tipos de tornos: Paralelos, Verticales, Revolver, Automáticos, Copiadores, etc. y los Tornos de Control Numérico.

Actualmente la industria moderna trabaja con tornos computarizados, se denominan tornos CNC (Control numérico computarizado) El torno CNC es un torno que ofrece una gran capacidad de producción y precisión en el mecanizado por su estructura funcional y porque la trayectoria de la herramienta de torneado es controlada por un computador que lleva incorporado, el cual procesa las órdenes de ejecución contenidas en un software programado según de la tecnología de mecanizado, es una máquina que resulta rentable para el mecanizado de grandes series de piezas sencillas, sobre todo piezas de

---

<sup>7</sup> PIEDRAHITA MORENO, R. (2001). *Ingeniería de Automatización Industrial*. España: Alfa Omega.529 p.

revolución, y permite mecanizar con precisión superficies curvas coordinando los movimientos axial y radial para el avance de la herramienta.

#### 4.4 SOUTH BEND

South Bend Obras Torno es una industria fabricante de máquinas herramientas, fundada en 1906 por los hermanos gemelos O'brien después de su grado en la universidad de Purdue en Indiana.

En tan solo un cuarto de siglo South Bend Obras Torno se convirtió en el mayor fabricante de tornos de precisión de metales del mundo, con clientes en más de 88 países y las máquinas que se utilizan en todo tipo de industria, incluidas las escuelas, los talleres, y los fabricantes caseros y de gran tamaño. Un parte de clientes famosos incluyen Thomas Edison y Henry Ford. Otros clientes principales son la marina de los estados unidos y el ejército, así como muchos departamentos del gobierno estadounidense.<sup>8</sup> La Figura 2, 3 y 4 son relativas a la empresa “South Bend Obras Torno” tomadas de su página de internet sitio oficial.

Figura 2. Logo de reconocimiento de South Bend Obras del año 1906.



---

<sup>8</sup> *SOUTH BEND LATHE* . (15 de 12 de 2012). Recuperado el 7 de 10 de 2012, de <http://www.southbendlathe.com/home.aspx>

Figura 3. Fotografía en honor a los trabajadores de South Bend del año 1936.



Figura 4. Torno paralelo marca South Bend.



El torno de la Figura 4 es un diseño de 1906 inspirado en las curvas como su nombre traduce al español: curvas del sur, el material básico a utilizar es la fundición de la colada de hierro para la estructura y acero endurecido con tratamiento térmico para las partes de contacto como piñones, tornillería y sistemas de desplazamiento, la potencia la genera un motor eléctrico que trasmite por mecanismo de poleas el movimiento a la cabeza del torno o copa, lo fascinante de estos diseños es que todas la piezas son diseñadas para la producción en serie según la historia de estas máquinas se construyeron millones de estas que impulsaron en parte el desarrollo industrial.

#### 4.5 TORNILLOS DE POTENCIA

A través de estos elementos de máquinas denominados también tornillos de fuerza es posible transformar un movimiento de rotación en un movimiento rectilíneo, con el objetivo de transmitir fuerza o potencia, derivándose de esto último el nombre de tornillos de potencia.

Generalmente trabajan con un roce elevado, por lo que la eficiencia, el desgaste y el calentamiento son consideraciones importantes para su diseño, además de las consideraciones de resistencia mecánica, donde entra en juego el estado de esfuerzos involucrados como resultado del estado de cargas actuante en el punto crítico.

Los tipos de roscas utilizados frecuentemente en los tornillos de potencia son la Cuadrada y la Acme. La rosca cuadrada es la que posee mayor rendimiento, aunque se prefiere comúnmente la rosca Acme, con un ángulo de hélice de  $29^\circ$ , por su buen ajuste; además tomando en consideración que la rosca cuadrada no está normalizada mientras que la Acme es de fácil construcción mediante todos los procedimientos existentes.

Las aplicaciones de los tornillos de potencia se derivan de sus cualidades más resaltantes, entre las que se encuentran:

- Posibilidad de fabricación con gran exactitud
- Bajo costo
- Elevado rozamiento entre las roscas
- Baja eficiencia en la transmisión.

La última cualidad que constituye una característica desventajosa puede solventarse por medio del uso de rodamientos de bolas, que tienden a disminuir el rozamiento y por tanto a incrementar dicha eficiencia.<sup>9</sup>

#### 4.6 COJINETES DE CONTACTO RODANTE

Los términos cojinete de contacto rodante, cojinete antifricción y cojinete de rodamiento se emplean para describir la clase de cojinete en la cual se trasfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. En un cojinete de rodamiento, la fricción inicial es aproximadamente el doble de la fricción de operación, pero aun es despreciable en comparación a la fricción inicial de un cojinete deslizante, la viscosidad y la velocidad de operación afectan las características de fricción de un cojinete de rodamiento, probablemente sea un error describir un cojinete de rodamiento como de antifricción pero este término se emplea a menudo en la industria.<sup>10</sup>

---

<sup>9</sup> MOTT.L., R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquina*. Mexico: Pearson Educación. p 133-139.

<sup>10</sup> SHIGLEY, J. E., & MISCHKE, C. R. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Sexta edición ed.). (J. L. Cárdenas, Trad.) Mexico: Mcgraw hill Interamericana Editores S.A. p 698-744.

Desde el punto de vista del diseñador mecánico, el estudio de cojinetes antifricción difiere en varios aspectos cuando se compara con el estudio de otros elementos, porque los cojinetes especificados ya existen, el especialista en el diseño de cojinetes antifricción se enfrenta con el problema de idear un grupo de elementos que compone un cojinete de rodamiento; dichos elementos se deben diseñar para adaptarlo a un espacio cuyas dimensiones se establecen; hay que diseñarlos para recibir una carga con ciertas características, y finalmente los elementos se idean para tener una vida satisfactoria cuando operen bajo condiciones determinadas. Por lo tanto los especialistas habrán de considerar factores como la carga de fatiga, la fricción, el calor, la resistencia a la corrosión, problemas cinemáticos, propiedades de los materiales, lubricación, tolerancias de maquinado, ensamble, uso y costo. Una vez que se han tomado en cuenta estos factores, los especialistas en cojinetes llegan a una solución de diseño.

Los cojinetes de bolas resisten un empuje; además una unidad de empuje causa un daño diferente por revolución a una carga radial unitaria, por lo que es necesario encontrar la carga radial pura equivalente que cause el mismo daño que la carga radial y de empuje existentes. Con estos elementos se tienen las herramientas para tener en cuenta la selección de cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos, en la Figura 5 se ve las partes detalladas de un rodamiento o cojinete de bolas.

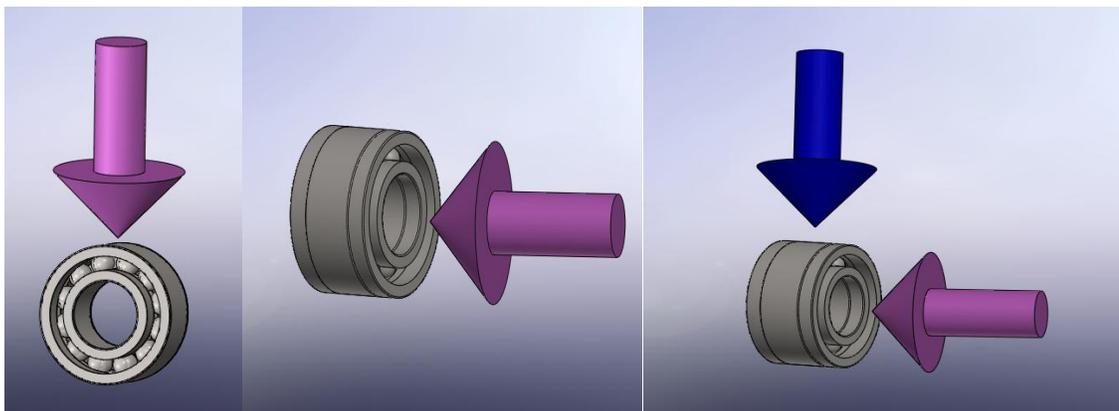
Figura 5. Vista en sección de una rodamiento de bolas.



4.6.1 **Tipos de cojinetes.** Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas, un cojinete de bolas consta de cuatro partes esenciales, dichas partes son el anillo exterior, el anillo interior, las bolas o elementos rodantes y el separador; en los cojinetes sencillos algunas veces se omite el separador, la mayoría de los fabricantes de rodamientos proporcionan manuales de ingeniería y folletos que contienen descripciones abundantes de los tipos disponibles.

La clasificación de los rodamientos es bastante extensa hay que estudiarla y aprender a diferenciar la forma geométrica de los rodamientos y su utilización según las condiciones de servicio, el primer punto es la dirección de las cargas a las que van a estar sometidos sus elementos tenemos tres principales grupos rodamientos de radiales, rodamientos axiales o rodamientos mixtos ver Figura 6.

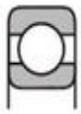
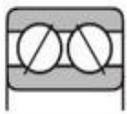
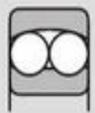
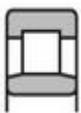
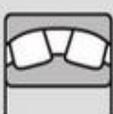
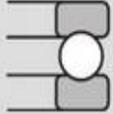
Figura 6. Dirección de las cargas aplicadas a los rodamientos.



Otros dos grupos importantes son las condiciones de montaje y la alineación para esto se fabrican rodamientos autoalimentes que permiten cierta oscilación y trabajo pesado en cuanto a la deflexión del eje, la forma geométrica de un rodamiento depende de las características especiales para su función los

podemos diferenciar por el tipo de rodadura y la dirección e inclinación de esta; en la Figura 7 se muestra el tipo de rodadura y la característica especial de su configuración.

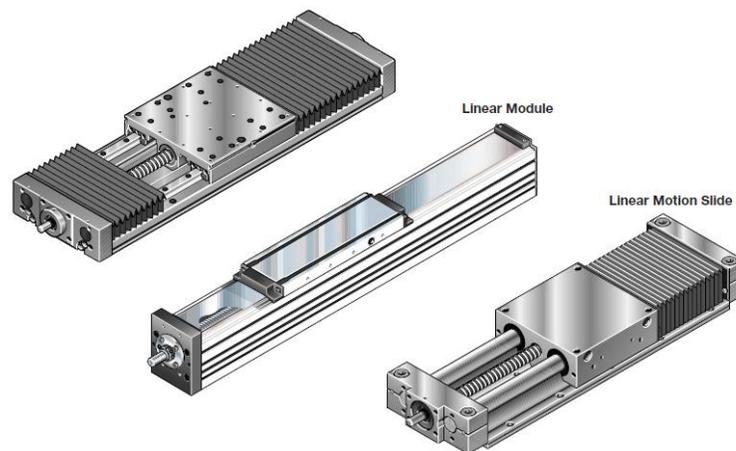
Figura 7. Clasificación de rodamientos según el tipo de rodadura y geometría.

	Rodamientos de bolas de ranura profunda de una hilera
	Rodamientos de bolas de contacto angular de una hilera
	Rodamientos de bolas de contacto angular de doble hilera
	Rodamientos de bolas autoalineantes de doble hilera
	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera
	Rodamientos de rodillos esféricos de doble hilera
	Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera
	Rodamientos de bolas de empuje o axiales

#### 4.7 SISTEMAS LINEALES MECÁNICOS

Describiendo los sistemas mecánicos de desplazamiento lineal tenemos: piñones, cremalleras, mecanismos biela manivela, cigüeñal y biela, leva excéntricas, tornillo tuerca, en este último enfocaremos esta teoría, ya que en las máquinas herramientas utilizan sistemas lineales de tornillo tuerca y la máquina a rediseñar tiene estos sistemas como ejes principales de movimiento lineal; estos sistemas lineales han sido utilizados en partes esenciales de funcionalidad a las personas, van desde el motor a vapor hasta los sistemas que utilizan las aeronaves y trasbordadores para los sistemas de manejo, también los sistemas de dirección de automóviles y sistemas de transporte urbano, en la parte industrial se ha visto su evolución trataremos de referirnos específicamente al mecanismo el cual se estudiara para la aplicación de este diseño.<sup>11</sup>

Figura 8. Sistemas lineales modernos.



---

<sup>11</sup> MANNESMAN. (1999). *Precision Ball Screw Assemblies*. Schweinfurt: Alemania.76 p.

## 4.8 HUSILLOS DE BOLAS

Los husillos de bolas son mecanismos de transmisión de movimiento de rotación a lineal o viceversa, con gran precisión de posicionado y transporte de carga, el husillo de bolas se lo cataloga de avance eficiente; en el que la bola realiza un movimiento basculante entre el eje del husillo y la tuerca. Con un par de torsión inferior en una tercera parte o menos al de un husillo deslizante de rosca acmé o trapezoidal, este producto resulta bastante útil para ahorrar energía de accionamiento. Hay muchos tipos de sistemas de husillos, varían en su forma geométrica y en sus dimensiones, a nivel mundial existen variedad de empresas que están dedicadas al estudio profundo de estos sistemas, muchas de ellas de origen europeo o anglosajón, Los husillos de bolas están definidos mundialmente en las Normas DIN-69051, partes de 1 a 5, en la Norma ISO 3408, y en la Norma UNE 15-439-94. Hay dos tipos de recirculación interna en S y recirculación externa en U. Los husillos a bolas se componen básicamente de cinco elementos de acción.

Figura 9. Husillos de bolas, sus partes y tipos de recirculación de bolas.



## 4.9 PARTES FUNDAMENTALES DE LOS HUSILLOS DE BOLAS

4.9.1 **El husillo.** Es un eje cilíndrico, en cuya superficie exterior está labrada una rosca helicoidal con sección acanalada de perfil semicircular con forma de arco circular o de arco gótico-ojival.

4.9.2 **La tuerca.** Es un casquillo hueco cilíndrico, en cuya superficie interior está labrada una rosca helicoidal con sección acanalada de perfil semicircular con forma de arco circular o de arco gótico-ojival, que forma un tubo helicoidal con sección de perfil circular con forma de arco circular o de arco gótico-ojival cuando se montan emparejados coaxialmente el husillo y la tuerca.

4.9.3 **Las bolas.** Cuerpos de rodadura y transmisión de fuerzas por presión sobre las mismas del perfil de la rosca del husillo y de la tuerca y que se montan formando circuitos de bolas dentro del tubo helicoidal que forman las roscas del husillo y de la tuerca al emparejarse coaxialmente.

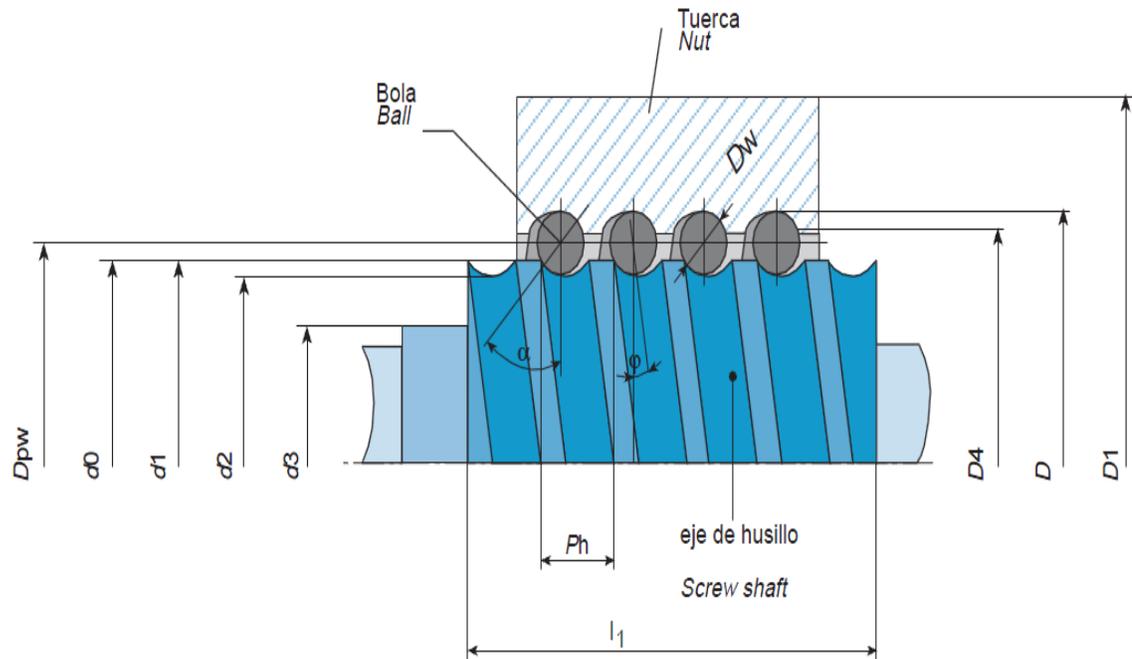
4.9.4 **Los deflectores.** Piezas para la recirculación de las bolas, montados en la tuerca para formar circuitos cerrados de bolas.

4.9.5 **El lubricante.** Aceite o grasa para la reducción del rozamiento de las zonas de contacto de las bolas con el husillo y la tuerca.<sup>12</sup>

---

<sup>12</sup> ANDONEGUI AGUIRREGOMEZCORTA, P. M. (2007). *Patente nº ES225427B2*. España. 18 p.

Figura 10. Partes de un sistema de husillos de bolas.



$d_0$  = Diámetro nominal

$d_1$  = Diámetro exterior del husillo

$d_2$  = Diámetro del núcleo del husillo de bolas

$d_3$  = Diámetro del asiento del cojinete

$D$  = Diámetro exterior de cuerpo de la tuerca

$D_4$  = Diámetro del núcleo del cuerpo de la tuerca

$D_3$  = Diámetro del interior del cuerpo de tuerca

$D_{pw}$  = Diámetro del círculo de centros de bolas

$D_w$  = Diámetro nominal de la bola

$l_1$  = Longitud de de la rosca

$Ph$  = Paso

$\alpha$  = Ángulo de contacto entre la pista

$\phi$  = Ángulo de la hélice

#### 4.10 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS HUSILLOS DE BOLAS

Para conocer las características, parámetros de montaje, recomendaciones, tolerancias, y todo lo relacionado con el montaje de los husillos de bolas es necesario revisar los catálogos de los fabricantes, en estos encontraremos información propia de estos sistemas; hay que tener en cuenta que son empresas de clase mundial, y que llevan años de investigación y mejoramiento de sus procesos, tenemos varias marcas empresariales como lo son: THK CO LTD, TECNOPOWER, SKF, SHUTON, ROSA SISTEMI, NTN-SNR, MANNESMAN, KORTA GROUP, THK CO LTD.

**4.10.1 Recomendaciones para la selección.** Sólo se incluyen parámetros básicos para la selección. Para hacer una buena selección de un husillo de bolas, del Departamento Técnico debería especificar los parámetros principales como carga, velocidad lineal o rotacional, coeficiente de aceleración y deceleración, ciclos, condiciones ambientales, requerimientos de duración de vida, precisión de paso, rigidez y cualquier requerimiento especial. En caso de duda, se recomienda consultar con un especialista de husillos de bolas de alguna empresa de las relacionadas.

**4.10.2 Coeficiente de carga dinámica.** El coeficiente dinámico se utiliza para medir la fatiga en la vida de los husillos de bolas. La vida nominal se calcula siendo la carga axial constante en magnitud y dirección. Actuando centralmente y bajo la cual se alcanza un millón de revoluciones.

**4.10.3 Duración de vida normal.** La vida nominal de un husillo de bolas es el número de revoluciones o el número de horas de trabajo a una velocidad constante que el husillo de bolas es capaz de resistir antes de que aparezca la primera señal de fatiga en alguna de las superficies de rodadura.

De todos modos se ha demostrado tanto a través de ensayos de laboratorio como por la experiencia práctica que husillos de bolas idénticos trabajando bajo

condiciones idénticas tienen distintas duraciones de vida, a pesar del término “vida nominal”. Es, de acuerdo con la definición ISO, “la duración de vida que sobre pasa al 90% de una gran cantidad de husillos de bolas. Trabajando bajo condiciones idénticas” (alineación, cargas aplicadas axiales y centradas, velocidad, aceleración, lubricación y temperatura)

**4.10.4 Duración de vida.** La vida conseguida por un husillo de bolas específico, antes de que falle, se conoce como la “duración de vida”. El fallo normalmente viene dado por desgaste, no por fatiga; desgaste del sistema de recirculación, corrosión, contaminación y, más generalmente, por pérdida de características funcionales requeridas por la aplicación, La experiencia adquirida en aplicaciones similares ayudará a seleccionar el husillo adecuado para obtener la duración de vida requerida, También deben considerarse las necesidades estructurales como la fuerza de los extremos del husillo y la fijación de la tuerca, debido a las cargas aplicadas sobre esos elementos en funcionamiento.

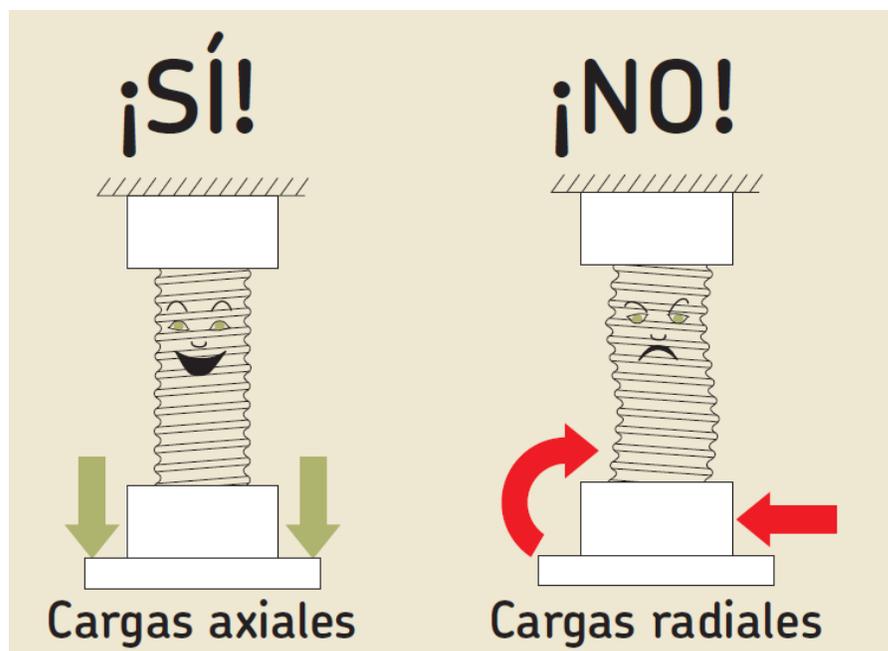
**4.10.5 Cargas dinámica equivalentes.** Las cargas que actúan sobre el husillo se pueden calcular de acuerdo a las leyes mecánicas, si las fuerzas externas (como pueden ser la transmisión de potencia, trabajo, fuerzas de inercia relacionales y lineales) se conocen o pueden ser calculadas. Es necesario calcular la carga dinámica hipotética constante en magnitud y dirección actuando axial y centralmente sobre el husillo, tendría influencia sobre la vida del husillo como las cargas a las que el husillo está sujeto. Las cargas radiales y puntuales deben ser absorbidas por sistemas lineales, Es extremadamente importante resolver estos problemas lo antes posible. Estas fuerzas son perjudiciales para la duración y funcionamiento esperado del husillo.

4.10.6 **Carga variable.** Cuando la carga varía durante el ciclo de trabajo, es necesario calcular la carga dinámica equivalente: esta carga se define como la carga hipotética, constante en magnitud y dirección, actuando axial y centralmente sobre el husillo que, si aplica tendría la misma influencia sobre la vida del husillo como las cargas a las que el husillo está sujeto.

Deben tenerse en cuenta las cargas adicionales debidas, por ejemplo, la desalineación, cargas fluctuantes, etc. Su influencia sobre la vida nominal del husillo es generalmente tenida en cuenta.

4.10.7 **Cargas radiales y puntuales.** Cualquier carga radial o puntual en la superficies de contacto, ello provocará una reducción de la duración de vida.

Figura 11. Distribución de las cargas en un husillo de bolas.



4.10.8 **Alineación.** Deberían utilizarse componentes de guiado lineal para asegurar una correcta alineación y evitar cargas no axiales. Debe revisarse el paralelismo eje/husillo con los sistemas de guiado externo, sugerimos incorporar una tuerca con un montaje en muñón o cardan el eje del husillo en rodamientos autoalineables. El montaje del husillo en tensión ayuda a alinear correctamente y elimina el pandeo.

4.10.9 **Capacidad de carga estática.** Los husillos de bolas deben seleccionarse en base al coeficiente de carga estática básica, en lugar de basarse en la vida del rodamiento cuando están sujetos a cargas de choque continuas o intermitentes, mientras están parados o a velocidades muy bajas durante cortos periodos. La carga permisible se determina por la deformación permanente causada por la carga que actúa sobre los puntos de contacto, ISO lo define como la carga estática puramente axial y teóricamente central que creará una deformación, una deformación permanente total (elemento rodante+superficie roscada) igual a 0.0001mm del diámetro del elemento rodante. Un husillo de bolas debe seleccionarse por su coeficiente de carga estática básica que debe ser, por lo menos, igual al producto de la carga estática axial máxima aplicada y el factor de seguridad. El factor de seguridad se selecciona basándose en las experiencias anteriores de aplicaciones similares y requerimientos de deslizamiento suave y nivel del ruido.

4.10.10 **Velocidad de rotación crítica para ejes de husillos.** El eje es similar a un cilindro, cuyo diámetro es el diámetro del fondo de la rosca. Las formulas utilizan un parámetro cuyo coeficiente viene dado por el montaje del eje de husillo (tanto si es de soporte simple o fijo) la tuerca no se considera como soporte del eje del husillo. Debido a las imprecisiones potenciales en el montaje del husillo, debe aplicarse un factor de seguridad de 0,8 a las velocidades críticas calculadas. Los cálculos que consideran la tuerca como soporte del eje, o reducen el factor de seguridad, requieren ensayos prácticos y optimización del diseño.

**4.10.11 Límite de velocidad permisible.** El límite de velocidad permisible es aquella velocidad la cual un husillo no puede exceder en ningún momento. Generalmente es la velocidad límite del sistema de recirculación en la tuerca. Se expresa como el producto de las r.p.m y el diámetro nominal del eje del husillo en mm.

Los límites de velocidad citados en los catálogos de los fabricantes son las velocidades máximas que se pueden aplicar durante periodos de tiempo muy cortos y en condiciones óptimas de rodadura, alineación, carga externa ligera y precarga con lubricación controlada. Hacer girar un husillo continuamente al límite de velocidad permisible puede llevar a una reducción de la vida calculada del mecanismo de la tuerca.

La alta velocidad asociada con altas cargas requiere un gran par de entrada y produce una vida nominal relativamente corta.

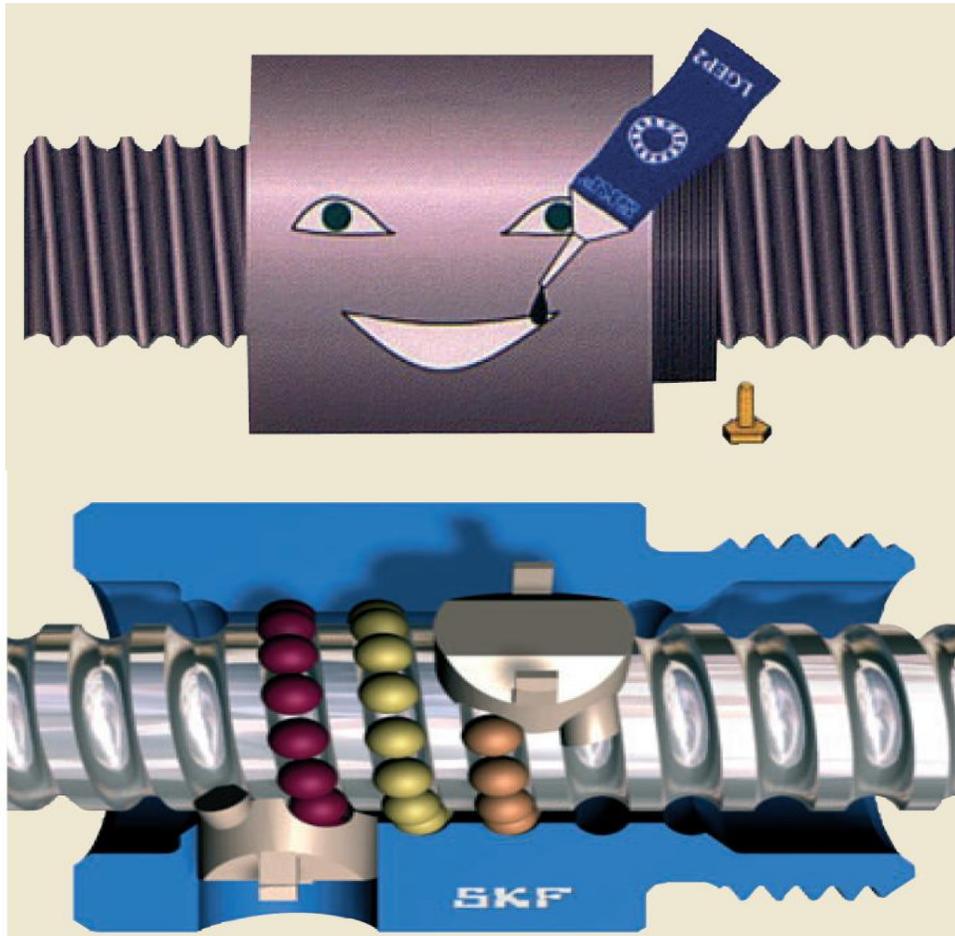
En caso de altos cambios de velocidad, se recomienda tanto trabajar bajo cargas externas nominales como aplicar una precarga ligera a la tuerca para evitar deslizamiento interno durante el regreso.

El coeficiente de la precarga de los husillos sometidos a altas velocidades, debe ser aquella precarga que asegure que los elementos rodantes no se deslicen. Una precarga demasiado alta creará aumentos inaceptables en la temperatura interna.

**4.10.12 Lubricación de los husillos.** La lubricación de los husillos girando a altas velocidades debe considerarse cuidadosamente en cantidad y calidad. El volumen, distribución y frecuencia de la aplicación del lubricante (aceite o grasa) debe seleccionarse correctamente y ser controlado. A altas velocidades el lubricante distribuido sobre la superficie del eje del husillo puede ser expulsado por las fuerzas centrífugas. Es preciso controlar este fenómeno durante el primer arranque, a altas velocidades y posiblemente adaptar la frecuencia de re lubricación a la cantidad del lubricante, o seleccionar un lubricante con distinta

viscosidad. El control de la temperatura constante que adquiere la tuerca permite optimizar la frecuencia de lubricación o la cantidad de aceite.

Figura 12. Lubricación de husillos de bolas.



4.10.13 **Eficiencia y reversibilidad.** El rendimiento de un husillo depende principalmente de la geometría de la superficie de contacto y de su acabado, así como del ángulo de la rosca. Así mismo también depende de las condiciones del trabajo del husillo como: carga, velocidad, lubricación, precarga, alineación, entre otros.

La “eficiencia directa” se utiliza para definir el par de entrada que se precisa para transformar la rotación de un elemento en la traslación de otro. Por el contrario, la “eficiencia indirecta” se utiliza para definir la carga axial requerida para transformar la traslación de un elemento en la traslación de otro. También se utiliza para definir la torsión de frenado requerida para prevenir la rotación. Es mejor considerar que estos husillos son reversibles casi bajo cualquier circunstancia. Por lo tanto es necesario diseñar un mecanismo de frenado si la reversibilidad debe evitarse (reductores o frenos).

**4.10.14 Par de precarga y Par de arranque.** Los husillos con precarga interna tienen un par debido a la propia precarga. Ello persiste incluso cuando no están sometidos a cargas externas. El par de precarga es medido a 50 RPM y lubricado con aceite. Se define como el par necesario para evitar que empiece la rotación en los siguientes casos:

- La inercia total de todas las partes movibles aceleradas por el aporte de energía (incluyendo la rotación y movimiento lineal).
- La fricción interna del montaje tuerca/husillo, rodamientos y los sistemas de guiado asociados.

En general, el par vencer la inercia (a) es mayor que el par de fricción (b).

El coeficiente de fricción de los husillos de alta eficacia cuando arrancan (se estima en más del doble que el coeficiente dinámico), bajo condiciones normal de utilización.

**4.10.15 Juego axial y precarga.** Las tuercas precargas están sujetadas a una deformación elástica mucho menor que las tuercas sin precarga, por lo que deberían utilizarse cuando la precisión de posicionado bajo carga es importante. La precarga es aquella fuerza aplicada a un conjunto de dos medias tuercas bien para apretarlas entre sí o bien para separarlas con el fin de eliminar el jugo o el aumento de la rigidez del montaje. La precarga se define como el coeficiente del

par de precarga. El par depende del tipo de tuerca y del tipo de precarga (elástica o rígida)

**4.10.16 Rigidez axial estática de un sistema completo.** Es el coeficiente de la carga axial externa aplicada al sistema y el desplazamiento axial de la cara de la tuerca en relación con el extremo fijo del eje del husillo.

La inversa de la rigidez total del sistema es igual a la suma de todas las inversas de rigidez de cada uno de los componentes (eje del husillo, tuerca montada, unidades de rodamientos, bridas-soporte, etc. Debido a esto, la rigidez total del sistema siempre es menor que la rigidez individual más pequeña.

**4.10.17 Rigidez de la tuerca.** Cuando se aplica la precarga a una tuerca, el juego interno se elimina, entonces, la deformación elástica aumenta a medida que la precarga se va aplicando, por lo que la rigidez general aumenta. La deformación teórica no tiene en cuenta las imperfecciones del mecanismo, el reparto de la carga entre las distintas superficies de contacto, la elasticidad de la tuerca y del eje del husillo. Por este motivo los coeficiente de la rigidez prácticas dados en los catálogos son menores que los coeficientes teóricos.

**4.10.18 Deformación elástica del eje del husillo.** Esta deformación es proporcional a su longitud e inversamente proporcional al cuadrado del diámetro del fondo de la rosca. De acuerdo con la relativa importancia de la deformación del husillo, un aumento demasiado grande la precarga de la tuerca y los rodamientos de soporte produce un aumento limitados de la rigidez y un notable aumento del par de precarga y por lo tanto de la temperatura de funcionamiento. Consecuentemente, la precarga estipulada en los catálogos para cada dimensión es óptima y no debería sobrepasarse.

**4.10.19 Pandeo del eje del husillo.** Las cargas en el eje del husillo deben revisarse cuando es sometido a cargas de compresión (tanto dinámicas como estáticas). La carga de compresión máxima permisible se calcula utilizando las

fórmulas de Física Mecánica. Entonces se multiplica por un factor de seguridad entre 3 y 5, dependiendo de la aplicación. Cuando el eje del husillo se compone de un diámetro simple, se utiliza para los cálculos el diámetro del fondo de la rosca. Cuando el husillo se compone de distintas secciones, con varios diámetros, los cálculos resultan más complejos.

**4.10.20 Materiales y tratamiento térmico.** Los ejes de husillos estándar están mecanizados con acero el cual es endurecido superficialmente por temple de inducción (acero AISI 4140 o 4340) para diámetros >20 mm y (acero AISI 1045) para diámetro <20 mm. Las tuercas estándar están mecanizadas en acero totalmente endurecido (acero AISI 52100). La dureza de las superficies de contacto es 56-60 HRc.

**4.10.21 Procedimiento de montaje recomendado.** Los husillos de bolas son componentes de precisión y deberían manipularse con cuidado para prevenir golpes. Si se almacenan fuera del embalaje original deben depositarse sobre soportes trapezoidales de madera o plástico y debe prevenirse el pandeo. Los conjuntos husillo/tuerca se envían envueltos en un tubo de plástico muy duro que los protege de materiales externos y de la posible polución. Deberían mantenerse en dicho embalaje hasta que vayan a ser utilizados.

**4.10.22 Diseño de los extremos de los ejes.** Generalmente, cuando los extremos del eje del husillo vienen especificados por el departamento de ingeniería del cliente, es su responsabilidad el revisar la dureza de dichos extremos. Sin embargo, los fabricantes ofrecen una variedad de mecanizados de los extremos estándar a escoger. Recomendamos su uso siempre que sea posible.<sup>13</sup>

---

<sup>13</sup> SNR LINEAR MOTION. (06 de 05 de 2012). Husillos de Bolas. *Husillo de Bolas SNR Presentación General de la Gama*. Tokio, Japon.86 p.

#### 4.11 DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR

Los sistemas informáticos hoy nos invaden, y cada día penetrando mas nuestro habitat, en mundo, en nuestro accionar diario, en nuestra manera de pensar y de ver el mundo; hace unos años esta tecnología se creía como un mito hoy en día nos sorprendemos cada vez más con los desarrollos que las compañías mundiales que desarrollan futuro y nos brindan placer bienestar, salud, y comodidad en nuestra vida. El progreso para la humanidad va en base al conocimiento científico y a la adaptabilidad a los conceptos mundiales de modelos industriales y sistematizados.

Hoy en día los ordenadores nos ayudan en muchas facetas de nuestra vida cotidiana. En el aula y en nuestras casas nos permiten redactar documentos, realizar cálculos, navegar por Internet, escuchar música, ver películas, etc., y todo esto de una manera rápida y sencilla. Pero la importancia del ordenador va más allá. Sin ellos no podríamos sacar dinero del banco, ni comprar en muchos establecimientos, ni siquiera llamar por teléfono a nuestros familiares ya que estas tareas son parte del trabajo de los ordenadores.

En lo que respecta al diseño no podía ser menos. El computador resulta imprescindible a la hora de diseñar los productos tecnológicos que luego serán fabricados. Gracias al ordenador podremos reducir costos y tiempo, realizar cambios en el diseño de forma fácil o elegir las combinaciones de colores que más nos gusten. En ingeniería también contamos con software de diseño que nos ayudan a plasmar ideas, comprobar las características específicas de un producto y lograr fabricar un producto directa o indirectamente desde un computador optimizando muchos factores que dan sentido a la evolución tecnológica, estas tecnologías se conocen como tecnologías CAD, CAM, CAE, CIM; esta tecnología denominada “fabricación integrada por ordenador” e incluso se habla de “gestión integrada por ordenador” como el último escalón de automatización hacia el que todas las empresas deben orientar sus esfuerzos.

4.11.1 **CAD (computer aided desing).** En español DAC (diseño asistido por computador) Es un sistema que permite el diseño de objetos por un software especificado, presentando múltiples ventajas como la interactividad y facilidad de crear nuevos diseños, la posibilidad de simular el comportamiento del modelo antes de la construcción del prototipo, modificando si es necesario sus parámetros, la generación de planos con todo tipo de vistas, detalles y secciones, y contribuye en gran parte a su fabricación automática.

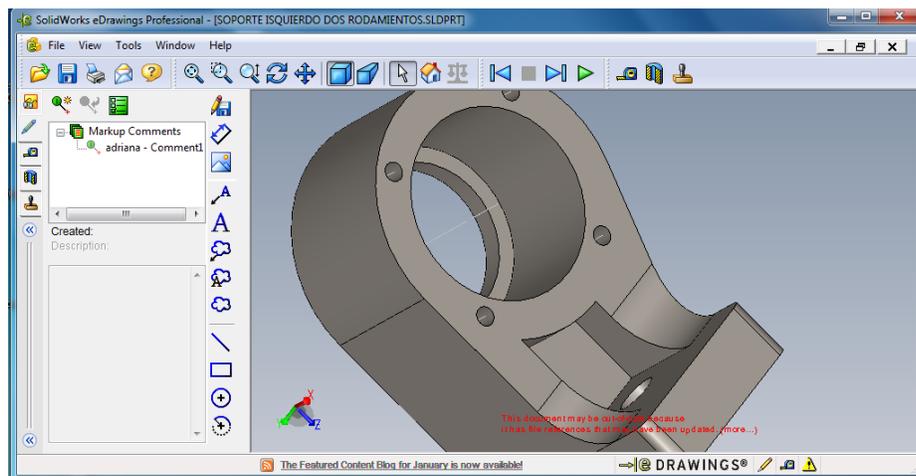
4.11.2 **CAM (computer aided manufacturing).** En español FAC (fabricación asistida por computadora) Hace referencia al uso de un extenso grupo de recursos informáticos que ayudan a los ingenieros, arquitectos y otros profesionales dedicados al diseño en sus actividades, los datos creados por el CAD, se mandan a la máquina para realizar el trabajo, con una intervención mínima del operador. Algunos ejemplos de CAM son: la realización de agujeros en circuitos automáticamente por un robot, la soldadura automática de componentes en una planta de ensamble, la fabricación de piezas para automotores etc. La manufactura asistida (CAM) comúnmente se refiere al uso de aplicaciones de software computacional de control numérico(CN) para crear instrucciones detalladas en código como lo es el código G, que conduce las máquinas herramientas para manufactura de partes controladas numéricamente por computador (CNC).

4.11.3 **CAE (computer Aided Engineering).** En español IAC (ingeniería asistida por computador) Se denomina así al conjunto de programas informáticos que analizan los diseños de ingeniería realizados del computador, para verificar sus características fisicoquímicas, propiedades y rentabilidad; su finalidad es optimizar el desarrollo, costos de fabricación y reducir al máximo las pruebas para la obtención del producto final, un ejemplo es el contorno y la medida de un soporte que estará expuestos a determinados esfuerzos logrando optimizar sus medidas material y aspecto.

## 4.12 SOLIDWORKS: SOLUCIONES DE DISEÑO DE PRODUCTOS

Solidworks es un software de diseño avanzado que lo constituye el CAD, herramientas de ingeniería y soporte a través de la red; La última versión de este programa va mas allá, es una solución de diseño e ingeniería completa, este en un software de diseño, simulación, gestión de datos de producto, sostenibilidad y documentación; funcionan en forma conjunta con las herramientas de una empresa de ingeniería , Un diseñador debe responder constantemente a la entrega de los diseños en plazos muy ajustados, con Solidworks 2012 puede plasmar sus ideas en la realidad dentarse en la innovación y en la ingeniería y no en la herramienta CAD, la optimización de sus funciones básicas garantizan un trabajo optimo y rápido y los clientes pueden ver la evolución del diseño, solo es guardar el archivo como “eDrawings” de Solidworks para crear modelos visibles para cualquier persona por email.<sup>14</sup>

Figura 13. Ejemplo de eDrawings de Solidworks 2012.



<sup>14</sup> SOLIDWORKS. (09 de 01 de 2013). *Solidworks Web*. Recuperado el 04 de 02 de 2013, de <http://www.solidworks.es/>

Un diseñador puede hacer la revisión y ajustarlo, las funciones en gestión de datos de Solidworks que permite que usuarios autorizados accedan a los diseños y garantizan que todos los miembros del equipo trabajen en la última versión, así se elimina costosos errores, desechos y formulaciones; podría trabajar en un centro de diseño en cualquier parte del mundo y relacionarse con fabricantes en todos los continentes, instalando “SolidWorks Enterprise PDM”, para crear copias en los servidores donde resulte necesario, facilita a los ingenieros la búsquedas en toda la organización de diseños aprobados de reaprovechamiento por eso ellos no tienen que dedicar un tiempo precioso diseñando piezas que la empresa ya cuenta, se puede mejorar el diseño.

Gracias las funciones de simulación de Solidworks podrá comprobar la resistencia o incluso si esta es superior a la necesaria y ajustarla según corresponda; si en el caso de que sean piezas que se manipulan y pueden causar daño en el operario se puede implantar “Solidworks Simulation Professional” que permite efectuar análisis alternativos para garantizar la inexistencia de problemas de deformaciones o sobrecalentamiento; se puede simular efectos reales como la caída libre de un objeto en el suelo de hormigón, “Solidworks Simulation Professional” automáticamente puede detectar problemas. Las herramientas de simulación reducen el tiempo de creación de prototipos físicos y garantizan la corrección de los diseños desde el principio, así las reclamaciones asociadas a las garantías se reducen en gran porcentaje.

Ahora el diseño es sólido pero puede mejorar, Solidworks incluye funciones de sostenibilidad para evaluar el impacto medio ambiental de los diseños, si se van a fabricar miles de unidades de una pieza se instala “SolidWorks Sustainability”, este calibra el impacto medioambiental del producto a lo largo de su ciclo de vida, abarcando aspectos como el consumo energético durante su uso, esta función asiste al diseñador en una creación de una maquinaria más ecológica con solo un par de clics de ratón.

Figura 14. Ejemplo de Solidworks Simulation Professional 2012.

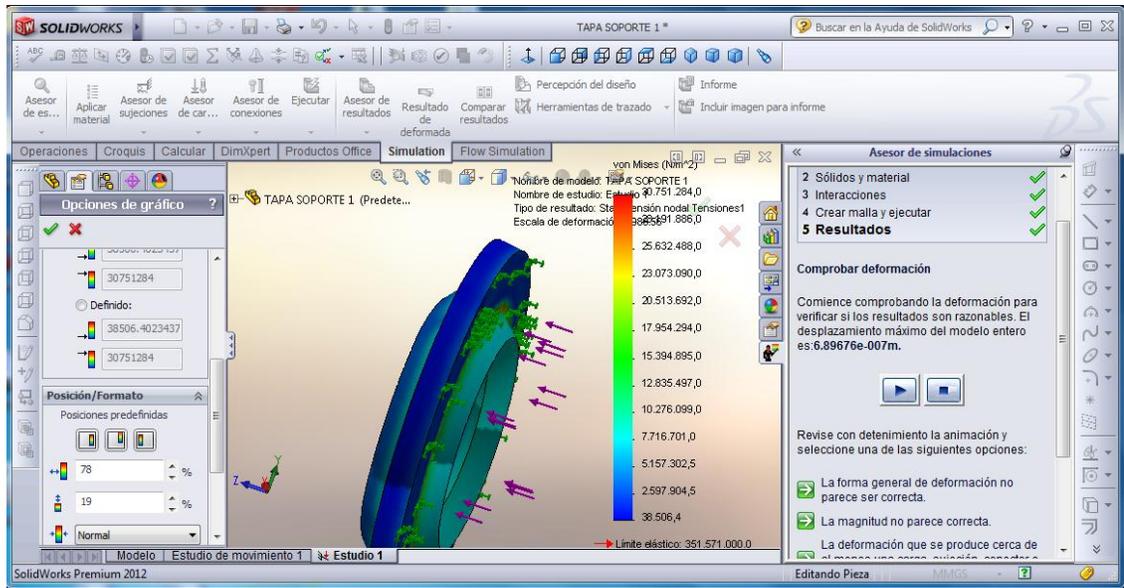
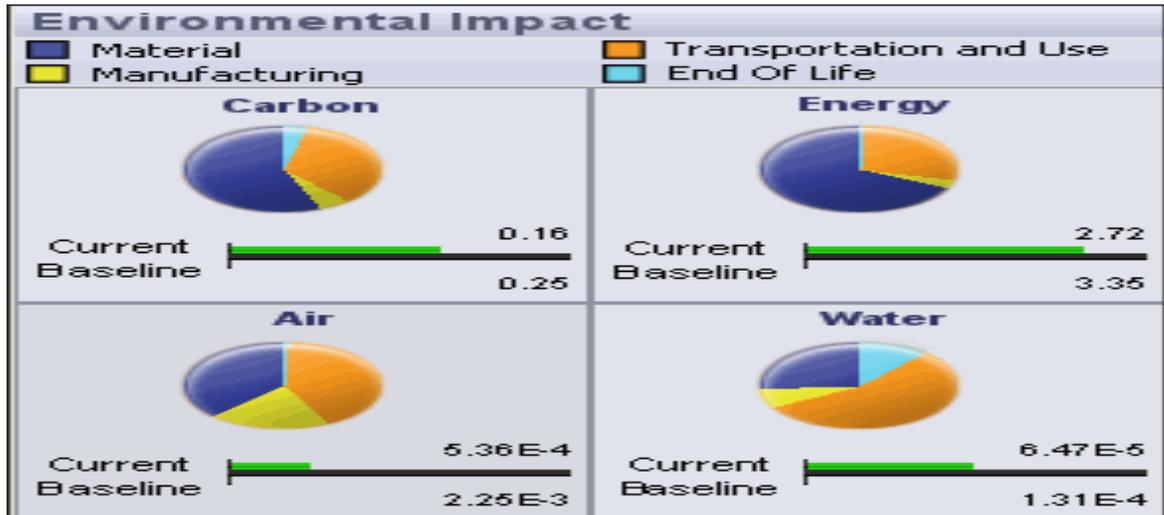
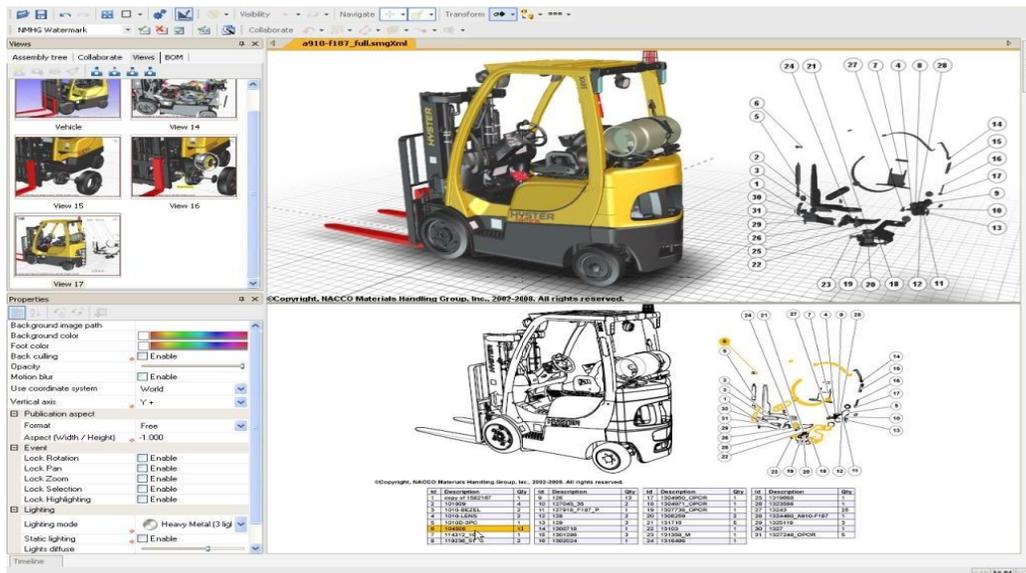


Figura 15. Ejemplo grafico de Solidworks Sustainability.



Un diseñador puede trabajar para extraer el material para los manuales de usuario los documentos de máquetin y el material de formación crea imágenes de los modelos tridimensionales se guardan en varios formatos para imprimirlos en alta resolución, también crea animaciones para la web, si se trabaja en conjunto en el grupo de ingenieros puede trabajar con prediseños con la total integración de “3DVIA composer de solidwork” permite que la documentación se actualice en forma automática.<sup>15</sup>

Figura 16. Ejemplo de 3DVIA composer de solidwork 2013.



Solidworks eDrawings, Enterprise PDM, Simulation Professional, Sustainability y 3DVIA composer; son mucho más que el CAD y guiaran a las empresas por el camino del éxito.

<sup>15</sup> AVSHMEIP, C. (06 de 08 de 2010). *Youtube.com*. Recuperado el 12 de 02 de 2012, de <http://www.youtube.com/watch?v=9gXRzThJDww>

#### 4.13 POTENCIA DE CORTE

El proceso por el cual se reconoce la demanda que hará de la capacidad de la máquina, esta se calcula solo para el proceso de corte ya que es donde se presentan mayores fuerzas. Teniendo en cuenta la potencia de corte se define como; la fuerza aplicada por distancia en la unidad de tiempo

$$P_c = \frac{P_r \times f \times V_c \times K_c}{60 \times 10^3 \times n}$$

Donde:  $P_c$ : potencia de corte;  $p_r$ : profundidad,  $f$ : avance,  $V_c$ : velocidad de corte,  $K_c$ : fuerza de corte específica, y  $n$ : rendimiento de la máquina en porcentaje.

Así mismo la velocidad de corte se obtiene mediante:

$$V_c = \pi \times d \times n$$

Donde:  $V_c$ : velocidad de corte  $d$ : diámetro de la pieza y  $n$  = revoluciones por minuto. En la acción de la pieza contra la herramienta se observan que hay unas fuerzas que actúan en el proceso de mecanizado, las fuerzas se identifican como;

Fuerza de reacción de corte:  $F_c$

Fuerza de reacción de avance:  $F_a$

Fuerza de penetración radial;  $F_p$

La relación entre las fuerzas se da por las siguientes relaciones:

$$F_a = F_c/5 \quad F_p = F_c/5$$

**4.13.1 Fuerza de corte.** Es la fuerza que se requiere para cortar viruta, la determinación de la fuerza de corte es muy importante para los constructores de las máquinas herramientas ya que con ella se pueden dotar de elementos necesarios que soporten deformaciones excesivas, también es importante para los

fabricantes de las herramientas de corte, el valor de la fuerza de corte se calcula por:

$$F_c = P_c \times A \times F_e \quad \text{Donde:}$$

$P_c$ : profundidad de corte en milímetros.

$A$ : avance en milímetros

$F_e$ : fuerza específica de arranque

Fuerza específica de arranque: es la fuerza para cortar una viruta de un milímetro cuadrado con una relación determinada entre su espesor y su longitud. Su valor es aproximado, se calcula por medio de tablas cuando su valor debe ser muy preciso o con una sencilla fórmula cuando se necesita su valor aproximado.

**4.13.2 Fórmula para el trabajo con tablas.**  $F_e = C_{fe} \times M$ , donde  $C_{fe}$  y  $M$  son valores que dependen del material cortado y de la geometría de la cuchilla especialmente del Angulo de desprendimiento estos valores se encuentran en tablas para facilitar su cálculo, los métodos estocásticos nos dan una pauta para trabajar esta constante de 3 a 5 veces la resistencia a la tensión de el material trabajado. <sup>16</sup>

---

<sup>16</sup> KRAR, S. F. (1981). *Tecnología de las Máquinas Herramientas*. Barcelona, España: Alfaomega Grupo Editorial. p 423-425.

## 5 DISEÑO METODOLÓGICO

El método es inductivo porque se obtiene datos e información de la situación actual de la máquina, se realiza las partes y se arma un conjunto diferente a partir de los análisis. Este método consta de 4 puntos generales: la observación, el estudio o el análisis, el desarrollo de las ideas, y las conclusiones.

### 5.1 PROCESO DESCRIPTIVO, EXPLICATIVO Y EXPERIMENTAL

El procedimiento tiene inicio en la recolección de información y en el estudio puntual de cada uno de los mecanismos que intervienen en la máquina, se realizarán los diseños respectivos para los mecanismos. Se elaboran los elementos que sean posibles, finalmente se instalará el conjunto y se pondrá en marcha.

### 5.2 DESCRIPCIÓN TÉCNICA DEL PROYECTO

Técnicamente el rediseño de los carros principales del torno implica una recolección de datos lo que permitirá plasmar explícitamente las geometrías de cada una de las partes a diseñar.

Los planos de la máquina actual y los planos de los nuevos sistemas de arrastre nos guiarán en el proceso de elaboración de piezas y acondicionamiento de las partes a transformar de la máquina actual.

Partiendo del sistema actual se acondicionará la bancada del torno para el montaje del sistema de arrastre, se ubicarán los soportes diseñados y los elementos de montaje de los tornillos de potencia en los dos carros del torno simulando los ejes x,y de movimiento.

Los mecanismos de arrastre deben ser montados con unos tornillos de potencia que permitan eficiencia, y exactitud en el movimiento.

### 5.3 TOMA DE TATOS REALES

La toma de tos tenemos la recopilación física de la información clave para luego efectuar el diseño, Partimos con las medidas lineales de cada uno de los componentes asociados a la máquina, de las partes y de la lista de materiales que en este momento están provistos en el laboratorio; se miden y se analizan cada parte, cada situación mecánica, en segundo lugar está la comparación con sistemas reales como lo es una máquina que esta también el mismo laboratorio, esta máquina es un torno CNC que permite se tomen muestras y pautas para un análisis. Como son datos técnico y aplicativos, plasmaremos imágenes explicativas a lo largo del proceso así el lector tendrá más fácil dominio del tema y explicaciones a los procesos de análisis y diseño se tomaran fotografías y se explicaran con detalle, la idea es hacerlo simple para que sea comprensible para todo el público, así que trataremos el lenguaje grafico este en gran nivel.

## 6 RESULTADOS

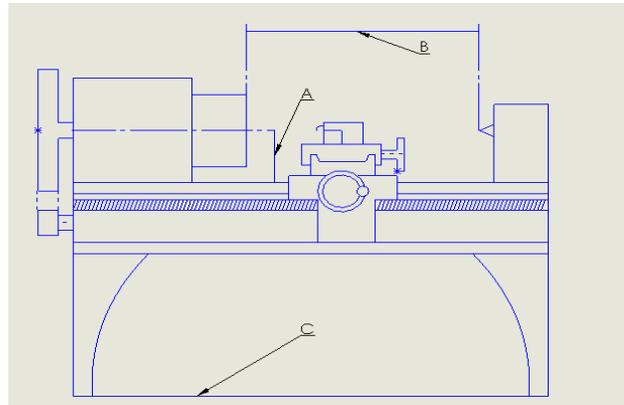
Teniendo en cuenta los datos, las propiedades físicas, las propiedades mecánicas, la sostenibilidad, los mecanismos de ensamblaje, y todos los aspectos mencionados anteriormente referentes al diseño; utilizando el software se ha elaborado los diseños que definimos en los objetivos, ilustraremos este proceso gráficamente, se explicaran las técnicas de montaje y diseño y se anexa planos de detalle dando cumplimiento a lo planteado y dejando un campo muy extenso de exploración para que los técnicos y todos los interesados lean, investiguen y amplíen sus conocimientos en cuanto a sistemas mecánicos automáticos.

### 6.1 DATOS TÉCNICOS DE EL TORNO ACTUAL

Figura 17. Torno ubicado en la institución universitaria pascual bravo.



Figura 18. Esquema y partes fundamentales del torno real en esquema lineal.



El torno actual en dimensiones es determinado por:

Distancia entre puntas: 830mm                      B en la figura: 18

Largo de bancada: 1150 mm                      C en la figura: 18

Radio de volteo: 115 mm                      A en la figura: 18

Área aproximada en metros cuadrados: 1,50

La potencia de la máquina la determina su motor marca General Electric estos son sus características principales

Potencia: 0,25 Hp O 187 Kwatts

Revoluciones: 1725 RPM

Voltaje: 110 V

Amperaje: 4,8 A

Temperatura: 40 grados centígrados

La copa del torno tiene un diámetro nominal de: 180mm

El torno trabaja en un diámetro máximo de trabajo estimado en: 80mm

La variación de tres velocidades permiten trabajar el torno a:

0,25 hp a 805 rpm

0,25 hp a 150 rpm

0,25 hp a 260 rpm

Las fuerzas aproximadas de corte en sentido y y x de de este torno se calcularon con las formulas y teoría de potencia de corte en el torneado.

## 6.2 POTENCIA Y FUERZA PRINCIPALES TORNO SOUTH BEND

Para tener una aproximación real a la potencia que consume nuestra máquina y a las fuerzas que actúan en los carros longitudinal y trasversal se a planteado trabajar con una probeta de 50 mm de Diámetro; de acero estirado en frio calidad AISI 1020, con una resistencia a la tención de 470 Mp (mega pascales).

Calculemos la velocidad de corte:  $V_c = \pi * d * n$ , el resultado lo dividimos sobre 1000 para obtenerlas unidades en: metros/minutos

$$V_c = \frac{3,1416 \times 50 \times 805}{1000} = 126,5 \text{ m/min}$$

Calculemos las fuerzas de corte aproximadas para estas condiciones, el resultado nos dará en newton:

$$F_c = P_c \times A \times F_e,$$

Profundidad de Corte teórica: de 3 mm

El avance es de 0,24 mm/revolución.

La fuerza especifica de corte la tomamos 5 veces la resistencia del acero a la tracción equivalente a  $5 \times 470 \text{ Mpa} = 2350 \text{ Mpa}$

$$F_c = 1 \text{ mm} \times 0,24 \text{ mm} \times 2350 \text{ MPA} = 564 \text{ Newton.}$$

$$F_a = F_c/5 \quad 564\text{N}/5 = 112 \text{ Newton}$$

$$F_p = F_c/3 \quad 564\text{N}/3 = 188 \text{ Newton}$$

Calculemos la potencia de corte para estas condiciones

$$P_c = \frac{P_r \times f \times V_c \times K_c}{60 \times 10^3 \times \eta}$$

Los datos son

$$P_r = 3\text{mm} \quad \text{profundidad de corte}$$

$$f = 0,24\text{mm/rev} \quad \text{avance}$$

$$V_c = 126,5 \text{ m/min} \quad \text{velocidad de corte}$$

$$K_c = 3100 \text{ Mpa} \quad \text{fuerza de corte especifica en mega pascales (tablas),}$$

$$\eta = 0,8 \quad \text{rendimiento de la máquina en porcentaje}$$

$$P_c = \frac{3 \times 0,24 \times 126,5 \times 3100\text{Mpa}}{60 \times 10^3 \times 0,8} = 5,82\text{Kwatts}$$

Estos resultados de las fuerzas necesarias para el corte y la potencia para el corte del torno nos dan una pauta importante para el análisis de diseño, la selección de los motores, y el estado general de la potencia de la máquina; se espera que mecanice el acero, y sea funcional en operaciones de torneado.

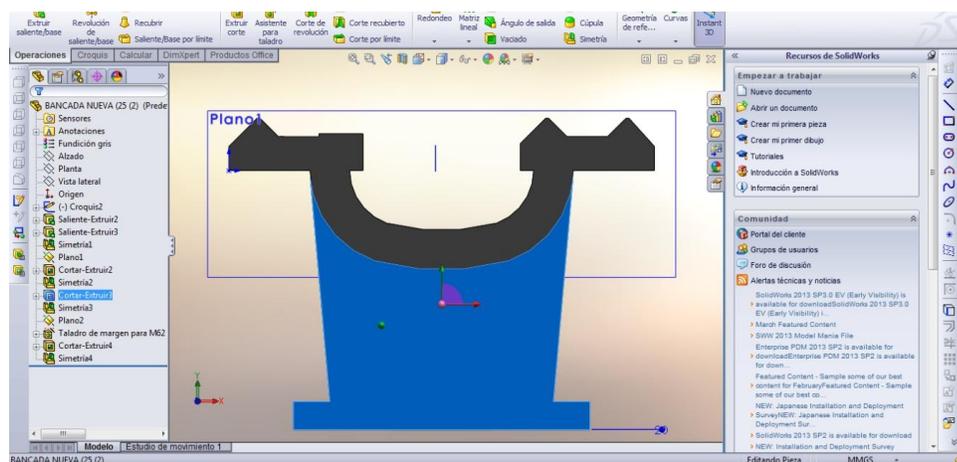
### 6.3 MEDIDAS DE LAS PARTES FUNDAMENTALES DEL TORNO

Se tomaron los datos fundamentales en el laboratorio. Lo principal son las medidas de los elementos actuales. Una parte fundamental es la bancada del torno ya que en esta, irán ensamblados los componentes para su rediseño; también es importante tomar los datos de la distancia entre centros de agujeros y todas aquellas medidas que se pueda cuantificar y tomar como base en el diseño de los componentes adicionales, esto se realizó con instrumentos de medición acordes a la mecánica.

Figura 19. Bancada torno South Bend.



Figura 20. Bancada plasmada en el software Solidworks 2012.



#### 6.4 MATERIALES ACTUALES DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS

Para realizar esta investigación el laboratorio de la Institución Universitaria Pascual Bravo cuenta con un material muy importante para esta transformación, son los husillos de bolas provistos por una marca internacional como es THK, estos están estandarizados según la norma DIN y se incluyen en la lista general de materiales estas partes son:

- Husillo principal de 16 mm de diámetro y una longitud de 910 mm
- Husillo miniatura con un diámetro de 12 mm y una longitud de 310 mm
- Tuerca miniatura diámetro de 12 mm y brida de 24 mm

Faltantes para en ensamble final: la tuerca del husillo longitudinal y los materiales adjuntos como tornillería, y bridas que se definen en los planos y en la lista de materiales.

#### 6.5 DESIGNACIÓN DE HUSILLOS

Para la designación de husillos seleccionamos de los catálogos de los fabricantes, que tipo de husillo se acomodan a nuestras condiciones; también analizamos y comparamos las características físicas y mecánicas de la variedad de opciones, todas estas condiciones responden a investigación de estas empresas y referencia de las normas internacionales como la norma DIN.

La Figura 21 es la geometría básica de un husillo de bolas, en el la tabla 1 encontramos la variedad en medidas de estos husillos, varían en diámetro y longitud, el rango de diámetro es desde 6 mm a 25mm, pero se conocen husillos de hasta 125 mm de diámetro nominal. El paso varia de 1 mm hasta 50 mm; es en esta tabla donde marcamos especialmente los husillos actuales son: husillo de diámetro 12 y paso 2 mm; y al husillo de diámetro 16mm y paso 4 mm; en la tabla

los podemos ubicar fácilmente; además existen datos adicionales como otras dimensiones en mm, el momento de inercia y la masa aproximada.<sup>17</sup>

Figura 21. Geometría básica de un husillo de bolas.

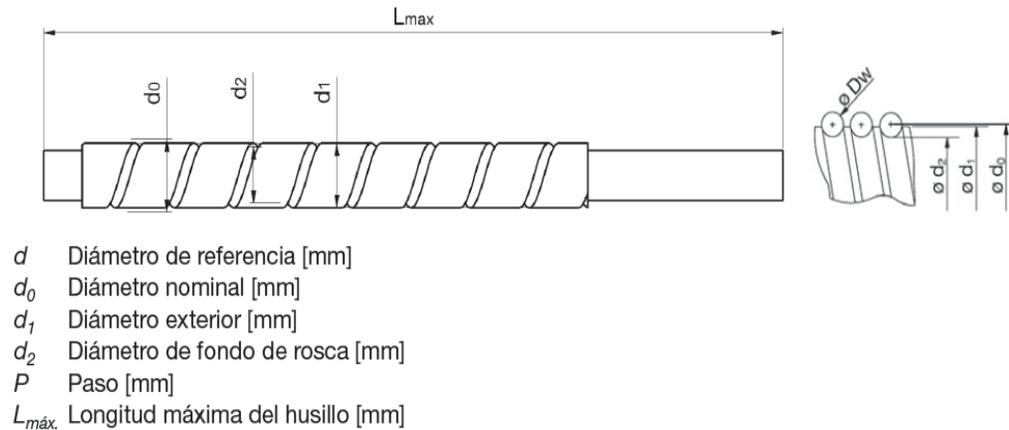


Tabla 1. Variedad de husillo en tamaño.

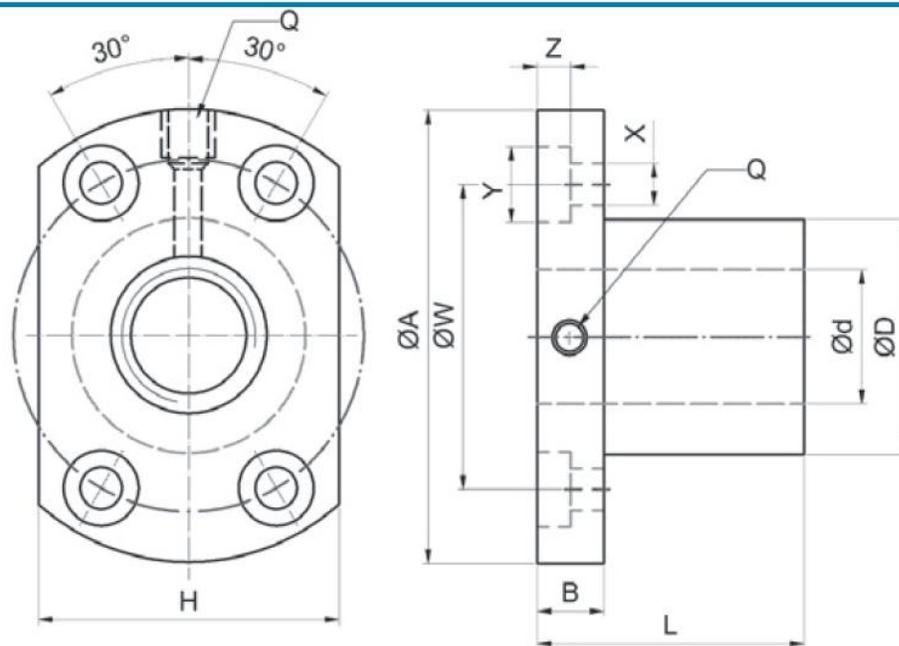
Referencias	Dimensiones [mm]						Momento de inercia kg · m <sup>2</sup> /m	Masa kg/m
	$d$	$d_0$	$P$	$d_1$	$d_2$	$L_{m\acute{a}x.}$		
BSH00601	6	6,27	1	6	5,47	900	0,83x10 <sup>-7</sup>	0,20
BSH00801	8	8,20	1	8	7,40	1200	2,67x10 <sup>-6</sup>	0,36
BSH00802	8	8,41	2	8	7,21	1000	2,71x10 <sup>-6</sup>	0,36
BSH00802.5	8	8,41	2,5	10	7,21	1000	2,80x10 <sup>-6</sup>	0,37
BSH01002	10	10,41	2	10	9,21	1200	5,11x10 <sup>-6</sup>	0,58
BSH01004	10	10,68	4	12	8,68	1200	6,53x10 <sup>-6</sup>	0,57
BSH01202	12	12,41	2	12	11,21	1200	1,07x10 <sup>-5</sup>	0,62
BSH01204	12	12,30	4	12	9,80	1000	1,51x10 <sup>-5</sup>	0,86
BSH01205	12	12,30	5	12	9,80	1200	7,64x10 <sup>-6</sup>	0,78
BSH01402	14	14,41	2	14	13,21	1200	2,01x10 <sup>-5</sup>	0,85
BSH01604	16	16,82	4	16	14,40	3000	4,35x10 <sup>-5</sup>	1,46
BSH01605	16	17,08	5	16	13,90	3000	4,45x10 <sup>-5</sup>	1,41
BSH01610	16	17,08	10	16	12,90	3000	4,36x10 <sup>-5</sup>	1,46
BSH01616	16	15,67	16	16	12,90	3000	3,34x10 <sup>-5</sup>	1,27
BSH02004	20	20,82	4	20	18,40	3000	1,09x10 <sup>-4</sup>	2,32
BSH02005	20	21,08	5	20	17,90	3000	1,12x10 <sup>-4</sup>	2,35
BSH02010	20	21,08	10	20	17,90	3000	1,18x10 <sup>-4</sup>	2,41
BSH02020	20	20,76	20	20	17,60	3000	1,00x10 <sup>-4</sup>	2,21
BSH02504	25	25,82	4	25	23,40	6000	2,73x10 <sup>-4</sup>	3,65
BSH02505	25	26,08	5	25	22,90	5800	2,62x10 <sup>-4</sup>	3,59

<sup>17</sup> SNR LINEAR MOTION. (06 de 05 de 2012). Husillos de Bolas. *Husillo de Bolas SNR Presentación General de la Gama*. Tokio, Japon. p. 4.

## 6.6 GAMA ESTÁNDAR DE TUERCA PARA HUSILLOS DE BOLAS 12 mm

Las especificaciones técnicas de las tuercas para los husillos de bolas viene dadas también por la norma DIN 60051<sup>18</sup>, encontramos en Figura 22 y en la tabla 2 las especificaciones para tuercas miniatura, o sea de diámetros de husillos de 6 mm a 14 mm, encontramos las medidas estándar y las capacidades de carga; el paso, el diámetro de la rodadura; en nuestro ejemplo nos referimos a la tuerca de diámetro de 12 mm y paso 2, esta selección es para el carro superior de el torno South Bend, y es la que está en el laboratorio.

Figura 22. Vista de dibujo de una tuerca para husillos de gama pequeña.



<sup>18</sup> Ibid., p. 6.

Tabla 2. Dimensiones en milímetros de tuerca pequeña para husillos de bolas.

Tipo	Rosca	Dimensiones [mm]													Número*	Capacidades carga [kN]		Rigidez K, [N/μm]
		d	p	ø bola	D <sub>g6</sub>	A	B	L	W	H ±0,10	X	Y	Z	Q		din. C <sub>a</sub>	estát. C <sub>a0</sub>	
00601	R	6	1	0,80	12	24	3,5	15	18	16	3,4	-	-	-	3	1,09	2,19	88
00801	R	8	1	0,80	14	27	4	16	21	18	3,4	-	-	-	4	1,58	3,95	137
00802	R		2	1,20	14	27	4	16	21	18	3,4	-	-	-	3	2,17	4,49	127
0082.5	R		2,5	1,20	16	29	4	26	23	20	3,4	-	-	-	3	2,17	4,49	127
01002	R	10	2	1,20	18	35	5	28	27	22	4,5	-	-	-	3	2,38	5,58	147
01004	R		4	2,00	26	46	10	34	36	28	4,5	8	4,5	M6	3	4,59	8,88	167
01202	R	12	2	1,20	20	37	5	28	29	24	4,5	-	-	-	4	3,28	8,88	216
01402	R	14	2	1,20	21	40	6	23	31	26	5,5	-	-	-	4	3,48	10,3	235

## 6.7 GAMA ESTÁNDAR DE TUERCA PARA HUSILLOS DE BOLAS 16 mm

Para el husillo de diámetro 16 mm se selecciona de la tabla 2<sup>19</sup> la tuerca correspondiente a esta medida, con un paso de 4 mm, se obtiene también los datos de las cargas estática y dinámica correspondientes a esta selección, hay que tener en cuenta que estos datos de cargas son elaborados en condiciones óptimas de trabajo y que debemos de manejar un factor de seguridad para evitar sobrecostos, en nuestro ejemplo las capacidades de carga son óptimas, estamos manejando aproximadamente un factor de seguridad superior a 10 veces la carga real de mecanizado.

---

<sup>19</sup> Ibid., p. 7.

Figura 23. Tuerca para husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.

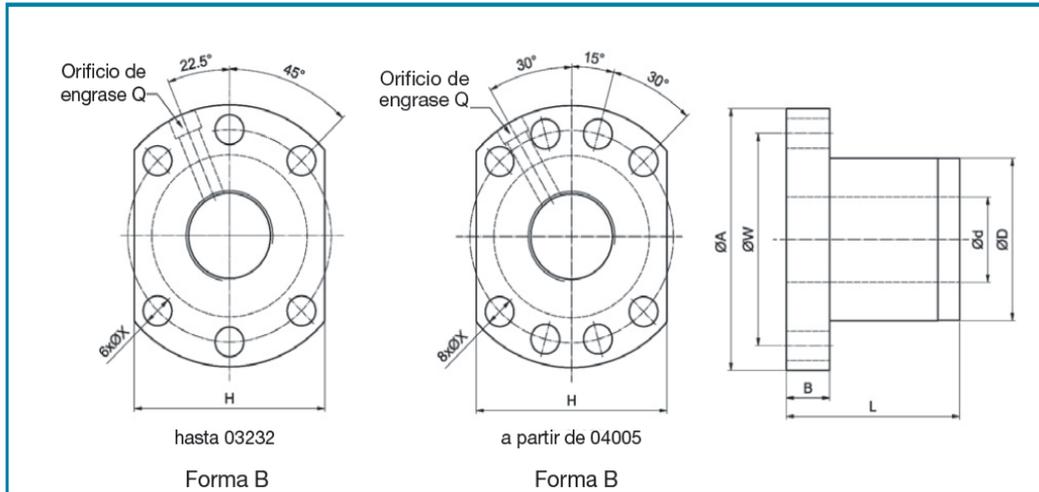


Tabla 3. Dimensiones en milímetros de tuerca 16mm a 80 mm de diámetro.

Tipo	Rosca	Dimensiones [mm]											Número*	Capacidades carga [kN]		Rigidez K [N/µm]	
		d	p	Ø bola	D g6	A	B	L	W	H	X	Q		din. C <sub>a</sub>	estát. C <sub>a0</sub>		
01604-4	R	16	4	2,381	28	48	10	40	38	40	±0,15	5,5	M6	4	9,54	23,59	314
<b>01605-4</b>	R/L		5	3,175	28	48	10	50	38	40	±0,15	5,5	M6	4	13,53	29,93	314
<b>01610-3</b>	R		10	3,175	28	48	10	57	38	40	±0,15	5,5	M6	3	10,82	23,55	255
02004-4	R	20	4	2,381	36	58	10	42	47	44	±0,15	6,6	M6	4	10,45	29,29	372
<b>02005-4</b>	R/L		5	3,175	36	58	10	51	47	44	±0,15	6,6	M6	4	15,21	38,00	382
02504-4	R	25	4	2,381	40	62	10	42	51	48	±0,15	6,6	M6	4	11,58	37,22	421
<b>02505-4</b>	R/L		5	3,175	40	62	10	51	51	48	±0,15	6,6	M6	4	16,91	48,09	441
<b>02510-4</b>	R		10	4,762	40	62	12	85	51	48	±0,15	6,6	M6	4	28,96	71,54	490
03204-4	R	32	4	2,381	50	80	12	44	65	62	±0,15	9,0	M6	4	12,71	47,44	500
<b>03205-4</b>	R/L		5	3,175	50	80	12	52	65	62	±0,15	9,0	M6	4	18,85	62,21	529
<b>03210-4</b>	R/L		10	6,350	50	80	12	90	65	62	±0,15	9,0	M6	4	47,12	119,72	598
<b>04005-4</b>	R/L	40	5	3,175	63	93	14	55	78	70	±0,15	9,0	M8	4	20,69	78,34	617
<b>04010-4</b>	R/L		10	6,350	63	93	14	93	78	70	±0,15	9,0	M8	4	52,95	152,00	715
<b>05010-4</b>	R/L	50	10	6,350	75	110	16	93	93	85	±0,15	11,0	M8	4	58,88	192,35	833
<b>06310-4</b>	R	63	10	6,350	90	125	18	98	108	95	±0,15	11,0	M8	4	65,89	248,68	970
<b>06320-4</b>	R		20	9,525	95	135	20	149	115	100	±0,15	13,5	M8	4	112,23	359,44	1098
<b>08010-4</b>	R	80	10	6,350	105	145	20	98	125	110	±0,15	13,5	M8	4	72,04	313,36	1068
<b>08020-4</b>	R		20	9,525	125	165	25	154	145	130	±0,20	13,5	M8	4	126,61	468,24	1352

Figura 24. Sistemas husillo tuerca ensamblado.



## 6.8 SOPORTES DE LOS EXTREMOS 16 MILÍMETROS DE DIÁMETRO

Para los extremos de los husillo de bolas se utilizan varios métodos de sujeción siempre van sobre rodamientos en los dos extremos, la condición es el alineamiento entre los dos soportes, que el soporte preste este servicio de sujeción de extremos, los fabricantes tiene modelos estándares de soportes. Hay soportes en donde el husillo es fijo y en otros que el husillo es simplemente apoyado; a continuación en la Figura 25 y en la tabla 6 se indican las características soportes estándares; esto es útil para la fabricación de los soportes y seguir a cabalidad la norma DIN 69051. Se observa en la Figura 25 el tipo de rodamiento de contacto angular y la designación para cada diámetro de husillo.

Figura 25. Sistema de husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.

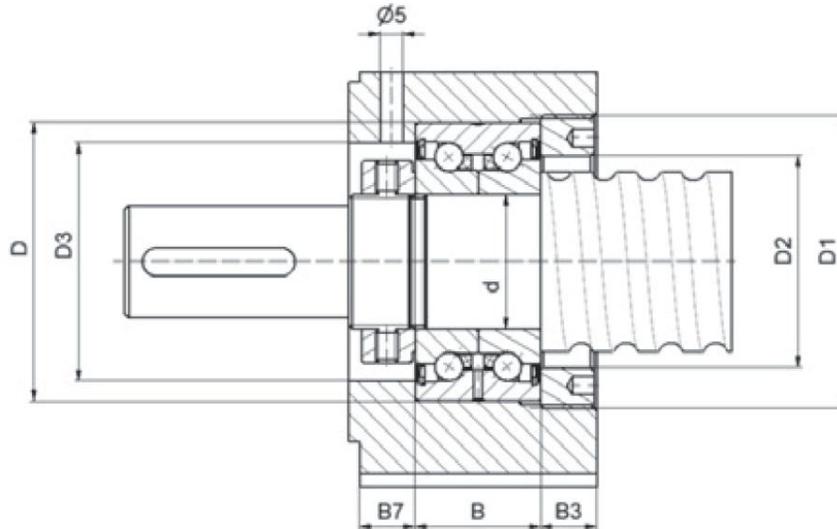


Tabla 4. Características soportes estándares, con referencia en Figura 24.

Cuerpo del soporte	Diámetro nominal del husillo	Paso	Ød	D	B	Rodamiento	C [N]	C0 [N]	Tuerca almenada	Ma [Nm]	MG [Nm]	H1	H2 ±0,02	H3	H4	H5
PBUF10	16	4 / 5	10	34	20	BSLN 1034 -2RS	13100	15700	PRS 10x1	6	2	58	32	22	4	15
PBUF12	16	10/ 16	12	42	25	BSLN 1242 -2RS	18300	21300	PRS 12x1	8	2	64	34	22	5	15
	20	4 / 5														
PBUF15	20	10 / 20	15	45	25	BSLN 1545 -2RS	19600	24700	PRS 15x1	10	3	64	34	22	2	15
PBUF17	25	5/ 10/ 25	17	47	25	BSLN 1747 -2RS	20800	27800	PRS 17x1	15	3	72	39	27	5	18
PBUF20	32	10	20	52	28	BSLN 2052 -2RS	24500	34000	PRS 20x1	18	5	77	42	27	2	18
PBUF25	32	4 / 5 / 20/ 32	25	57	28	BSLN 2557 -2RS	27000	41900	PRS 25x1	25	5	77	42	27	3	18
PBUF30	40	5 / 10 / 40	30	62	28	BSLN 3062 -2RS	29300	49750	PRS 30x1,5	32	5	90	50	32	2	21
PBUF35	50	10 / 20	35	72	34	BSLN 3572 -2RS	37900	64200	PRS 35x1,5	40	5	105	58	38	5	22
PBUF40	50	50	40	90	46	BSLN 4090 -2RS	99767	124600	PRS 40x1,5	55	5	138	73	50	11	22
PBUF50	63	10/ 20	50	110	54	BSLN 50110 -2RS	105600	179700	PRS 50x1,5	85	5	165	93	50	8	36
	80	10/ 20														

## 6.9 SOPORTE DE EXTREMOS DE APOYO PARA 16 MILÍMETROS.

El conjunto soporte fijo está formado por los siguientes elementos: Cuerpo soporte de acero con tope a ambos lados, adaptación para motor directo y opción de engrase. Rodamiento de contacto angular de dos hileras de bolas con un ángulo de contacto de 58°. Tuerca almenada y sistema de bloqueo radial, la tabla que sigue se refiere a extremos apoyados para diámetro de 16mm a 80 mm.<sup>20</sup>

Figura 26. Ejemplo de soporte de apoyo para husillos de bolas.

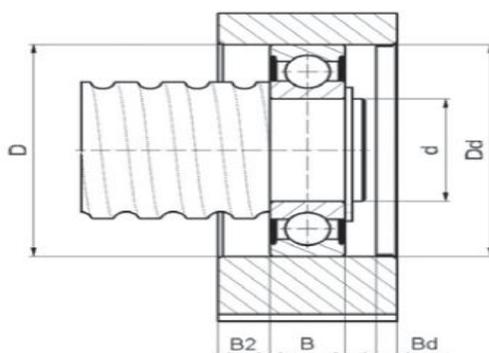


Tabla 5. Características soportes estándares, con referencia en Figura 25.

Cuerpo del soporte	Diámetro nominal del husillo	Paso	Rodamiento	Ød	ØD	B	C [N]	C0 [N]	Segmento de retención DIN471	H1	H2 ±0,02
PBUL10	16	4 / 5	6200 -2RS	10	30	9	6000	2650	10x1	58	32
PBUL12	16	10/ 16	6201 -2RS	12	32	10	6800	3050	12x1	64	34
	20	4 / 5									
PBUL15	20	10 / 20	6202 -2RS	15	35	11	7700	3750	15x1	64	34
PBUL17	25	5/ 10/ 25	6203 -2RS	17	40	12	9500	4750	17x1	72	39
PBUL20	32	10	6204 -2RS	20	47	14	12800	6600	20x1,2	77	42
PBUL25	32	4 / 5 / 20/ 32	6205 -2RS	25	52	15	14000	7900	25x1,2	77	42
PBUL30	40	5 / 10 / 40	6206 -2RS	30	62	16	19500	11300	30x1,5	90	50

<sup>20</sup> Ibid., p. 17.

## 6.10 SOPORTES DE FIJACIÓN PARA HUSILLOS DE VARIOS PASOS

Se observa en la Figura 27 y tabla 6 los diámetros correspondientes a los alojamientos de los rodamientos, por ejemplo para el husillo de 16 mm de diámetro, corresponde  $d_1=10\text{mm}$  de diámetro para este caso. También detallamos la normatividad de algunos soportes estándar.

Figura 27. Soporte estándar de 16 mm a 50 mm de diámetro del husillo.

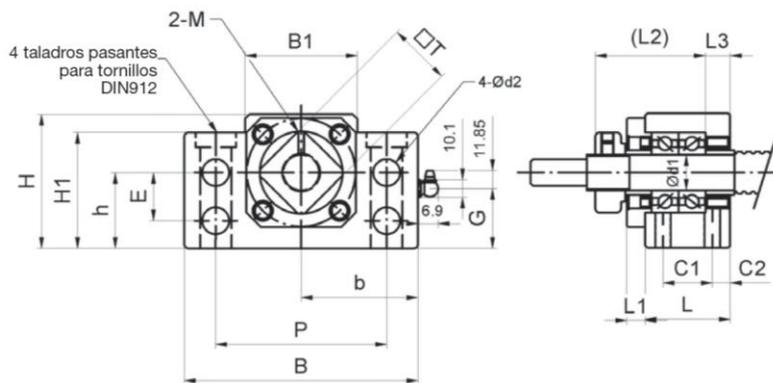


Tabla 6. Características soportes estándares, con referencia en Figura 26.

Cuerpo del soporte	Ø nominal del husillo	Paso	d1	L	L1	L2	L3	B	H	b <sub>±0,02</sub>	h <sub>±0,02</sub>	B1	H1	E	P	C1	C2	d2	MX	M	T	G
BK10	16	4 / 5	10	25	5	29	5	60	39	30	22	34	32,5	15	46	13	6	5,5	6	M3	16	15
	14	2																				
BK12	16	10/ 16	12	25	5	29	5	60	43	30	25	34	32,5	18	46	13	6	5,5	6	M4	19	18
	20	4 / 5																				
BK15	20	10 / 20	15	27	6	32	6	70	48	35	28	40	38	18	54	15	6	5,5	6	M4	22	18
BK17	25	5/ 10/ 25	17	35	9	44	7	86	64	43	39	50	55	28	68	19	8	6,6	8	M4	24	30
BK20	32	10	20	35	8	43	8	88	60	44	34	52	50	22	70	19	8	6,6	8	M4	30	24
BK25	32	4 / 5 / 20/ 32	25	42	12	54	9	106	80	53	48	64	70	33	85	22	10	9	10	M5	35	37
BK30	40	5 / 10 / 40	30	45	14	61	9	128	89	64	51	76	78	33	102	23	11	11	10	M6	40	37
BK35	50	10 / 20	35	50	14	67	12	140	96	70	52	88	79	35	114	26	12	11	12	M8	50	37
BK40	50	50	40	61	18	76	15	160	110	80	60	100	90	37	130	33	14	14	16	M8	50	43

## 6.11 SOPORTES DE LOS EXTREMOS 12 MILÍMETROS DE DIÁMETRO

En la Figura 28 y tabla 7<sup>21</sup> se observa la normalización de soportes y alojamientos para husillos pequeños, nos basamos en el diámetro nominal de husillo de 12 mm de paso 2 mm y se detalla el diámetro ( $d_1$ ) de alojamiento equivale a 8mm; en estas características se mecanizaran el husillo miniatura para el carro superior del torno South Bend.

Figura 28. Soportes para husillos de gama 16mm a 80 mm de diámetro.

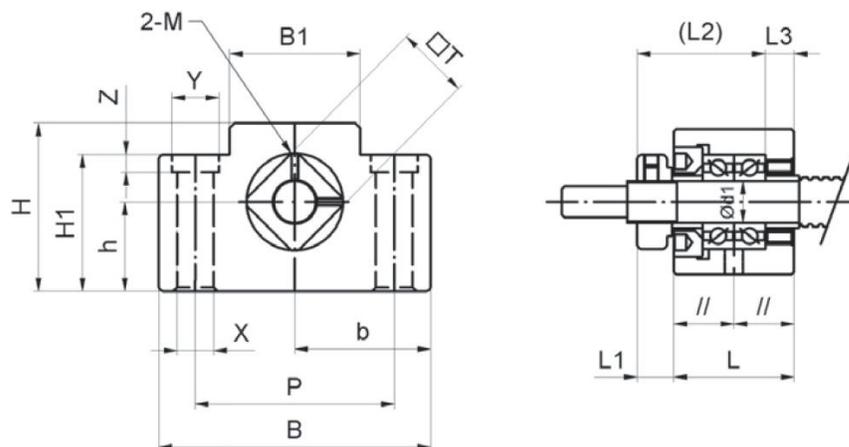


Tabla 7. Características para soportes de 6 mm a 12 mm de diámetro.

Cuerpo del soporte	Ø nominal del husillo	Paso	$d_1$	L	L1	L2	L3	B	H	$b_{\pm 0,02}$	$h_{\pm 0,02}$	B1	H1	P	X	Y	Z	M	T	Peso [kg]
EK05	6	1	5	16,5	5,5	18,5	3,5	36	21	18	11	20	8	28	4,5	-	-	M3	11	0,12
EK06	8	1/ 2/ 2,5	6	20	5,5	22	3,5	42	25	21	13	18	20	30	5,5	9,5	11	M3	12	0,18
EK08	10	2/ 4	8	23	7	26	4	52	32	26	17	25	26	38	6,6	11	12	M3	14	0,27
	12	2/ 4/ 5																		

<sup>21</sup> Ibid., p. 22.

## 6.12 DATOS DE RODAMIENTOS Y ROSCAS Y AJUSTES

La tabla 8, 9 y 10 brindan la información de los diámetros de entalle de los husillo, la selección de rodamientos y las roscas para fijar el husillo en los extremos; podemos observar que para el diámetro de 16 mm se utiliza una rosca métrica de 10 mm de diámetro base y 1 mm de paso y para el husillo de 12 mm se utiliza un diámetro de entalle de 8 mm y una rosca de 8 mm de diámetro nominal y 1 mm de paso, por lo general los rodamientos son de contacto angular si el soporte es fijo y de contacto radial si el soporte es de simple apoyo.

Tabla 8. Selección de rodamientos y roscas para fijar el husillo en los extremos.

Cuerpo del soporte	Ø nominal del husillo	Paso	d1	L	B	H	b ±0,02	h ±0,02	B1	H1	E	P	d2	Mx	Rodamiento	Segmento de retención DIN471	Peso [kg]
EF06	8	1 / 2 / 2,5	6	12	42	25	21	13	18	20	-	30	-	5	606ZZ	6x0,7	0,1
EF08	10	2 / 4	6	14	52	32	26	17	25	26	-	38	-	6	606ZZ	6x0,7	0,16
	12	2 / 4 / 5															
BF10	16	4 / 5	8	20	60	39	30	22	34	32,5	15	46	5,5	6	608ZZ	8x0,8	0,3
	14	2															
BF12	16	10/ 16	10	20	60	43	30	25	34	32,5	18	46	5,5	6	6000ZZ	10x1	0,35
	20	4 / 5															
BF15	20	10 / 20	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5,5	6	6002ZZ	15x1	0,4
BF17	25	5/ 10/ 25	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6,6	8	6203ZZ	17x1	0,75
BF20	32	10	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6,6	8	6004ZZ	20x1,2	0,77
BF25	32	4 / 5 / 20/ 32	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	10	6205ZZ	25x1,2	1,45
BF30	40	5/10 / 40	30	32	128	89	64	51	76	78	33	102	11	12	6206ZZ	30x1,5	1,95
BF35	50	10 / 20	35	32	140	96	70	52	88	79	35	114	11	12	6207ZZ	35x1,5	2,25
BF40	50	20 / 50	40	37	160	110	80	60	100	90	37	130	14	16	6208ZZ	40x1,75	3,3

Tabla 9. Características y medidas estándar para extremos de husillos de bolas.

Modelo	Diámetro nominal del husillo	Paso	ØA j6	ØB h7	E	F	M	S	Tipo F2 (con chaveta)			Soporte aconsejado
									G	T	P	
5	6	1	5	4	31	6	M5x0,5	7	-	-	-	EK5
6	8	1/2/2,5	6	4	38	8	M6x0,75	8	-	-	-	EK6
8	10	2/4	8	6	44	9	M8x1	10	-	-	-	EK8
	12	2/4/5										
10	14	2	10	8	54	15	M10x1	16	2	1,2	11	BK10
	16	4/5										
12	16	10/16	12	10	54	15	M12x1	14	3	1,8	12	BK12
	20	4/5										
15	20	10/20	15	12	60	20	M15x1	15	4	2,5	16	BK15
17	25	5/10/25	17	15	76	23	M17x1	20	5	3	20	BK17
20	32	10	20	17	78	25	M20x1	15	5	3	21	BK20
25	32	4/5/20/32	25	20	95	30	M25x1,5	18	6	3,5	25	BK25
30	40	5/10/40	30	25	110	38	M30x1,5	25	8	4	32	BK30
35	50	10/20	35	30	128	45	M35x1,5	28	8	4	40	BK35
40	50	20/50	40	35	148	50	M40x1,5	35	10	5	45	BK40

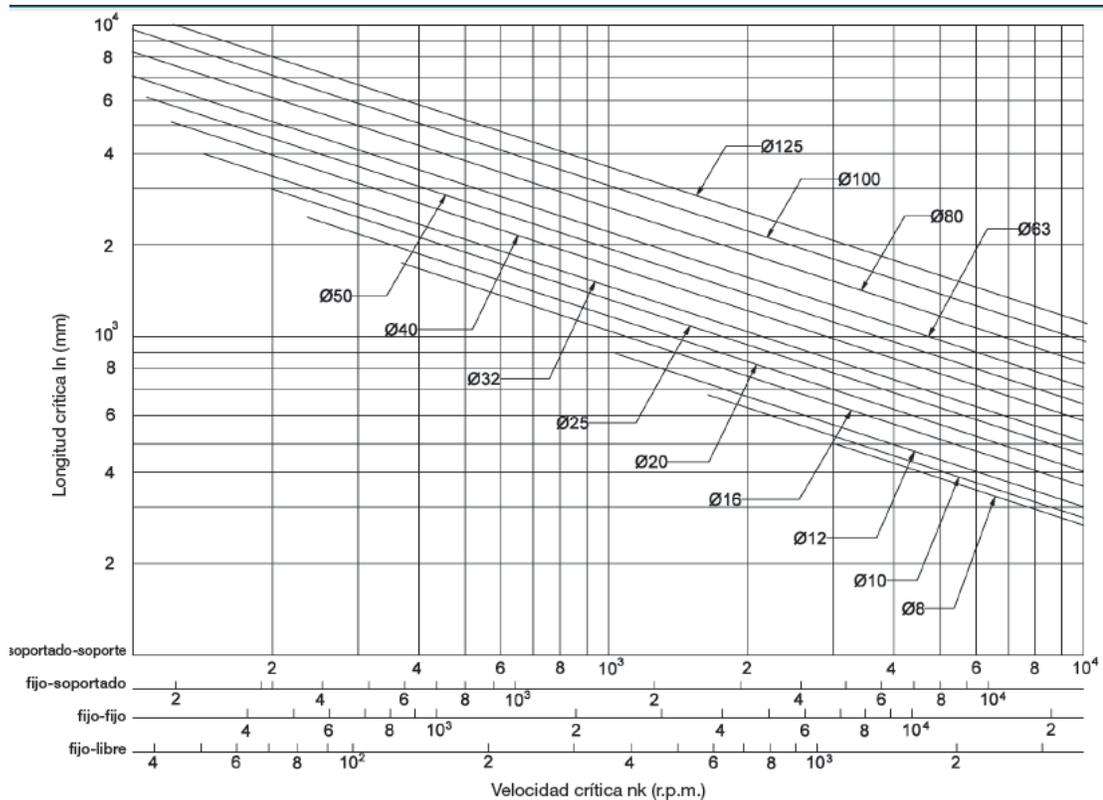
Tabla 10. Medidas estándar para extremos de husillos de bolas.

Modelo	Diámetro nominal del husillo	Paso	ØA h6	ØB h7	H	E	S	F	Tipo F4 (con chaveta)			Soporte aconsejado
									G	P	T	
10	16	4/5	10	8	M10x1	50	12	20	-	-	-	PBUF10
12	16	10/16	12	10	M12x1	60	12	25	3	20	1,8	PBUF12
	20	4/5										
15	20	10/20	15	12	M15x1	42	17	25	4	20	2,5	PBUF15
17	25	5/10/25	17	15	M17x1	47	19	28	5	22	3	PBUF17
20	32	10	20	15	M20x1	49	19	30	6	25	3,5	PBUF20
25	32	4/5/20/32	25	22	M25x1,5	51	21	30	6	25	3,5	PBUF25
30	40	5/10/40	30	25	M30x1,5	61	23	38	8	32	4	PBUF30
35	50	10/20	35	30	M35x1,5	110	28	50	8	36	4	PBUF35
40	50	20/50	40	36	M40x1,5	132	28	60	10	40	5	PBUF40
50	63	10/20	50	40	M50x1,5	154	32	70	12	50	5	PBUF50
	80	10/20										

### 6.13 VELOCIDAD CRÍTICA DE LOS HUSILLOS DE BOLAS

Al igual que todo eje en rotación los husillos de bolas deben girar por debajo de la velocidad crítica, la velocidad crítica depende del diámetro del husillo, de la configuración de el montaje, y de su longitud, se recomienda que la velocidad real no supere el 80% de la velocidad crítica de tablas. Basándose en la información de la Figura 29<sup>22</sup>, Para este caso los soportes son tipo fijo – fijo con diámetro nominal de 16 mm y de 12 mm, y longitud de 1000 mm y 300 mm respectivamente tenemos una velocidad crítica aproximada de 3000 rpm para el husillo de 16 mm y 8000 rpm para el husillo de 12 mm.

Figura 29. Velocidad crítica de los husillos de bolas en rpm.

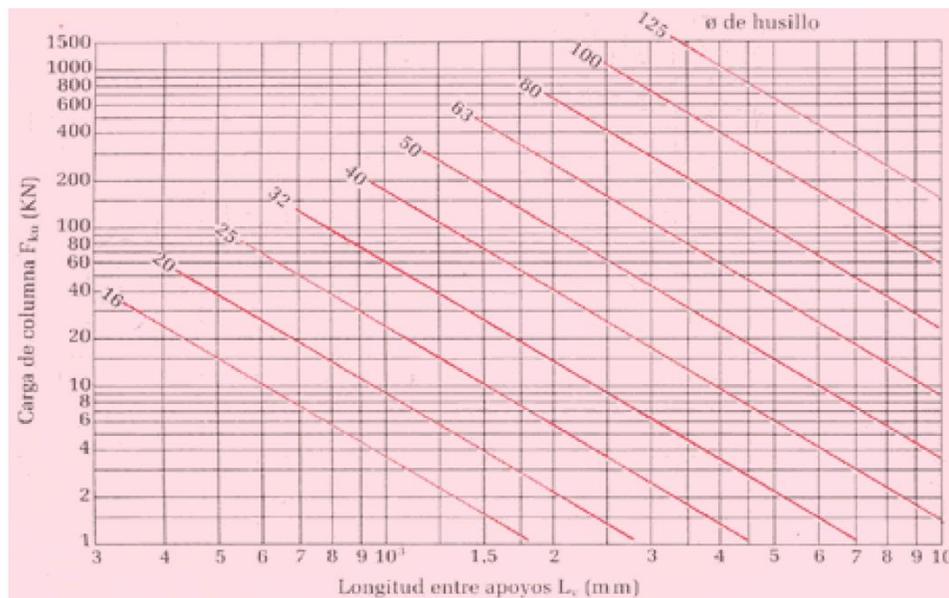


<sup>22</sup> KORTA GROUP. (2012). *Catálogo Dimencional Husillos de Bolas*. Zumaia, España.p.60.

## 6.14 ESFUERZO DE PANDEO DE USILLOS DE BOLAS

Al igual que cualquier eje, los husillos de bolas tan solo pueden soportar un esfuerzo de pandeo limitado, cualquier solicitud superior a los valores máximos definidos pueden llevar a la ruptura del husillo, la compresión axial admisible depende de la longitud, el diámetro y de el tipo de montaje del husillo la compresión axial máxima deberá ser del 50% de el limite teórico admisible. Ubicamos entonces en la figura 30<sup>23</sup> los dos casos de los husillos; el husillo de 16 mm de diámetro, 1000 mm de longitud y de extremos fijos corresponde una carga de 4000 newton aproximada y el husillo de 300 mm de longitud, 12 de diámetro y de apoyo fijo da un valor aproximado de carga también a 4000 newton.

Figura 30. Grafica de esfuerzo de pandeo de usillos de bolas.

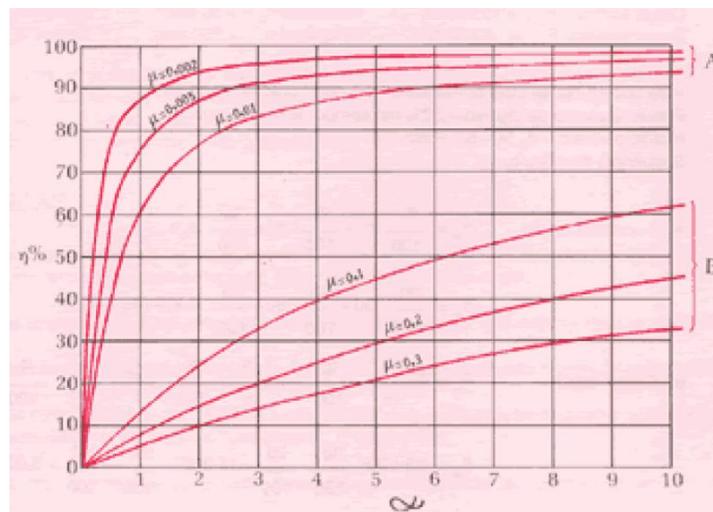


<sup>23</sup> NIASA. (3 de 08 de 2013). Husillos a Bolas. Barcelona, España.p.55.

## 6.15 EFICIENCIA DE LOS HUSILLOS DE BOLAS

En los husillos a bolas el coeficiente de rozamiento es muy bajo debido a la rodadura existente entre los elementos. Por este motivo se obtiene un rendimiento mecánico muy alto, bastante cercano al 100%. Las fuerzas transmitidas se distribuyen entre un gran número de rodamientos de bolas, lo cual, comparativamente, produce una carga relativa baja por bola. En la figura 31<sup>24</sup>, se indica la diferencia de rendimiento entre el husillo a bolas y el convencional trapecial.

Figura 31. Comparación de la eficiencia de husillos de bolas y rosca Acme.



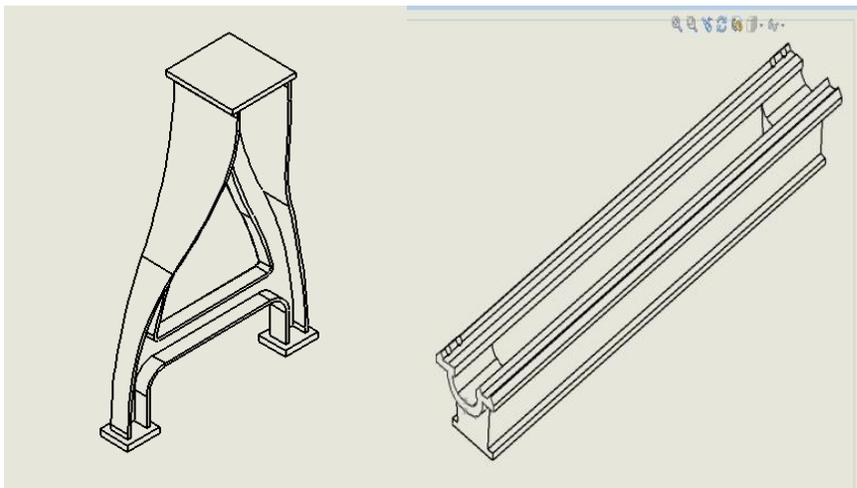
A = Husillo a bolas  
B = Rosca trapecial  
 $\eta$  = Rendimiento  
 $\alpha$  = Ángulo de hélice  
 $\mu$  = Coeficiente de fricción

<sup>24</sup> Ibid., p. 22.

## 6.16 PROCESO DE DISEÑO

Para el proceso de diseño se utilizó el software Solidworks versión 2012, se toman los datos de las medidas y se arman los modelos de cada pieza, se les asigna el material, la textura, y posteriormente se sacan planos y se procede a la fabricación en talleres y centros de mecanizado, que tengan compatibilidad con cualquier software de diseño, este proceso se explicará de manera gráfica, partiremos de dos piezas fundamentales hechas a medida las que forman la estructura del torno y ensamblaremos todas las partes correspondientes al rediseño de los carros longitudinal y transversal del torno South Bend.

Figura 32. Esquema inicial de la estructura del torno South Bend.

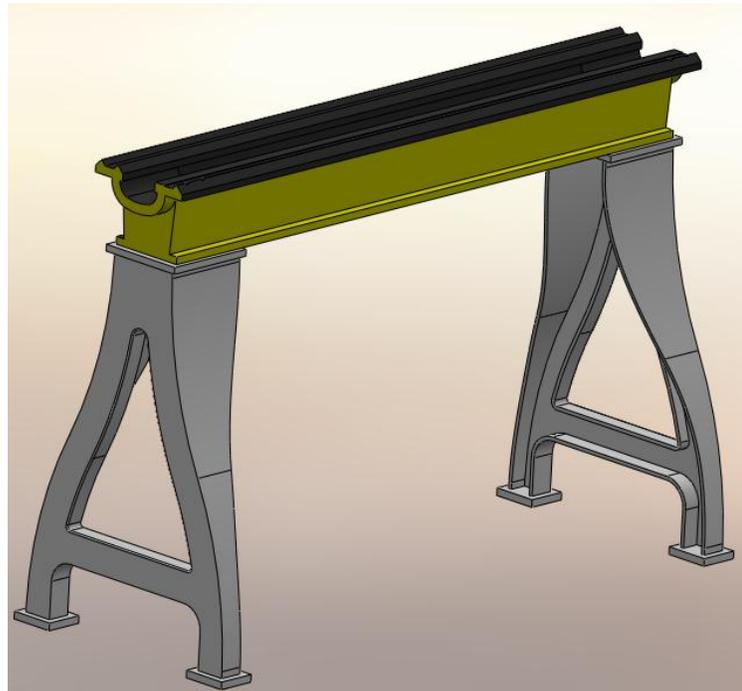


**6.16.1 Configuración de la estructura del torno South Bend.** Las primeras partes que se coquizó en el software es la estructura de la máquina se hace referencia r a las piernas del torno y a la bancada, son las partes más sobresalientes y es el sistemas donde todo va ensamblado; elaborada de fundición gris la bancada y las piernas del torno son una parte fundamental en los tornos es la estructura rígida que soporta todas la piezas como los motores y los

cabezales, empezamos diseñando y copiando en el sistemas las geometrías respectivas con las medidas reales para que podamos pensar como instalar los husillos y los soportes, en la Figura 33 se observa las dos partes ensambladas y en la posición inicial.

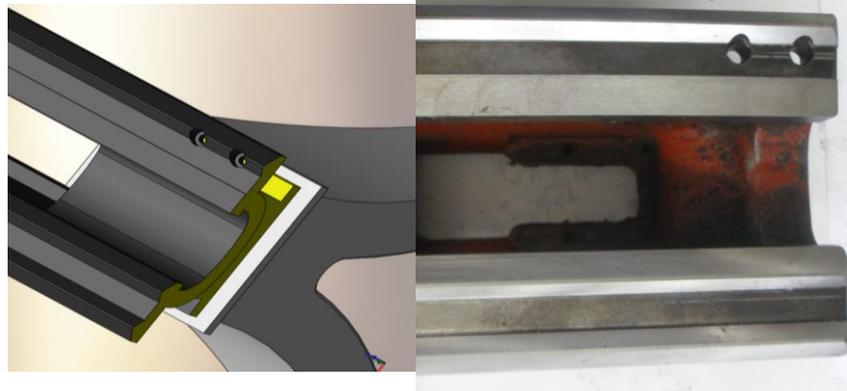
Teniendo en cuenta la teoría de los sistemas lineales y los husillos de bolas antifricción analizamos las posibilidades de instalar el torno South Bend el sistemas de husillos de bolas que muevan el carro longitudinal y trasversal estos sistemas estarán acoplados a motores electrónicos de precisión como los son los motores paso a paso. La bancada ya tiene lo agujeros marcados donde se ubicaran los nuevos soportes.

Figura 33. Diseño y ensamble de la estructura del torno South Bend.



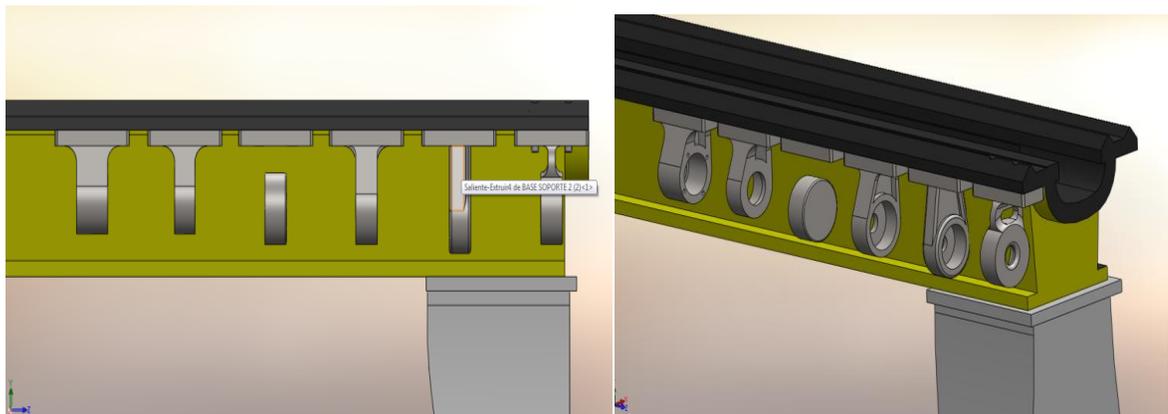
6.16.2 **Bancada de torno South Bend.** En la bancada encontramos los agujeros que ensamblan con los soportes del husillo longitudinal en el diseño los marcamos y utilizamos la herramienta taladro para alistarlos en su función.

Figura 34. Agujeros principales para los soportes de husillo longitudinal.



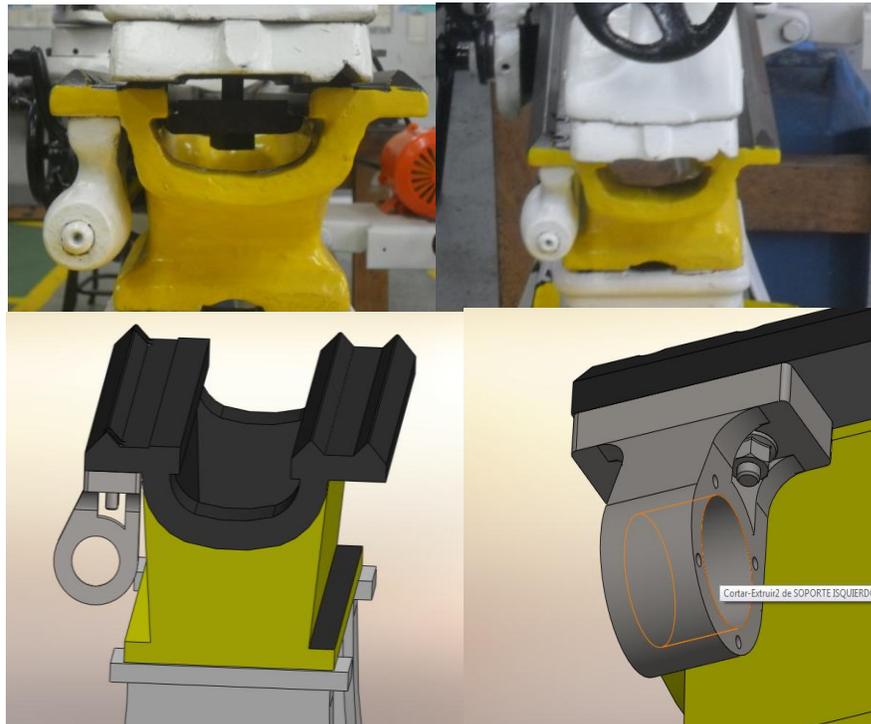
6.16.3 **Diseño de soportes.** Se observa en la Figura 35 la variedad de soportes que podemos crear en el entorno Solidworks, simplemente es ajustar la medida y las características geométricas, de material y resistencia.

Figura 35. Variedad en el diseño de soportes para torno South Bend.



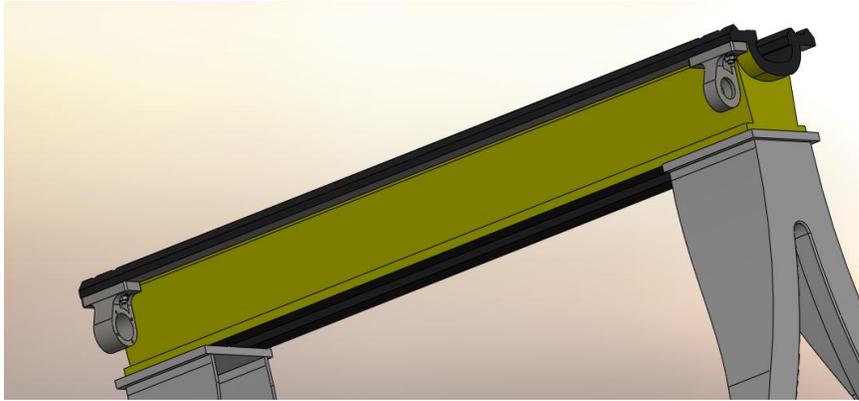
6.16.4 **Soportes instalados en bancada de torno South Bend.** Se observa en la Figura 36 y se compara el estado real anterior con el rediseño, se observa la similitud y la facilidad de aplicarle cambios en su estructura o en sus partes, acá ya se ha fijado el soporte con dos pernos y tuercas.

Figura 36. Comparación del estado real anterior y el rediseño en software.



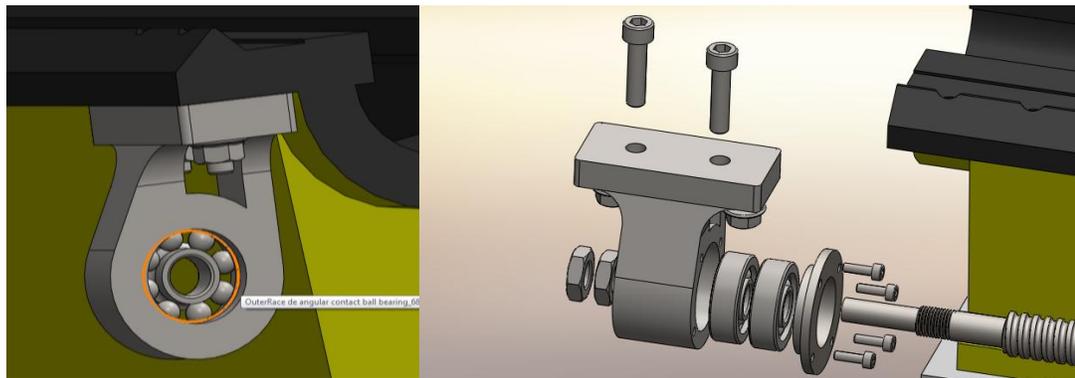
Se puede observar como la realidad se puede plasmar en un software, para los soportes utilizamos fundición de hierro colado o fundición gris, también podemos utilizar aceros como 1045 o aceros especiales como aceros inoxidable 304, esto depende de los costos y el proceso de fabricación, el proceso de fabricación puede ser en un centro de mecanizado directamente desde el archivo de la pieza o en vaciado desde un horno de fundición, para esto hay que imprimir el modelo en madera o resina y vaciarlo utilizando el método clásico de fundición.

Figura 37. Montaje y ubicación de soportes para el husillo longitudinal.



6.16.5 **Selección de rodamientos.** De acuerdo a la tabla de rodamientos para husillos de bolas y de acuerdo a la lista de rodamientos de fabricante de rodamientos se selecciona rodamientos de contacto angular con un diámetro nominal de 10mm para el husillo de 16mm de diámetro y se selecciona rodamientos de contacto angular o de empuje de 8mm de diámetro interno para el husillo de bolas de 12 mm.

Figura 38. Ubicación de los rodamientos para husillo longitudinal.



**6.16.6 Forma geométrica del husillo de bolas.** En la Figura 39 se observa los husillos de bolas, se han diseñados el husillos la forma geométrica normalizada. El detalle de los extremos se puede observar que después de la rosca redonda hay escalonamiento, este es para ubicar los rodamientos, seguido de estos esta la rosca que es la que permite alineación segura entre los extremos y por ultimo esta el espacio para el acople para el motor, puede ser por cuña o puede ser un acople de araña; podemos conectar directamente el motor paso a paso o podemos transmitirle el movimiento por elementos de transmisión sea piñonearía, por cadena o por correas de precisión .El extremo sencillo puede ser de simple apoyo o también roscado para asegurarlo con una tuerca de seguridad.

Figura 39. Husillos de bolas para torno South Bend diseñados en Solidworks.

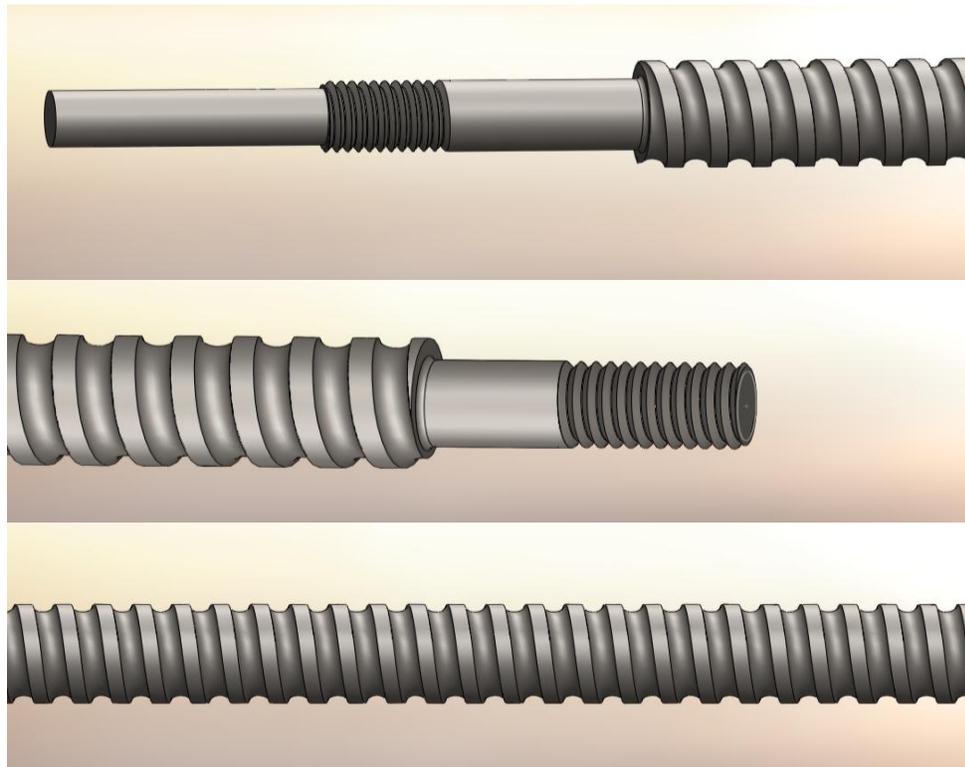
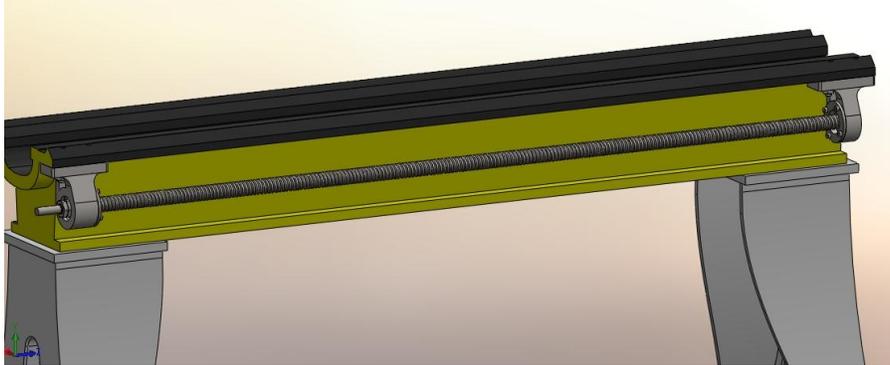


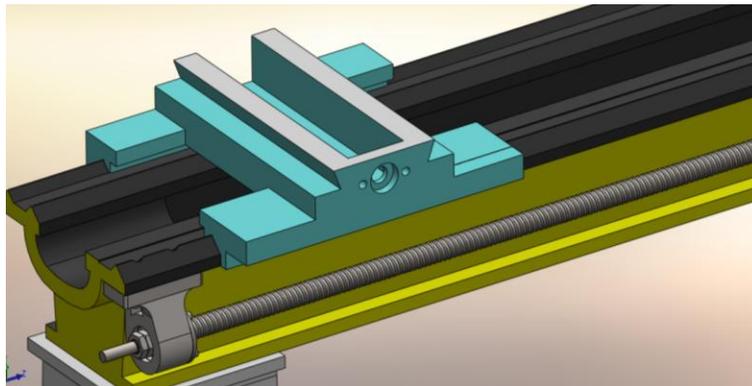
Figura 40. Montaje de husillo longitudinal.



### 6.17 CARRO DEL TORNO

El carro del torno es una pieza vaciada de fundición gris que permite el desplazamiento a lo largo de la bancada, en esta pieza se ubicaran los soportes y los rodamientos del movimiento trasversal de el torno. Se utiliza un sistema de desplazamiento de cola de milano, este sistema permite un desplazamiento libre y la clave de este sistema es la geometría y el acabado superficial de las partes en contacto.

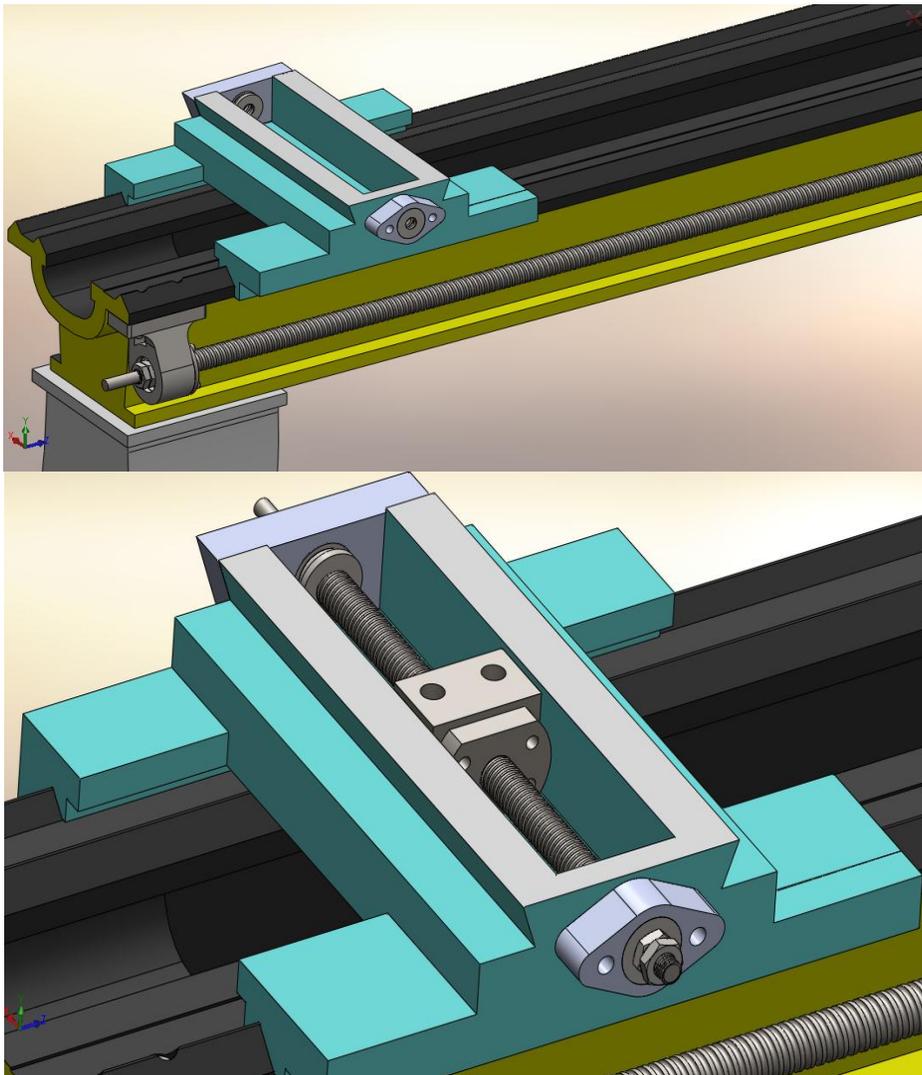
Figura 41. Montaje de carro principal para el torno South Bend.



## 6.18 ENSAMBLE DEL CARRO DE EL TORNO

En el carro del torno se ensamblan también soportes, y rodamientos para ubicar el husillo con el ajuste definido en la norma y la alineación, también se utilizaran tuercas de ajuste para los extremos de los husillos

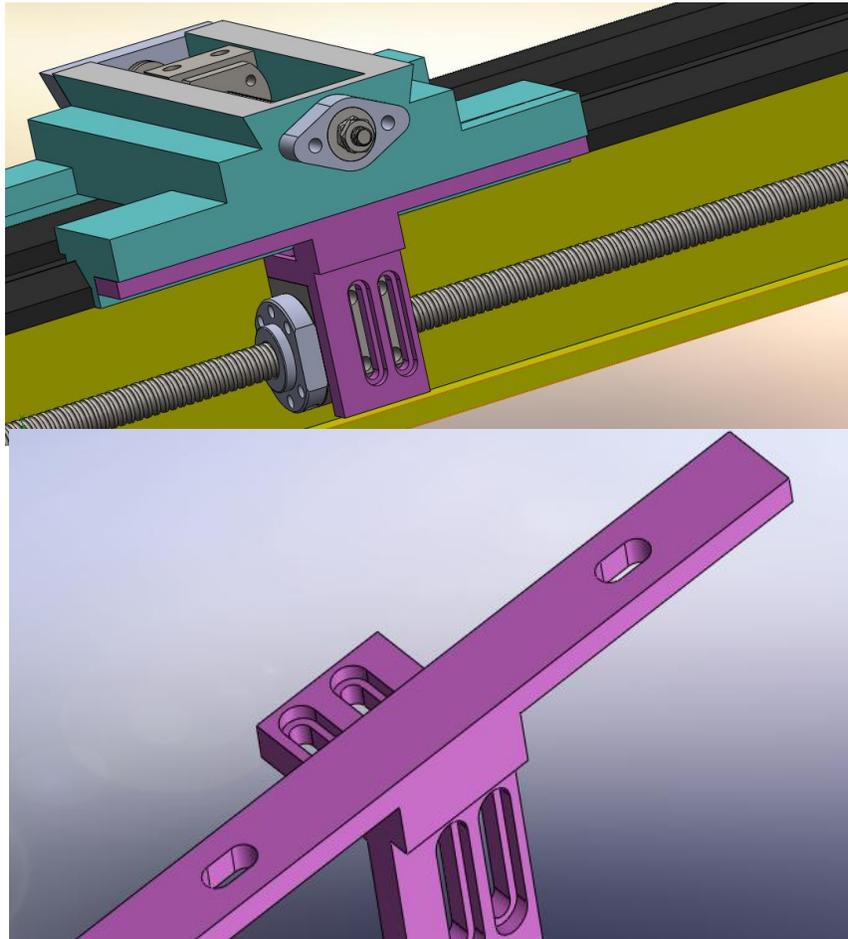
Figura 42. Ensamble del husillo transversal para el torno South Bend.



## 6.19 SISTEMAS BRIDA CARRO LONGITUDINAL DEL TORNO

Para la conexión entre el husillo longitudinal y el carro del torno utilizamos brida y una extensión de brida que permite la transmisibilidad del movimiento y la fuerza, la idea es minimizar fuerzas residuales en esta transmisión y concentrar la carga axialmente en el husillo. Esta extensión será diseñada a la medida y sujeta con tornillos de rosca métrica de 6 Y 10 milímetros con un sistema autoalimente de pernos permitiendo la ubicación exacta.

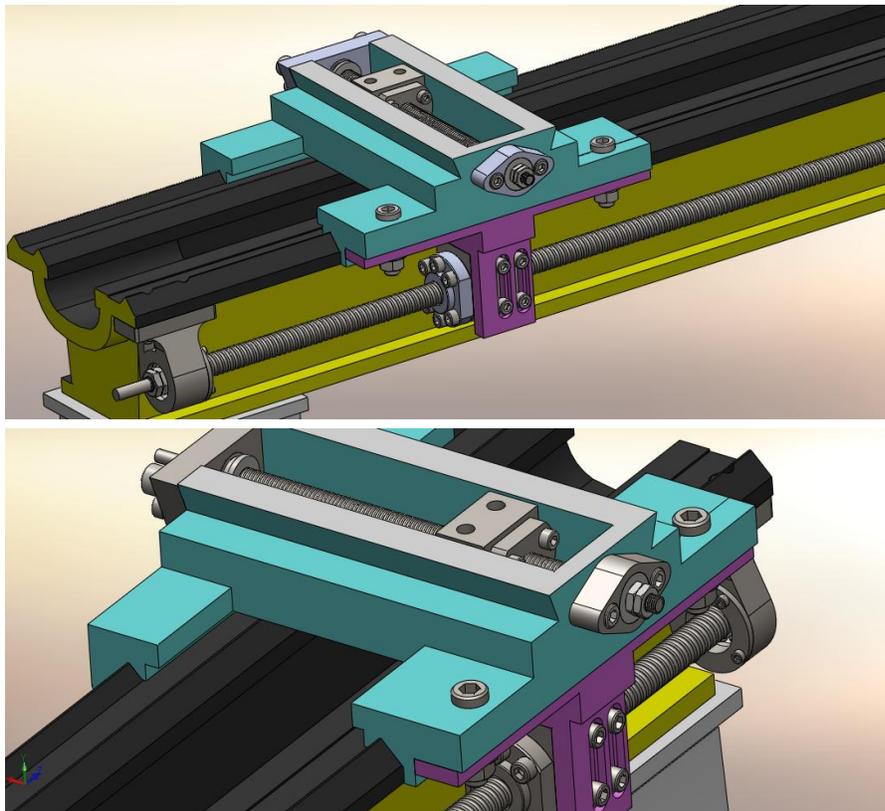
Figura 43. Extensión de brida para el carro longitudinal del torno South Bend.



## 6.20 MONTAJE FINAL CARROS DE TORNO

Este es el montaje final del los carros principales de el torno South Bend se han montado soportes rodamientos bridas husillos de bolas tuerca y pernos de sujeción. Todo esto será fabricado con los estándares de dibujo y los ajustes respectivos para cada caso.<sup>25</sup>

Figura 44. Montaje de sistemas longitudinal y transversal con husillos de bolas para aplicación CNC.



---

<sup>25</sup> AGREDA, H. A. (01 de 01 de 2013). diseños en solidworks. *diseños de Torno South Bend* . Medellín, Antioquia, Colombia.

## 7 CONCLUSIONES

Teniendo en cuenta la metodología propuesta se ha rediseñado los sistemas de desplazamiento de el torno South Bend ubicado en la Institución Universitaria Pascual Bravo con sistemas modernos de desplazamiento, dejando disponible para la conexión a servomotores; partiendo de conceptos generales de máquinas herramientas y su manejo y se entregan estudios en cuanto a su fabricación y modernización.

Para tornos CNC se logra plasmar y diseñar sistemas de desplazamiento antifricción que permiten una eficiencia alta en la acción de empuje de los carros del torno; estos sistemas de desplazamiento automático pueden ser útiles en muchos sectores de la industria, se pueden crear sistemas de alta tecnología antifricción y utilizar esos sistemas para la manufactura, para el transporte, para sistemas robóticos complejos, máquinas impresoras de sólidos, elaborar sistemas autómatas de producción en serie y lograr cambiar y mejorar el sistema industrial de un país.

Para el desplazamiento de los carros del torno se diseñan sistemas lineales de acuerdo a la norma DIN 69051, seleccionando los husillos de desplazamiento y diseñando partes que arman el conjunto mecánico de los sistemas, tanto para el carro longitudinal como para el carro transversal del torno.

## 8 RECOMENDACIONES

- Para la línea de tornos y componentes South Bend, se ha dispuesto en su página web toda la documentación de las máquinas que esta empresa ha fabricado durante toda la historia, estos datos sirven para automatizarlas trabajar con ellas.
- Es importante instalar un software de diseño de ingeniería, para instalación y mejor rendimiento instalar el programa con un hardware actualizado a la fecha y seguir los requerimientos que la empresa que desarrolla el software hace referencia.
- Se recomienda fabricar componentes mecánicos automáticos, darle fuerza motriz con motores paso a paso, conectarlos al computador, y así también elementos receptores para lograr automatizar máquinas herramientas y sistemas lineales, sistemas de bodegas, y diseñar nuevas máquinas optando como desplazamientos sistemas antifricción.
- Los husillos de bolas generalmente se suministran lubricados y protegidos por una envoltura de papel o de plástico, por tratarse de productos de precisión deben ser manipulados con sumo cuidado y almacenarse en lugares secos y limpios; bien apoyados en varios puntos de su longitud con su empaque original hasta el momento de ser montados, los alojamientos para el montaje de las tuercas y extremos del husillo deben estar completamente limpios. Es importante que el husillo se monte con soportes de rodamiento y tuercas perpendiculares y alineadas.
- Se recomienda seleccionar soluciones que ofrece la industria desarrollada en cuanto a sistemas lineales para carros de desplazamiento lineal

- Se recomienda utilizar para las bancadas de los tornos sistemas antifricción; también adquirir estos elementos para diseñar sistemas robóticos y sistemas coordinados asistidos por computador.<sup>26</sup>

Figura 45. Recomendación de diseño de estructura de sistemas lineales.

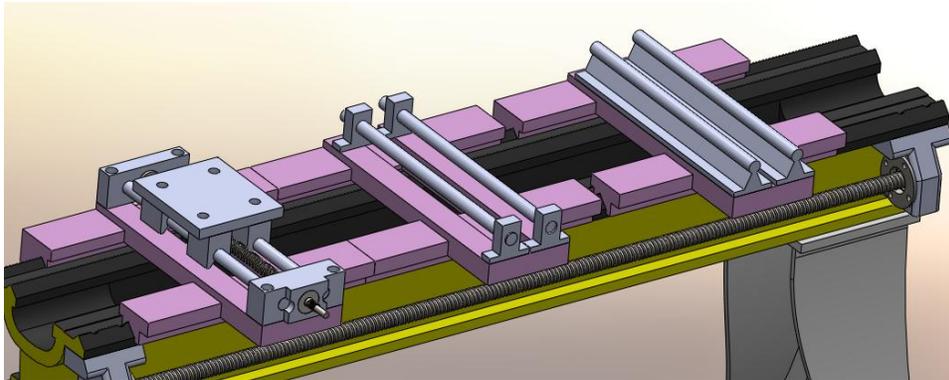
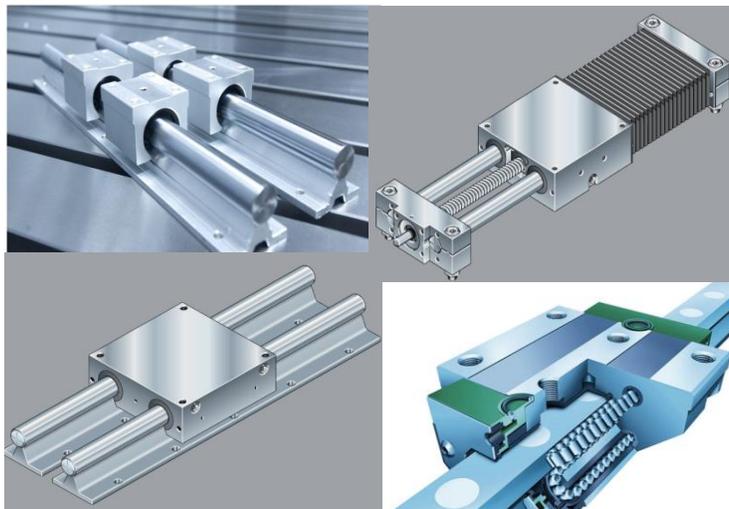


Figura 46. Sistemas lineales recomendados.



---

<sup>26</sup> MANNESMAN. (1999). *Precision Ball Screw Assemblies*. Schweinfurt: Alemania.p.70.

## REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

AGREDA, H. A. (01 de 01 de 2013). diseños en solidworks. *diseños de Torno South Bend* . Medellin, Antioquia, Colombia.

ANDONEGUI AGUIRREGOMEZCORTA, P. M. (2007). *Patente nº ES225427B2*. España.p. 18.

AVSHMEIP, C. (06 de 08 de 2010). *Youtube.com*. Recuperado el 12 de 02 de 2012, de <http://www.youtube.com/watch?v=9gXRzThJDww>

ECHEVERRI, J. S., LONDOÑO, D. A., & MEJIA, J. J. (1994). *Rediseño de un Sistema de Transmición del Torno South Bend*. Medellin. p. 133.

GÓMEZ, E. (2001). *El Proyecto de Diseño en Ingeniería*. Barcelona: Alfa Omega.p 123-233.

HORTA SANTOS, J. (1982). *Técnicas de Automatización Industrial*. Limusa s.a.p 125-135.

INSTITUTO LEIBNITZ. (05 de 2011). *Historia Tecnología*. Recuperado el 15 de 10 de 2012, de <http://historiatecnologia2011.blogspot.com/>

KORTA GROUP. (2012). *Catalogo Dimencional Husillos de Bolas* . Zumaia, Epaña.p. 60.

KRAR, S. F. (1981). *Tecnología de las Máquinas Herramientas*. Barcelona, Epaña: Alfaomega Grupo Editorial. p 423-425.

MANNESMAN. (1999). *Precision Ball Screw Assemblies*. Schweinfurt: Alemania.p.70.

MOTT.L., R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquina*. Mexico: Pearson Educación. p. 133-139.

NIASA. (3 de 08 de 2013). *Husillos a Bolas*. Barcelona, España.p.55.

NSK . (03 de 02 de 2013). *NSK Latina*. Recuperado el 21 de 04 de 2013, de [http://www.nskamericas.com/http://www.nskamericas.com/cps/rde/xchg/na\\_es/hs.xsl/self-aligning-ball-bearings.html](http://www.nskamericas.com/http://www.nskamericas.com/cps/rde/xchg/na_es/hs.xsl/self-aligning-ball-bearings.html)

NTN-SNR. (2013). *Husillos de Bolas*. Tokio, Japon.p.77.

PIEDRAHITA MORENO, R. (2001). *Ingeniería de Automatización Industrial*. España: Alfa Omega.p. 203.

ROSA SISTEMI. (2012). *Precisión Ballscrew*. Milano, Italia.p.44.

RUEDA TORRES, M. P., & VÁSQUEZ RODRÍGUEZ, J. A. (2010). *Automatización de un Torno de Operación Manual Mediante un Plc Allen Bradley Tipo Micrologic para Convertirlo en un Torno de Control Numérico*. Tesis de Ingeniería , Escuela Politécnica Nacional, Quito. 177 p.

SCHUMPETER, J. A. (2003). *Capitalism, Socialism and Democracy*. Londres y Nueva York, USA: Taylor & Francis e-Library. 533 p.

SCHVAB, L. (2011). *Màquinas y Herramientas*. Buenos Aires, Argentina. 76 p.

SHIGLEY, J. E., & MISCHEKE, C. R. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Sexta edición ed.). (J. L. Cárdenas, Trad.) Mexico: Mcgraw hill Interamericana Editores S.A. p. 698-744.

SHUTON. (2009). *Husillos de Bolas de Precisión*. Álava, España.83 p.

SKF. (2003). *Linear Motion*. Paris, Francia. 44 p.

SNR LINEAR MOTION. (06 de 05 de 2012). *Husillos de Bolas. Husillo de Bolas SNR Presentación General de la Gama* . Tokio, Japon.86 p.

SOLIDWORKS. (09 de 01 de 2013). *Solidworks Web*. Recuperado el 04 de 02 de 2013, de <http://www.solidworks.es/>

SOUTH BEND LATHE . (15 de 12 de 2012). Recuperado el 7 de 10 de 2012, de <http://www.southbendlathe.com/home.aspx>

TECNOPOWER. (2012). *Transmisión y Movimiento Lineal*. Barcelona, España.

THK CO LTD. (2012). *DIN 69051 Standard Compliant Ball Screws* (Vol 1. Catalogo No. 003-6EU). Tokyo, Japon. 44 p.

## ANEXOS

Anexo A. Bancada del torno.



Anexo B. Pierna del torno.



## Anexo C. Estructura del torneo.



Anexo D. Diseño de soportes.



Anexo E. Soporte izquierdo dos rodamientos.



Anexo F. Husillo serie DIN 69051- 16 x 4.



## Anexo G. Diseño de soportes y tornillo.



Anexo H. Carro del torno.



Anexo I. Ensamble de carro de torno.



Anexo J. Ensamble de carro de torno.



Anexo K. Ensamble de carros de torno South Bend.



Anexo L. Ensamble de carros de torno South Bend.



Anexo M. Husillo miniatura DIN 69051 12x2.

