



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**REDISEÑO DE TRONZADORA KASTO  
CUT E 2 CON EL FIN DE EVITAR EL  
DESVÍO DE LA CINTA DE CORTE EN  
BARRAS CILÍNDRICAS DE ACERO DE  
GRANDES DIÁMETROS EN LA EMPRESA  
EAGLEBURGMANN VENEZUELA C.A.**

**Autor:**

Edixon Alexander González Salgueiro

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego  
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 871239



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DE TRONZADORA KASTO CUT E 2 CON EL FIN DE EVITAR  
EL DESVÍO DE LA CINTA DE CORTE EN BARRAS CILÍNDRICAS DE  
ACERO DE GRANDES DIÁMETROS EN LA EMPRESA  
EAGLEBURGMANN VENEZUELA C.A.**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar por el título de**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Empresa: Eagleburgmann Venezuela C.A, San Diego, Estado Carabobo.**

**Autor:**

Edixon Alexander González Salgueiro  
C.I.: V-24.396.917

San Diego, Enero de 2019



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DE TRONZADORA KASTO CUT E 2 CON EL FIN DE EVITAR  
EL DESVÍO DE LA CINTA DE CORTE EN BARRAS CILÍNDRICAS DE  
ACERO DE GRANDES DIÁMETROS EN LA EMPRESA  
EAGLEBURGMANN VENEZUELA C.A.**

**CONSTANCIA DE ACEPTACIÓN**

---

Ing. Tomás González  
C.I.: V-18.861.190  
Tutor Académico

---

Ing. Iván Sánchez  
C.I.: V-14.741.233  
Tutor Empresarial

**Autor:**  
Edixon Alexander González Salgueiro  
C.I.: V-24.396.917

San Diego, Enero de 2019

**Materias o áreas del conocimiento del Pensum que intervienen en la realización del Proyecto**

DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
NEUMÁTICA E HIDRÁULICA  
PROCESOS DE MANUFACTURA I Y II  
ELEMENTOS DE MÁQUINAS I Y II

**Línea de investigación:**

Investigación proyectiva (proyecto factible)



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ACEPTACIÓN DEL TUTOR**

Quien suscribe, Ingeniero Tomás González portador de la cédula de identidad N° 18.861.190, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por el ciudadano Edixon González portador de la cédula de identidad N°24.396.917, titulado **REDISEÑO DE TRONZADORA KASTO CUT E 2 CON EL FIN DE EVITAR EL DESVÍO DE LA CINTA DE CORTE EN BARRAS CILÍNDRICAS DE ACERO DE GRANDES DIÁMETROS EN LA EMPRESA EAGLEBURGMANN VENEZUELA C.A.** Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, mes de diciembre del año dos mil dieciocho.

---

Ing. Tomás González  
C.I.: V-18.861.190

## ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	Pp.
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>xi</b>
<b>LISTA DE TABLAS</b> .....	<b>xiv</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>xvi</b>
<b>INTRUDUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
<b>CAPITULO I</b> .....	<b>3</b>
<b>LA EMPRESA</b> .....	<b>3</b>
<b>1.1 Ubicación</b> .....	<b>4</b>
<b>1.2 Misión</b> .....	<b>4</b>
<b>1.3 Visión</b> .....	<b>5</b>
<b>1.4 Valores</b> .....	<b>5</b>
<b>1.5 Política integrada de calidad, seguridad, salud y ambiente</b> .....	<b>5</b>
<b>1.6 Estructura organizativa</b> .....	<b>6</b>
<b>CAPITULO II</b> .....	<b>7</b>
<b>EL PROBLEMA</b> .....	<b>7</b>
<b>2.1 Planteamiento del problema</b> .....	<b>7</b>
<b>2.2 Formulación del problema</b> .....	<b>7</b>
<b>2.3 Objetivos de la investigación</b> .....	<b>8</b>
2.3.1 Objetivo general .....	<b>8</b>
2.3.2 Objetivos especifico .....	<b>8</b>
<b>2.4 Justificación de la investigación.</b> .....	<b>8</b>
<b>2.5 Alcance</b> .....	<b>8</b>
<b>2.6 Limitaciones</b> .....	<b>9</b>

<b>CAPITULO III.....</b>	<b>10</b>
<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>10</b>
<b>3.1 Antecedentes.....</b>	<b>10</b>
<b>3.2 Bases teóricas .....</b>	<b>11</b>
3.2.1 El acero.....	11
3.2.1.1 Efectos de diversos elementos en el acero .....	12
3.2.1.2 Elementos residuales de los aceros .....	14
3.2.1.3 Denominación de los aceros.....	14
3.2.1.4 Clasificación de los aceros .....	15
3.2.1.5 Características mecánicas y tecnológicas del acero. ....	16
3.2.2 Mecanizado por arranque de viruta.....	18
3.2.2.1 Clasificación de las máquinas-herramienta.....	19
3.2.2.2 Materiales para herramientas de corte.....	20
3.2.2.2.1 Aceros.....	20
3.2.2.2.2 Aleaciones duras (Estelitas).....	21
3.2.2.2.3 Carburos.....	22
3.2.2.3 Fluidos de corte (refrigerantes) .....	22
3.2.3 Corte con sierras.....	23
3.2.3.1 Sierras alternativas o de arco.....	23
3.2.3.2 Sierras circulares de disco .....	25
3.2.3.3 Sierras de cinta .....	26
3.2.3.4 Tipos de hojas.....	29
3.2.3.5 Terminología de la sierra de cinta .....	29
3.2.4 Consideraciones de diseño .....	30
3.2.4.1 Factores de diseño .....	30
3.2.4.2 Normas y códigos.....	31
3.2.4.3 Factor de seguridad .....	32
3.2.4.4 Esfuerzos .....	34

3.2.4.4.1	Esfuerzos uniformemente distribuidos .....	34
3.2.4.4.2	Esfuerzos normales por flexión .....	35
3.2.4.4.3	Torsión.....	37
3.2.4.4.4	Esfuerzos combinados .....	37
3.2.4.4.5	Teorías de falla .....	42
3.2.4.5	Análisis de piezas largas sometidas a compresión .....	45
<b>3.2.5</b>	<b>Medios de unión.....</b>	<b>50</b>
3.2.5.1	Tornillos de unión .....	51
<b>3.2.6</b>	<b>Rodamientos.....</b>	<b>59</b>
3.2.6.1	Tipos de rodamientos .....	60
3.2.6.1.1	Rodamientos radiales para cargas perpendiculares al eje.....	60
3.2.6.1.2	Rodamientos axiales para cargas paralelas al eje .....	61
3.2.6.1.3	Rodamientos para cargas oblicuas.....	61
3.2.6.2	Vida útil de un rodamiento.....	61
3.2.6.3	Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radiales y axiales) .....	62
<b>3.2.7</b>	<b>Árboles o ejes de transmisión .....</b>	<b>64</b>
3.2.7.1	Esfuerzo cortante de diseño-par torsional constante .....	64
3.2.7.2	Esfuerzo cortante de diseño-esfuerzo cortante vertical invertido	65
<b>3.3</b>	<b>Definición de términos básicos .....</b>	<b>67</b>
<b>CAPITULO IV .....</b>	<b>.....</b>	<b>70</b>
<b>MARCO METODOLÓGICO.....</b>	<b>.....</b>	<b>70</b>
<b>4.1</b>	<b>Tipo de investigación .....</b>	<b>70</b>
<b>4.2</b>	<b>Nivel de investigación .....</b>	<b>70</b>
<b>4.3</b>	<b>Diseño de investigación .....</b>	<b>71</b>
<b>4.4</b>	<b>Fases de la investigación.....</b>	<b>71</b>
	Fase I: Analizar e identificar el problema del proceso de la tronzadora KASTO cut E 2.....	71

Fase II: Plantear posibles soluciones al problema presente de la tronadora KASTO cut E 2.....	71
Fase III: Rediseño del sistema de la tronadora KASTO cut E 2.....	71
Fase IV: Análisis de costos y beneficios del rediseño de la tronadora KASTO cut E 2.....	72
Fase V: Estudio de factibilidad económica del rediseño de la tronadora. ....	72
<b>CAPITULO V.....</b>	<b>73</b>
<b>RESULTADOS.....</b>	<b>73</b>
<b>5.1 Análisis e identificación del problema en el proceso de tronzado.....</b>	<b>73</b>
5.1.1 El tronzado .....	73
5.1.2 Materia prima .....	74
5.1.3 Tronzadora o cierra de cinta.....	76
5.1.4 Propiedades y características de la cinta de corte .....	78
<b>5.2 Plantear posibles soluciones al problema presente de la tronadora ..</b>	<b>79</b>
5.2.1 Función principal .....	79
5.2.2 Restricciones .....	79
5.2.3 Criterios.....	80
5.2.4 Búsqueda de soluciones .....	80
5.2.4.1. Doble cilindro hidráulico.....	81
5.2.4.2. Guías para cinta de corte móviles.....	82
5.2.4.3. Sensor de nivel para el avance .....	84
5.2.5 Selección de la mejor solución.....	85
5.2.5.1. Revisión de las probables soluciones .....	85
5.2.5.2. Ponderación de criterios .....	85
5.2.5.3. Ponderación de soluciones respecto a cada criterio. ....	86
5.2.5.4. Ponderación final.....	88
<b>5.3 Rediseño del sistema de la tronadora KASTO cut E 2.....</b>	<b>89</b>
5.3.1 Calculo del torque de la sierra de cinta .....	90

5.3.2	Calculo de la fuerza puntual que ejerce la cinta al dispositivo. ....	91
5.3.3	Fuerza cortante, momento flector y momento torsor. ....	91
5.3.4	Calculo del diámetro del eje.....	96
5.3.5	Calculo de parámetros y selección de rodamiento .....	98
5.3.6	Diseño de las bases para los ejes.....	101
5.3.7	Tornillos de sujeción de las bases para los ejes .....	102
5.3.8	Diseño para las guías.....	108
5.3.9	Tornillo de sujeción para la guía móvil y el soporte fijo .....	111
5.3.10	Diseño final dispositivo móvil de sujeción para cinta de corte tronzadora KASTO cut E 2 .....	111
<b>5.4</b>	<b>Análisis de costos y beneficios del rediseño de la tronzadora KASTO cut E 2 .....</b>	<b>112</b>
5.4.1	Objetivos operativos.....	113
5.4.2	Objetivos técnicos .....	113
5.4.3	Objetivos económicos .....	114
<b>5.5</b>	<b>Análisis de factibilidad económica del rediseño de la tronzadora .....</b>	<b>116</b>
<b>CAPÍTULO VI</b>	<b>.....</b>	<b>120</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>.....</b>	<b>120</b>
<b>6.1</b>	<b>Conclusiones.....</b>	<b>120</b>
<b>6.2</b>	<b>Recomendaciones.....</b>	<b>120</b>
<b>REFERENCIAS</b>	<b>.....</b>	<b>122</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>.....</b>	<b>123</b>
<b>APENDICES</b>	<b>.....</b>	<b>127</b>

## LISTA DE FIGURAS

<b>FIGURA</b>	<b>Pp.</b>
Figura 1. Ubicación de la planta de EagleBurgmann Venezuela C.A. ....	4
Figura 2. Organigrama de producción. ....	6
Figura 3. Diagrama de fase hierro-carbono.....	11
Figura 4. Sierra de corte alternativo.....	25
Figura 5. Sierra de disco. ....	26
Figura 6. Sierra de cinta. ....	27
Figura 7. Dimensiones de una sierra de cinta. ....	29
Figura 8. (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.....	36
Figura 9. Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.....	38
Figura 10. Volumen Elemental de una pieza cualquiera, (a) sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.....	40
Figura 11. Diagrama del círculo de Mohr.....	41
Figura 12. Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.....	42
Figura 13. Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes. .....	45
Figura 14. Representación de un elemento de máquina largo, con un extremo libre de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial P de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada). ....	47

Figura 15. Elemento de Máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial $F$ de compresión. ....	48
Figura 16. Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión de compresión $F$ ; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado. ....	49
Figura 17. Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson.....	50
Figura 18. Medios de Unión No Permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); y (c) Espárrago o Prisionero.....	52
Figura 19. Tensiones presentes en una union permanente sujeta por un perno con apriete inicial.....	52
Figura 20. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga $P$ de tracción.....	53
Figura 21. Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga $P$ de corte.....	55
Figura 22. Soporte atornillado sometido a corte y flexión, po la acción de una carga $P$ . (a) Vista lateral; (b) Vista de frente.....	56
Figura 23. Soporte atornillado con una sola fila de torillos, dispuestos en $m$ hileras. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente.....	57
Figura 24. Componentes de un rodamiento rígido de bola.....	59
Figura 25. Ilustración de los 3 tipos de rodamientos más comunes.....	60
Figura 26. Esfuerzo cortante en un eje giratorio, debido a la fuerza cortante vertical. ....	65
Figura 27. Tronzadora KASTO cut E 2.....	77
Figura 28. Esquema y circuito hidráulico de tronzadora KASTO cut E 2.....	78
Figura 29. Propuesta #1.....	81
Figura 30. Propuesta #2.....	82
Figura 31. Propuesta #3.....	84
Figura 32. Diagrama representativo de la fuerza aplicada al eje.....	92
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre del eje.....	93

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre con corte en la sección A-B. ....	94
Figura 35. Diagrama de fuerzas cortantes. ....	95
Figura 36. Diagrama de momento flector. ....	96
Figura 37. Base “pequeña” para el eje. ....	101
Figura 38. Base “grande” para el eje. ....	102
Figura 39. Diagrama de la base para eje. ....	103
Figura 40. Diagrama de cuerpo libre de base con eje insertado. ....	104
Figura 41. DCL tramo A-B. ....	104
Figura 42. DCL tramo B-C. ....	105
Figura 43. Diagrama de fuerza cortante. ....	106
Figura 44. Diagrama de momento flector. ....	107
Figura 45. Guía móvil del dispositivo. ....	108
Figura 46. Simulación de la guía móvil del dispositivo. ....	109
Figura 47. Soporte fijo para el dispositivo. ....	110
Figura 48. Simulación del soporte fijo. ....	110
Figura 49. Diseño final dispositivo de sujeción (vista 1). ....	111
Figura 50. Diseño final dispositivo de sujeción (vista 2). ....	112

## LISTA DE TABLAS

<b>TABLA</b>	<b>P.p</b>
Tabla 1. Propiedades mecánicas características de aceros al carbono y aleados seleccionados, en condiciones de laminado en caliente, normalizado y recocido.....	15
Tabla 2. Principales maquinas-herramientas.....	20
Tabla 3. Composiciones y aplicaciones de los carburos más comúnmente utilizados. ....	22
Tabla 4. Tipos de hojas utilizadas en la industria. ....	29
Tabla 5. Factores de seguridad.....	34
Tabla 6. Comparación de tipos de cojinetes.....	61
Tabla 7. Vida útil de diseño recomendada para rodamientos. ....	62
Tabla 8. Factores radiales y de empuje para cojinetes de bola. ....	64
Tabla 9. Materiales utilizados para mecanizado por arranque de viruta en EBV. ....	75
Tabla 10. Propiedades del acero DIN 1.4571. ....	75
Tabla 11. Composición química del acero DIN 1.4571.....	76
Tabla 12. Especificaciones técnicas de la tronzadora KASTO cut E 2. ....	77
Tabla 13. Composición química del acero rápido M42. ....	78
Tabla 14. Propiedades físicas del acero rápido M42.....	79
Tabla 15. Elementos de la propuesta 1.....	81
Tabla 16. Elementos de la propuesta 2.....	83
Tabla 17. Elementos de la propuesta 3.....	84
Tabla 18. Ponderación de criterios.....	86
Tabla 19. Ponderación del criterio 1 (Menor costo de implementación).....	87
Tabla 20. Ponderación del criterio 2 (Menor costo de mantenimiento).....	87
Tabla 21. Ponderación del criterio 3 (Fácil implementación).....	87
Tabla 22. Ponderación del criterio 4 (Mantenimiento sencillo).....	88
Tabla 23. Ponderación del criterio 5 (Mayor eficiencia en el proceso de tronzado). .	88

Tabla 24. Ponderación del criterio (Principio de funcionamiento sencillo).....	88
Tabla 25. Ponderación final de propuestas. ....	89

**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**REDISEÑO DE TRONZADORA KASTO CUT E 2 CON EL FIN DE EVITAR  
EL DESVÍO DE LA CINTA DE CORTE EN BARRAS CILÍNDRICAS DE  
ACERO DE GRANDES DIAMETROS EN LA EMPRESA  
EAGLEBURGMANN VENEZUELA C.A.**

**Autor:** Edixon González  
**Tutor:** Ing. Tomás González  
**Fecha:** Enero, 2019

**RESUMEN**

EagleBurgmann Venezuela C.A. es una empresa transnacional dedicada a la elaboración de sistemas de sellado industrial, la producción de dichos productos de sellado se realiza a través de procesos de manufactura por arranque de viruta, este trabajo de investigación se enfoca en la sierra cinta comúnmente conocida como tronzadora la cual presenta una irregularidad a la hora de cortar cilindros de acero de grandes diámetros, debido a que la cinta de corte se desvía de su curso causando un producto no conforme. El presente informe tiene por finalidad el definir los parámetros que son necesarios para llevar a cabo el rediseño de la tronzadora KASTO cut E-2 logrando de esta manera el solucionar o al menos mejorar la situación problemática actual, además se realizara un estudio de factibilidad económica para determinar si el proyecto es o no es rentable para la organización.

**Descriptores:** Rediseño, Cierre cinta, KASTO, Acero.

## INTRUDUCCIÓN

Desde la revolución industrial los procesos de mecanizado por arranque de viruta han sido esenciales para el desarrollo de la humanidad, ya sea por medio del fresado, torneado, tronzado, etc. Estos procesos nombrados anteriormente son los pilares de la manufacturación de elementos o piezas mecánicas porque te permiten desde cierto tipo de material base (seleccionado cuidadosamente dependiendo del uso final en el que se tendrá que desempeñar) darle la forma necesaria a ese material para que cumpla la función que tendrá como objetivo.

EagleBurgmann Venezuela C.A. es una empresa dedicada a ofrecer soluciones de sellado. Esta es una empresa transnacional que ofrece una diversa cantidad de productos, la sede de Venezuela se encarga principalmente de la producción de sellos mecánicos para bombas y actualmente es la única empresa en Venezuela que los produce, todos y cada uno de estos sellos son elaborados por medio de mecanizados de arranque de viruta, actualmente EagleBurgmann Venezuela C.A. cuenta con dos tronzadoras, cuatro tornos controlados por control numérico, dos tornos convencionales, dos centros de mecanizado verticales, dos fresadoras convencionales, entre otros tipos de maquinarias utilizadas para la fabricación de dichos sellos mecánicos.

Dependiendo del tipo de sello en el que se esté trabajando los pasos de su fabricación son realmente similares unos con los otros, empezando con un proceso de tronzado el cual toma una barra cilíndrica para cortarla y tener así el tocho inicial a utilizar en los procesos siguientes de torneado y fresado.

Algunas veces en el proceso de tronzado ocurre que la cinta de corte de la tronzadora se desvía de su curso, esto puede ocasionar que exista pérdida de materia prima necesaria para la elaboración de sellos, este error se intensifica cuando el material posee grandes dimensiones. El objeto de esta investigación será la búsqueda de una posible solución para esta situación problemática y disminuir los costos de operación

de la máquina y evitar la producción de productos no conformes tanto como sea posible.

## **CAPITULO I**

### **LA EMPRESA**

EagleBurgmann es una empresa que combinó los conocimientos técnicos y la riqueza de la experiencia de dos empresas de reconocida trayectoria en la industria de la tecnología de sellado, EKK (Japón) y Burgman Industries (Alemania). Con el respaldo de Freudenberg y NOK, son uno de los principales fabricantes de productos de sellado a nivel mundial con más de 7000 empleados alrededor del mundo.

EagleBurgmann Venezuela, C.A. forma parte de la red internacional de 78 subsidiarias en diferentes países del mundo, operando exitosamente en Venezuela desde 1986. Desde sus inicios, ha logrado incrementar su presencia en Venezuela de forma significativa en los diferentes tipos de industria.

Desde 1986 EagleBurgmann Venezuela, junto con todas sus líneas de productos, ha logrado incrementar su presencia en Venezuela de forma significativa en los diferentes tipos de industria.

Los mayores éxitos alcanzados por los productos EagleBurgmann han sido en aplicaciones de sellado extremas o críticas. EagleBurgmann Venezuela, C.A. da prioridad al servicio técnico post-venta, brindando asesoría técnica de alto nivel a los usuarios, compañías de Ingeniería y OEM's. Esto, en combinación con la tecnología de punta de los productos EagleBurgmann, hace de nuestra empresa la mejor opción para los usuarios en cuanto a la reducción de costos de operación.

EagleBurgmann Venezuela, C.A. tiene su sede u oficina principal en Caracas, contando también con oficinas de representación, atención y venta en las principales ciudades del país, como lo son Maracaibo, Punto Fijo, Puerto La Cruz, El Tigre, Maturín y Barquisimeto.

El Centro de Producción de Eagleburgmann Venezuela está ubicado en la ciudad de Valencia, Edo. Carabobo; donde se llevan a cabo todas las actividades de producción y servicio, bajo óptimas condiciones de calidad y seguridad, velando muy

cuidadosamente por los posibles impactos ambientales. En ella tenemos la capacidad de fabricar sellos mecánicos y realizar cualquier tipo de reparación y/o pruebas, no sólo para sellos mecánicos y sistemas de sellado, sino también para efectuar reparaciones a equipos rotativos.

### 1.1 Ubicación

Zona Industrial fundo la unión parcela N# 1-5 A-1 centro comercial 1 galpón G-1 y G-2, San Diego, Estado Carabobo.



**Figura 1.** Ubicación de la planta de EagleBurgmann Venezuela C.A.

Fuente: (Google Maps, 2018).

### 1.2 Misión

EagleBurgmann tiene por misión la de satisfacer a sus clientes, cumpliendo con los más altos estándares de calidad, seguridad y ambiente. Ofrecer productos y servicios de calidad orientados a brindar soluciones efectivas en el área de sellado, contribuyendo así al cuidado del ambiente.

### **1.3 Visión**

EagleBurgmann Venezuela quiere ser reconocido por sus clientes como líderes en innovaciones tecnológicas, y por la confiabilidad de sus productos y servicios en el mercado de sistemas de sellados.

### **1.4 Valores**

Los valores corporativos de EagleBurgmann Venezuela son parte de su cultura y todos los empleados se identifican y actúan en base a ellos.

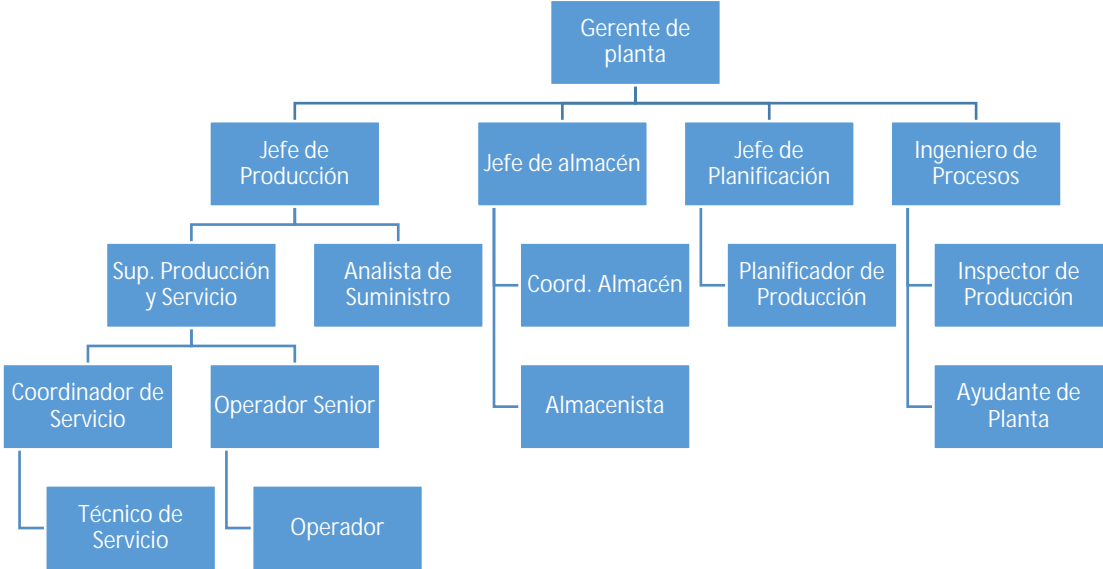
- Respeto.
- Integridad.
- Responsabilidad.
- Lealtad.
- Compromiso.
- Trabajo en equipo.
- Calidad.
- Comunicación.
- Orientación al cliente.

### **1.5 Política integrada de calidad, seguridad, salud y ambiente**

En Eagleburgmann Venezuela se tiene el compromiso de:

- Proporcionar sistemas de sellado, servicio postventa y reparaciones de calidad, que satisfagan los requerimientos de nuestros clientes, están alineados a las estrategias corporativas que garanticen un crecimiento sustentable.
- Cumplir con los más altos estándares de seguridad, salud y ambiente establecidos en las leyes y normativas vigentes.
- Garantizar el bienestar de nuestros trabajadores, mantener nuestras instalaciones y preservar el medio ambiente, a través de la mejora continua.

### 1.6 Estructura organizativa



**Figura 2.** Organigrama de producción.

Fuente: (EagleBurgmann, 2018)

## **CAPITULO II**

### **EL PROBLEMA**

#### **2.1 Planteamiento del problema**

Eagleburgmann Venezuela C.A. es una empresa dedicada a la fabricación de sellos mecánicos para bombas, esta se ha caracterizado por tener unos estándares de excelencia muy altos a lo largo de toda su historia empresarial, esto con el fin de brindar la mayor satisfacción posible por parte de sus clientes al adquirir alguno de sus productos. Por ello poseen en su poder varios equipos de alta precisión para poder manufacturar dichos productos y están constantemente en búsqueda de mejorar o adquirir nuevos equipos para poder así mejorar su capacidad de producción.

En la actualidad debido a diversos factores la adquisición de nuevos equipos es algo que se dificulta en gran medida, esto da como conclusión que la mejora de los dispositivos ya adquiridos como una alternativa bastante razonable para muchas industrias y Eagleburgmann no es la excepción.

Todos estos sellos son manufacturados por medio de mecanizados por arranque de viruta, el proceso inicial para la fabricación de sellos mecánicos es el tronzado, el cual es un proceso que se realiza casi sin supervisión. En algunas ocasiones cuando el cilindro inicial es de gran diámetro la hoja de la tronzadora se desvía de curso ocasionando que el tocho inicial no tenga un correcto dimensionamiento, este problema se agrava cuando el tocho a utilizar queda en una dimensión la cual no se pueda utilizar para los siguientes pasos de la manufacturación del sello mecánico y que el mismo quede como un material de reciclaje o en el peor de los casos se tenga que desechar.

#### **2.2 Formulación del problema**

Teniendo identificado el problema, se presenta la siguiente interrogante ¿Cómo evitar pérdidas por productos no conformes por error de dimensionamiento en el proceso de tronzado?

## **2.3 Objetivos de la investigación**

### **2.3.1 Objetivo general**

Rediseñar el sistema de funcionamiento de la tronzadora KASTO cut E 2 con el fin de evitar pérdidas en el proceso de tronzado con cilindros de acero para la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A.

### **2.3.2 Objetivos específico**

- Analizar e identificar el problema del proceso de la tronzadora KASTO cut E 2.
- Plantear posibles soluciones al problema presente de la tronzadora KASTO cut E 2.
- Rediseño del sistema de la tronzadora KASTO cut E 2.
- Análisis de costos y beneficios del rediseño de la tronzadora KASTO cut E 2
- Estudio de factibilidad económica del rediseño de la tronzadora.

## **2.4 Justificación de la investigación.**

Eagleburgmann Venezuela C.A. es la única empresa nacionalizada en Venezuela que trabaja en la manufacturación de sellos mecánicos para bombas, esto hace que la demanda del producto ofrecido sea mayor. Esta dispone de una cantidad de materia prima limitada, que con la situación que se atraviesa en estos momentos debe de tener la menos cantidad de desperdicios posibles.

El presente trabajo de investigación consiste en el rediseño de la tronzadora KASTO cut E 2 con la finalidad de reducir la mayor cantidad de pérdidas de materia prima en el área de tronzado, y realizar un estudio de factibilidad económica al rediseño del mismo.

## **2.5 Alcance**

La presente investigación abarco el desarrollo de un rediseño y análisis de factibilidad económica de la tronzadora KASTO cut E 2.

Es importante resaltar que la aplicación del rediseño, no está contemplada dentro del proyecto, ya que es decisión será tomada por la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A.

## **2.6 Limitaciones**

El tiempo es un factor a tomar en cuenta, en el presente trabajo de investigación se tiene estipulado un tiempo de 8 meses, sin embargo se debe tener en consideración de que en el transcurso de la investigación pueden surgir cualquier tipo de inconveniente, o surgir una serie de nuevas variables que se deban tomar en cuenta las cuales no estarían estipuladas al inicio de la investigación, esto puede ocasionar que el periodo de investigación se pueda extender.

## CAPITULO III

### MARCO TEÓRICO

Según (Sabino, 1992), afirma que el “el planteamiento de una investigación no puede realizarse si no se hace explicito aquello que nos proponemos a conocer, es siempre necesario distinguir entre lo que se sabe y lo que no se sabe con respecto a un tema para definir claramente el problema que se va a investigar”.

#### 3.1 Antecedentes

Lobos, G. (2010) su investigación tiene por nombre **“DISEÑO DE MÁQUINA REASERRADORA DE ALTA PRODUCCIÓN”**, este proyecto de investigación fue elaborado a fin de optar por el título de “Ingeniero Mecánico” de la Universidad de San Carlos de Guatemala, este trabajo de grado consiste en diseñar una reaserradora de alta producción, una reaserradora consiste de una sierra cinta que se hace girar por medio de unas poleas para así poder cortar la madera. Se podría decir que una reaserradora es una maquina realmente similar a una tronzadora de cinta por lo que su diseño es lo bastante parecido como para tomarse como una referencia.

Camargo J, Jiménez D y Rodríguez J (2010), del Instituto Politécnico Nacional de México D.F. realizaron la investigación **“PROPUESTA DE UN DISPOSITIVO DE MONTAJE PARA LA FABRICACION DE HERRAMIENTAS DE CORTE”** para optar por el título de Ingeniero mecánico, este trabajo de investigación tiene como propósito el establecer una propuesta para el desarrollo de un dispositivo de montaje para una maquina “Afiladora Universal”. En este trabajo se establecen muchos parámetros de diseño para diferentes tipos de herramientas de corte, incluyendo de la cinta de corte, específicamente en la sección de anexos donde se encuentran las distintas características, fabricación y mantenimiento de hoja de la cierra de cinta.

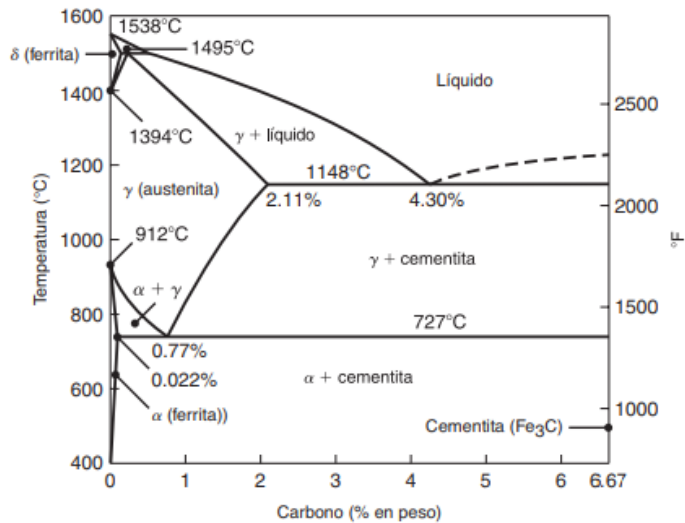
Gonzalez, T (2016), realizo una investigación que lleva por título **“DISEÑO DE MAQUINA PARA EL PROCESO DE SOLDADURA DE RODILLOS METALICOS SERIE RCMD, PARA LA EMPRESA ROLLERS CONVEYORS**

S.A.”, investigación elaborada con el fin de obtener el título de “Ingeniero Mecánico” de la Universidad José Antonio Páez de Venezuela. Este trabajo de grado tiene como objetivo el diseñar una máquina de soldar automática para rodillos metálicos serie RCMD con la justificación de que su equipo reduciría en gran medida los costos de mano de obra por parte de un soldador calificado, aumentaría la calidad del acabado superficial de la soldadura y disminuiría los tiempos operacionales de la soldadura. En este trabajo de grado se establecen las bases de cálculo para la realización de un estudio de factibilidad económica, punto que es muy relevante para la presente investigación.

### 3.2 Bases teóricas

#### 3.2.1 El acero

Los aceros e hierros fundidos están representados por el sistema binario hierro-carbono. El hierro comercialmente puro contiene hasta 0.008% de C, los aceros hasta 2.11% de C y los hierros fundidos hasta 6.67% de C, aunque la mayoría de éstos contienen menos de 4.5% de C.



**Figura 3.** Diagrama de fase hierro-carbono.

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

El acero posee una densidad promedio de alrededor de 7850 kg/m<sup>3</sup> que en comparación con por ejemplo el aluminio 2700 kg/m<sup>3</sup>, a pesar de esta gran diferencia entre las densidades de los materiales el acero es utilizado en todos los sectores de las

industrias, ya que el acero brinda una muy buena resistencia al impacto y a la fatiga ya que es un materia dúctil y tenaz, y que además tiene un relativo bajo costo

### **3.2.1.1 Efectos de diversos elementos en el acero**

A los aceros se agregan diversos elementos para impartirles propiedades como templabilidad, resistencia, dureza, tenacidad, resistencia al desgaste y capacidad para trabajarlos, soldarlos y maquirarlos. Estos elementos se mencionan en orden alfabético, con resúmenes sobre sus efectos benéficos y perjudiciales. En general, cuanto mayor porcentaje de estos elementos contengan los aceros, mayores serán sus propiedades particulares. Por ejemplo, a mayor contenido de carbono, mayor será la templabilidad del acero y tendrá más resistencia, dureza y resistencia al desgaste. En cambio, la ductilidad, soldabilidad y tenacidad se reducen con el aumento del carbono.

- **Azufre:** mejora la maquinabilidad cuando se combina con manganeso; reduce la resistencia al impacto y la ductilidad, además de dañar la calidad de la superficie y la soldabilidad.
- **Boro:** mejora la templabilidad con pérdida (o incluso con alguna mejora) en la maquinabilidad y la formabilidad.
- **Calcio:** desoxida los aceros, mejora la tenacidad y puede mejorar la formabilidad y la maquinabilidad.
- **Carbono:** mejora la templabilidad, resistencia, dureza y resistencia al desgaste; reduce la ductilidad, la soldabilidad y la tenacidad.
- **Cerio:** controla la forma de las inclusiones y mejora la tenacidad en los aceros de baja aleación de alta resistencia; desoxida los aceros.
- **Cobalto:** mejora la resistencia y la dureza a temperaturas elevadas.
- **Cobre:** mejora la resistencia a la corrosión atmosférica y, en menor medida, incrementa la resistencia con una pequeña pérdida de ductilidad; afecta el trabajo en caliente y la calidad de la superficie.

- **Cromo:** mejora la tenacidad, templabilidad y resistencia al desgaste, a la corrosión y a la alta temperatura; incrementa la profundidad de penetración de dureza resultante del tratamiento térmico, al promover la carburización.
- **Fósforo:** mejora la resistencia, templabilidad, resistencia a la corrosión y maquinabilidad; reduce severamente la ductilidad y la tenacidad.
- **Magnesio:** tiene los mismos efectos del cerio.
- **Manganeso:** mejora la templabilidad, resistencia, resistencia a la abrasión y maquinabilidad; desoxida el acero fundido, reduce la fragilización en caliente y disminuye la soldabilidad.
- **Molibdeno:** mejora la templabilidad, resistencia al desgaste, tenacidad, resistencia a la temperatura elevada, resistencia a la termofluencia y dureza; minimiza la fragilización por revenido.
- **Niobio (*columbio*):** refina el tamaño del grano y mejora la resistencia y tenacidad al impacto; reduce la temperatura de transición y puede disminuir la templabilidad.
- **Níquel:** mejora la resistencia, tenacidad y resistencia a la corrosión; mejora la templabilidad.
- **Plomo:** mejora la maquinabilidad; provoca la fragilización por metal líquido.
- **Selenio:** mejora la maquinabilidad.
- **Silicio:** mejora la resistencia, dureza, resistencia a la corrosión y conductividad eléctrica; disminuye la pérdida por histéresis magnética, maquinabilidad y formabilidad en frío.
- **Tantalio:** tiene efectos similares a los del niobio.
- **Telurio:** mejora la maquinabilidad, formabilidad y tenacidad.
- **Titanio:** mejora la templabilidad; desoxida los aceros.
- **Tungsteno:** tiene los mismos efectos que el cobalto.
- **Vanadio:** mejora la resistencia, tenacidad, resistencia a la abrasión y dureza a temperaturas elevadas; inhibe el crecimiento del grano durante el tratamiento térmico

- **Zirconio:** tiene los mismos efectos que el cerio.

### 3.2.1.2 Elementos residuales de los aceros

Durante la producción, refinación y el procesamiento del acero, suelen quedar algunos elementos residuales (trazas de elementos). Aunque los de la lista anterior también se pueden considerar residuales, por lo general los elementos residuales indeseables son los que se indican a continuación:

- **Antimonio y arsénico:** provocan fragilización por revenido.
- **Estaño:** provoca fragilización en caliente y por revenido.
- **Hidrógeno:** fragiliza severamente los aceros; sin embargo, el calentamiento durante el proceso expelle la mayoría del hidrógeno.
- **Nitrógeno:** mejora la resistencia, dureza y maquinabilidad; en los aceros desoxidados con aluminio, controla el tamaño de las inclusiones, mejora la resistencia y la tenacidad y disminuye la ductilidad y la tenacidad.
- **Oxígeno:** aumenta ligeramente la resistencia de los aceros efervescentes; reduce de modo severo la tenacidad.

### 3.2.1.3 Denominación de los aceros

Tradicionalmente, el American Iron and Steel Institute (AISI) y la Society of Automotive Engineers (SAE) han denominado los aceros al carbono y aleados utilizando cuatro dígitos. Los dos primeros dígitos indican los elementos aleantes y sus porcentajes; y los dos últimos indican el contenido de carbono en peso. Las denominaciones de la American Society for Testing and Materials (ASTM) son otro sistema de numeración que incorpora las denominaciones de AISI y SAE e incluye especificaciones estándar para los productos de acero. Para los metales ferrosos, la denominación consiste en la letra “A” seguida de números arbitrarios (en general tres).

Al sistema de numeración actual se le conoce como Sistema Unificado de Numeración (UNS, por sus siglas en inglés) y ha sido ampliamente adoptado por las industrias de metales ferrosos y no ferrosos. Consta de una letra que indica la clase

general de la aleación, seguida de cinco dígitos que denominan su composición química. Las letras utilizadas para denominación son:

- G: para aceros AISI y SAE al carbono y aleados.
- J: para aceros fundidos.
- K: para aceros diversos y aleaciones ferrosas.
- S: para aceros inoxidable y superaleaciones.
- T: para aceros para herramientas.

### 3.2.1.4 Clasificación de los aceros

Los aceros al carbono suelen clasificarse por su proporción (en peso) de contenido de carbono.

**Tabla 1.** Propiedades mecánicas características de aceros al carbono y aleados seleccionados, en condiciones de laminado en caliente, normalizado y recocido.

AISI	Condición	Resistencia máxima a la tensión (MPa)	Resistencia a la fluencia (MPa)	Elongación en 50 mm (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)
1020	Laminado	448	346	36	59	143
	Normalizado	441	330	35	67	131
	Recocido	393	294	36	66	111
1080	Laminado	1010	586	12	17	293
	Normalizado	965	524	11	20	293
	Recocido	615	375	24	45	174
3140	Normalizado	891	599	19	57	262
	Recocido	689	422	24	50	197
4340	Normalizado	1279	861	12	36	363
	Recocido	744	472	22	49	217
8620	Normalizado	632	385	26	59	183
	Recocido	536	357	31	62	149

Fuente: (Kalpakjian & Schmid, 2008)

- **Acero al bajo carbono**, también llamado acero dulce, tiene menos de 0.30% de C. Con frecuencia se utiliza para productos industriales comunes (como pernos, tuercas, hojas, placas y tubos) y para componentes de máquinas que no requieren alta resistencia.
- **Acero al medio carbono**, tiene de 0.30% a 0.60% de C. Generalmente se utiliza en aplicaciones que requieren una mayor resistencia que la disponible en los aceros al bajo carbono, como en maquinaria, partes de equipos automotores y agrícolas

(engranes, ejes, bielas, cigüeñales), equipo ferroviario y partes de maquinaria para el trabajo de los metales.

- **Acero al alto carbono**, tiene más de 0.60% de C. En general, el acero de alto carbono se utiliza en partes que requieren resistencia, dureza y resistencia al desgaste, como herramientas de corte, cables, alambre musical, resortes y cuchillería. Después de formársele, usualmente se da tratamiento térmico y revenido a las partes. Cuanto más carbono tenga el acero, mayores serán su dureza, resistencia y resistencia al desgaste luego del tratamiento térmico.

### **3.2.1.5 Características mecánicas y tecnológicas del acero.**

Resulta complicado establecer claramente las propiedades mecánicas del acero, esto porque cada una de las mismas varía entre las distintas composiciones de sus aleantes, además de los distintos procesos que se le pueden aplicar para generarle un valor agregado, como puede ser los tratamientos térmicos, químicos o mecánicos. Pero se pueden enunciar algunas propiedades genéricas.

- Se utiliza para darle dureza, flexibilidad y elasticidad al acero, principalmente se utiliza para el acero estructural y para aceros automotrices.
- En función de la temperatura el acero se puede contraer, dilatar o fundir.
- El punto de fusión del acero depende del tipo de aleación y los porcentajes de elementos aleantes. El de su componente principal, el hierro es de alrededor de 1510 °C en estado puro (sin alear), sin embargo el acero presenta frecuentemente temperaturas de fusión de alrededor de 1375 °C, y en general la temperatura necesaria para la fusión aumenta a medida que se aumenta el porcentaje de carbono y de otros aleantes. (excepto las aleaciones eutécticas que funden de golpe). Por otra parte, el acero rápido funde a 1650 °C.
- Su punto de ebullición es de alrededor de 3000 °C.
- Es un material tenaz, especialmente en alguna de las aleaciones usadas para fabricar herramientas.
- Relativamente dúctil. Con él se obtienen hilos delgados llamados alambres.

- Es maleable. Se pueden obtener láminas delgadas llamadas hojalata. La hojalata es una lámina de acero, de entre 0,5 y 0,12 mm de espesor, recubierta, generalmente de forma electrolítica, por estaño.
- Permite una buena mecanización en máquinas herramientas antes de recibir un tratamiento térmico.
- Algunas composiciones y formas del acero mantienen mayor memoria, y se deforman al sobrepasar su límite elástico.
- La dureza de los aceros varía entre la del hierro y la que se puede lograr mediante su aleación u otros procedimientos térmicos o químicos entre los cuales quizá el más conocido sea el templado del acero, aplicable a aceros con alto contenido en carbono, que permite, cuando es superficial, conservar un núcleo tenaz en la pieza que evite fracturas frágiles. Aceros típicos con un alto grado de dureza superficial son los que se emplean en las herramientas de mecanizado, denominados aceros rápidos que contienen cantidades significativas de cromo, wolframio, molibdeno y vanadio. Los ensayos tecnológicos para medir la dureza son Brinell, Vickers y Rockwell, entre otros.
- Se puede soldar con facilidad.
- La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Tradicionalmente los aceros se han venido protegiendo mediante superficiales diversos. Si bien existen aleaciones con resistencia a la corrosión mejorada como los aceros de construcción aptos para intemperie (en ciertos ambientes) o los aceros inoxidable.
- Posee una alta conductividad eléctrica. Aunque depende de su composición es aproximadamente de  $3 \times 10^6$  Siemens/m. En las líneas aéreas de alta tensión se utilizan con frecuencia conductores de aluminio con alma de acero proporcionando este último

la resistencia mecánica necesaria para incrementar los vanos entre la torres y optimizar el coste de la instalación.

- Se utiliza para la fabricación de imanes permanentes artificiales, ya que una pieza de acero imantada no pierde su imantación si no se la calienta hasta cierta temperatura. La magnetización artificial se hace por contacto, inducción o mediante procedimientos eléctricos. En lo que respecta al acero inoxidable, al acero inoxidable ferrítico sí se le pega el imán, pero al acero inoxidable austenítico no se le pega el imán ya que la fase del hierro conocida como austenita no es atraída por los imanes. Los aceros inoxidables contienen principalmente níquel y cromo en porcentajes del orden del 10 % además de algunos aleantes en menor proporción.

- Un aumento de la temperatura en un elemento de acero provoca un aumento en la longitud del mismo. Este aumento en la longitud puede valorarse por la expresión: siendo  $\alpha$  el coeficiente de dilatación, que para el acero vale aproximadamente  $1.2 \times 10^{-5}$  (es decir). Si existe libertad de dilatación no se plantean grandes problemas subsidiarios, pero si esta dilatación está impedida en mayor o menor grado por el resto de los componentes de la estructura, aparecen esfuerzos complementarios que hay que tener en cuenta. El acero se dilata y se contrae según un coeficiente de dilatación similar al coeficiente de dilatación del hormigón, por lo que resulta muy útil su uso simultáneo en la construcción, formando un material compuesto que se denomina hormigón armado. El acero da una falsa sensación de seguridad al ser incombustible, pero sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas por las altas temperaturas que pueden alcanzar los perfiles en el transcurso de un incendio.

### **3.2.2 Mecanizado por arranque de viruta**

Este proceso de manufactura consiste en que el material es arrancado de la pieza base dándole la forma requerida, este proceso genera un desperdicio llamado viruta, de ahí su nombre “Mecanizado por arranque de viruta”.

La elección de la máquina-herramienta que satisfaga las exigencias tecnológicas, debe hacerse de acuerdo a los siguientes factores.

- **Según el aspecto de la superficie que se desea obtener:** En relación a la forma de las distintas superficies del elemento a maquinar, se deben deducir los movimientos de la herramienta y de la pieza, ya que cada máquina-herramienta posee sus características que la distinguen y resulta evidente su elección.
- **Según las dimensiones de la pieza a maquinar:** Se debe observar si las dimensiones de los desplazamientos de trabajo de la máquina-herramienta son suficientes para las necesidades de la pieza a maquinar. Además, se debe tomar en consideración la potencia que será necesaria durante el arranque de la viruta; la potencia estará en función de la profundidad de corte, la velocidad de avance y la velocidad de corte.
- **Según la cantidad de piezas a producir:** Esta sugiere la elección más adecuada entre las máquinas de tipo corriente, semiautomático y automático (en general, se emplean máquinas corrientes para producciones pequeñas y máquinas automáticas para producciones grandes).
- **Según la precisión requerida:** Con este factor se está en condiciones de elegir definitivamente la máquina-herramienta adecuada.

### **3.2.2.1 Clasificación de las máquinas-herramienta**

Se distinguen principalmente por la función que desempeñan, como también por el tipo de pieza que pueden elaborar, estas máquinas-herramientas se pueden dividir dependiendo del tipo de movimiento que efectúen durante el mecanizado.

**Tabla 2.** Principales maquinas-herramientas.

MOVIMIENTO DE TRABAJO	MAQUINA	MOVIMIENTO DE CORTE REALIZADO POR:	MOVIMIENTO DE AVANCE REALIZADO POR:
ROTATORIO CONTINUO	TORNO PARALELO TORNO REVOLVER TORNO AUTOMATICO TORNO COPIADOR TORNO VERTICAL	PIEZA	HERRAMIENTA
ROTATORIO CONTINUO	TALADRO DE: COLUMNA RADIAL MULTIPLE	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA
ROTATORIO CONTINUO	MANDRINADORA	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA O PIEZA
RECTILINEO ALTERNATIVO	LIMADORA CEPILLADORA ESCOPLEADORA	HERRAMIENTA PIEZA HERRAMIENTA	PIEZA HERRAMIENTA PIEZA
RECTILINEO INTERMITENTE	BROCHADORA	HERRAMIENTA	INCREMENTO DE LOS DIENTES
ROTATORIO CONTINUO	FRESADORA: HORIZONTAL VERTICAL UNIVERSAL	HERRAMIENTA	PIEZA
ROTATORIO CONTINUO	SIERRA DE DISCO	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA
RECTILINEO CONTINUO	SIERRA CINTA	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA
ROTATORIO CONTINUO	RECTIFICADORA: UNIVERSAL VERTICAL SIN CENTROS FRONTAL	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA Y PIEZA
ROTATORIO ALTERNADO	ROSCADORA	HERRAMIENTA	HERRAMIENTA
RECTILINEO ALTERNADO	GENERADORA DE ENGRANES CON SISTEMA PFAUTHER	HERRAMIENTA	PIEZA

Fuente: (González, 2018)

### 3.2.2.2 Materiales para herramientas de corte

#### 3.2.2.2.1 Aceros

- **Al carbono:** Poseen una composición de carbono entre 0.7 y 1.5 % a base de hierro, residuos de manganeso, silicio, fosforo y azufre. Las herramientas construidas con este material ofrecen ventajas de ser fácilmente maquinables y de bajo costo, pero presentan la desventaja de pérdida de filo de corte a temperatura de 200-250°C.

- El acero al carbono se emplea para construir herramientas cuando se tienen los siguientes casos.

Producciones en baja escala.

Trabajos de acabado a baja velocidad de corte.

En algunos casos a la aleación hierro-carbono se le mezclan otros elementos (con la finalidad de aumentar la resistencia al desgaste) tales como: cromo, cobalto, manganeso, molibdeno, níquel, silicio, tungsteno, vanadio. En estos casos los aceros asumen la denominación de especiales y pueden emplearse para trabajar a una velocidad de corte de hasta 25 m/min.

- **Rápidos:** Se denomina acero rápido a la aleación hierro-carbono con un contenido de carbono de entre 0.7 y 0.9 % a la cual se le agrega un elevado porcentaje de tungsteno (13 a 19 %), cromo (3.5 a 4.5 %) y de vanadio (0.8 a 3.2 %). Las herramientas construidas con estos aceros pueden trabajar con velocidades de corte de 60 m/min. a 100 m/min (variando esto con respecto a la velocidad de avance y la profundidad de corte), sin perder el filo de corte hasta una temperatura de 600°C y conservando una dureza Rockwell de 62 a 64.

- **Extra-rápidos:** Estos aceros están caracterizados por una notable resistencia al desgaste del filo de corte aún a temperaturas superiores a los 600oC por lo que las herramientas fabricadas con este material pueden emplearse cuando las velocidades de corte requeridas son mayores a las empleadas para trabajar con herramientas de acero rápido. Los aceros extra-rápidos tienen la misma composición que los aceros rápidos, a los cuales se les añade del 4 al 12 % de cobalto.

#### **3.2.2.2 Aleaciones duras (Estelitas)**

Es una aleación cuyos principales componentes son tungsteno (10-20 %), cromo (20-35 %), cobalto (30-35 %), molibdeno (10-20 %), pequeños porcentajes de carbono (0.5-2 %) y de hierro hasta 10 %. Dichas aleaciones son preparadas en forma de pequeñas placas fundidas, las cuales se sujetan en la extremidad maquinada de un mango de acero al carbono. Las herramientas construidas con estas aleaciones presentan las siguientes ventajas:

- Se pueden trabajar metales duros con altas velocidades de corte (de 5 a 10 veces superiores a las velocidades utilizadas con herramientas de acero rápido).

- Conserva los filos de corte a temperaturas hasta de 800°C.

- El afilado se realiza fácilmente a la muela como todas las herramientas de acero rápido y extra-rápido.

### 3.2.2.2.3 Carburos

Son aleaciones en forma de pequeñas placas obtenidas por sinterización a temperaturas comprendidas entre 1400oC y 1700oC. Sus principales componentes son: carburo de tungsteno (WC), carburo de titanio (TiC) o carburo de cobalto (CoC).

**Tabla 3.** Composiciones y aplicaciones de los carburos más comúnmente utilizados.

TIPO	COMPOSICION	APLICACIONES
S <sub>1</sub>	78% TUNGSTENO 16% CARBURO DE TITANIO 6% COBALTO	Trabajo a altas velocidades de corte ( 200m/min ) y pequeños avances.
S <sub>2</sub>	76% TUNGSTENO 16% CARBURO DE TITANIO 8% COBALTO	Trabajo con velocidad de corte media y avances medios.
S <sub>3</sub>	89% TUNGSTENO 5% CARBURO DE TITANIO 6% COBALTO	Trabajo con velocidad de corte de 120m/min, buena resistencia a la flexión y resistencia media al desgaste .
G <sub>1</sub>	94% CARBURO DE TUNGSTENO 6% COBALTO ( GRANO NORMAL )	Trabajo de las fundiciones ( bronce, cobre, latón, aleaciones ligeras ).
G <sub>2</sub>	94% CARBURO DE TUNGSTENO 6% COBALTO ( GRANO FINO )	Trabajo de las fundiciones duras, aceros templados, materiales sintéticos.

Fuente: (González, 2018)

### 3.2.2.3 Fluidos de corte (refrigerantes)

Para mejorar las condiciones durante el proceso de maquinado, se utiliza un fluido que baña el área en donde se está efectuando el corte. Los objetivos principales de este fluido son:

- Ayudar a la disipación del calor generado.
- Lubricar los elementos que intervienen en el corte para evitar la pérdida del filo de la herramienta.
- Reducir la energía necesaria para efectuar el corte.
- Proteger a la pieza contra la oxidación y la corrosión.
- Arrastrar las partículas del material (medio de limpieza).
- Mejorar el acabado superficial.

### **3.2.3 Corte con sierras**

El corte de los materiales es un factor importante en los procesos de manufactura, ya que la mayoría de las veces es una operación preliminar y si la preparación de los trozos de material, no se efectúa racionalmente, influye en sentido negativo sobre la producción.

Las herramientas utilizadas en las máquinas de corte se llaman sierras, las cuales, por su forma constructiva, son consideradas muy similares a las fresas; pues se caracterizan por poseer una sucesión ordenada de dientes de corte.

Existen tres tipos de máquinas utilizadas para el corte de materiales, cada una basada en el movimiento de corte que efectúan. Todas funcionan en tal forma que una sucesión de dientes pasa a través del corte, pero los diferentes tipos varían en facilidad, capacidad y aplicación.

La clasificación es la siguiente:

- Sierras alternativas o de arco.
- Sierras de disco (circulares).
- Sierras de cinta o de hoja continua.

#### **3.2.3.1 Sierras alternativas o de arco.**

Este tipo de sierras se caracterizan por el movimiento alternativo de la hoja de sierra en el corte. Este tipo de sierras se caracterizan por el movimiento alternativo de la hoja de sierra en el corte.

Todas las sierras alternativas o de arco siguen la misma configuración general: una base y una mesa para soportar las piezas, las cuales permanecen estacionarias durante el corte, y un arco para el montaje y movimiento de la hoja de la sierra.

Se utilizan tanto mecanismos de accionamiento mecánico, como hidráulico junto con una gama de velocidad y se emplean dos tipos diferentes de avances.

- Avance por gravedad: En este avance el peso mismo del arco proporciona la presión para el avance de la sierra dentro del corte, para un corte más rápido se puede forzar el arco durante el corte por medio de la utilización de un contrapeso deslizante.

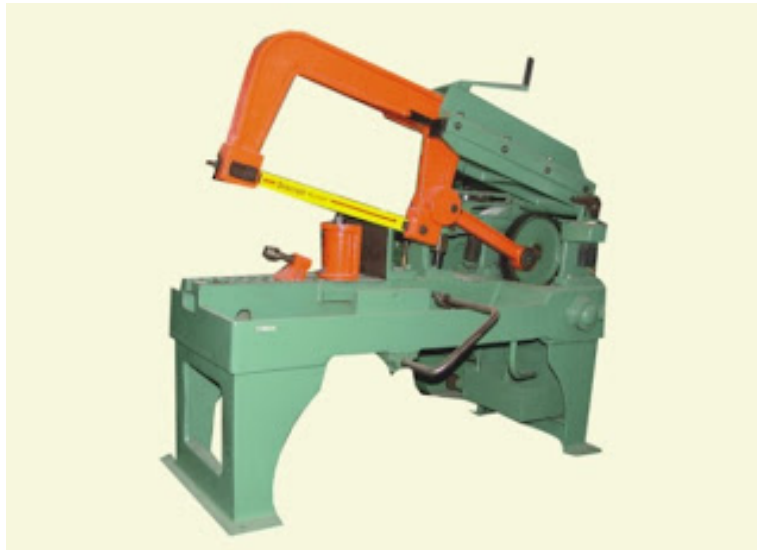
- Avance hidráulico: En este caso, el avance de la sierra dentro del corte es proporcionado mediante el uso de un pistón hidráulico cuya parte inferior está sujeta a la bancada de la máquina y la flecha que aplica la fuerza está sujeta al arco.

Se dispone de una gran variedad de modelos y tamaños, desde la máquina sencilla de sujeción manual para un solo corte, hasta la máquina completamente automática, con manejo automático de las barras de sujeción y ciclo automático. Aún la más sencilla de las máquinas automáticas, está diseñada para cortar largas barras en trozos cortos sin la constante atención del operador.

Las hojas se hacen de acero al carbón, y en algunas ocasiones con aceros aleados con tungsteno o molibdeno para lograr altas velocidades en el corte.

Se fabrican en largos normalizados 30.48 cm (12”), 25.56 cm (14”), 40.64 cm (16”), 60.96 cm (24”), 76.20 cm (30”). Junto con la longitud de la herramienta, la cual depende de la capacidad de la máquina, es necesario seleccionar adecuadamente el número de dientes por pulgada de la hoja, a continuación, se mencionarán los de uso más general

- Hoja de 4 dientes/pulg. Para cortar barras solidas pesadas.
- Hoja de 6 dientes/pulg. para cortar acero de máquinas, metales blandos, metales de sección gruesa, bronce, latón, aluminio, etc.
- Hoja de 10 dientes/pulg. para cortar acero de alta velocidad, acero de herramientas, perfiles pesados, tubos de pared gruesa, hierro fundido, perfiles estructurales pesados, etc.
- Hoja de 14 dientes/pulg. para cortar aceros para herramientas y aceros de alta velocidad.



**Figura 4.** Sierra de corte alternativo.

Fuente: (González, 2018)

### **3.2.3.2 Sierras circulares de disco**

Todas las sierras circulares se distinguen por una hoja de sierra circular montada en un eje accionado mecánicamente y que gira a través del centro. Las máquinas de este tipo se dividen en tres clases: La Sierra para cortar “en frío” que tiene una hoja de metal con dientes en la periferia, la máquina cortadora de disco abrasivo, y la sierra de fricción, que utiliza una hoja de metal que puede tener o no dientes.

Una sierra típica para corte en frío es capaz de efectuar cortes muy precisos dejando un acabado comparable con el fresado. En comparación, la sierra para corte en frío es la más rígida y potente de los tres tipos de sierras mecánicas, y se utilizan principalmente para operaciones de corte de producción. Su mecanismo engranado permite la aplicación de gran potencia y velocidad de corte. Este tipo de diseño se presta a la automatización y a la combinación con otras máquinas en la maquinaria especial de producción.

En las sierras de disco el movimiento fundamental (giratorio) y el de alimentación (avance), lo tiene la herramienta, la cual gira alrededor de su eje y avanza transversalmente hacia el material a cortar.



**Figura 5.** Sierra de disco.

Fuente: (Ferretería Lindavista, 2018)

### **3.2.3.3 Sierras de cinta**

Las sierras de cinta están constituidas por una delgada y flexible hoja sinfín que pasa a través del corte. Esta hoja o cinta pasa sobre dos ruedas, unas de las cuales proporciona el movimiento y la otra es conducida. Las piezas a cortar se montan en la mesa que se encuentra entre las dos ruedas.



**Figura 6.** Sierra de cinta.

Fuente: (KASTO, 2018)

Con las máquinas de corte por cinta se pueden cortar barras metálicas hasta de 800 mm. Las ventajas que presentan estas máquinas con respecto a las de movimiento alternativo, son las siguientes:

- Eliminación del tiempo pasivo de retorno de la hoja.
- Eliminación del desgaste debido al calentamiento, ya que la cinta al ser de una longitud de casi 13 veces el diámetro máximo de corte, las 12/13 partes de la cinta recorren una zona de reposo y se enfrían.

Las sierras de cinta de trabajo pesado para operación de gran velocidad de corte que utilizan cintas de sierra de acero rápido, tienen muchas aplicaciones para el corte de formas estructurales sólidas y para tubos. Este tipo de máquina conserva muchas de las características universales asociadas con las sierras de cintas, y además puede hacer operaciones de corte de tipo pesado y usar avance automático de las barras, debido a las grandes presiones requeridas para el corte de gran velocidad, la más leve imprecisión de los dientes o el desgaste de la cinta puede ocasionar la desviación de corte, limitando la exactitud del mismo, para reducir este defecto debe emplearse algún tipo descompensado o dispositivo para dirigir la cinta.

Algunas de las características de este tipo de máquinas herramienta son:

- Corta cualquier clase de material, desde el asbesto al zinc, cualquiera que sea su espesor, tenacidad, dureza, resistencia y su carácter más o menos abrasivo. En esta máquina, se puede cortar acero, goma, piedra y plásticos.
- Corta todo el tiempo, porque emplea una cinta sin fin, con millares de dientes agudos que se mueven en una dirección, no hay carrera de retorno, lo que significa que no hay tiempo perdido en carreras durante las cuales no hay acción de corte.
- Corte directamente, siguiendo las líneas de trazo, debido a que no existe vibración por parte de la cinta de corte, es fácil seguir la pieza contra la sierra de cinta siguiendo unas líneas de trazo, ya sea haciendo piezas tridimensionales o confirmando piezas iguales en una sola operación.
- Esta máquina, usando la herramienta de cinta adecuada, puede aserrar, limar, y pulir la pieza para su acabado.
- Esta máquina-herramienta ofrece visibilidad completa y permite al operario vigilar el progreso de la operación, mientras sigue las líneas de trazo.

La mayor parte de las máquinas disponen de velocidades variables, pero algunas están equipadas con velocidades fijas. Las máquinas de velocidad variable tienen un rango de 10 a 300 m/min. Lo que permite un corte eficaz de toda clase de materiales. Algunas máquinas están accionadas hidráulicamente, otras manualmente. Los términos corrientes, tales como: sierras de cinta, cintas para limar y pulir indican tipos específicos de herramientas utilizadas en la sierra de cinta.

Hay 4 funciones en una herramienta de cinta que la diferencian de todas las demás herramientas de corte.

- Proporcionan una acción de corte continua.
- Corta directamente según líneas de trazo interiores o exteriores.
- No hay limitación en la longitud de corte.
- Separa material en secciones.

### 3.2.3.4 Tipos de hojas

De los diversos tipos de hojas que se fabrican para fines industriales, se hace mención a continuación de algunos de ellos:

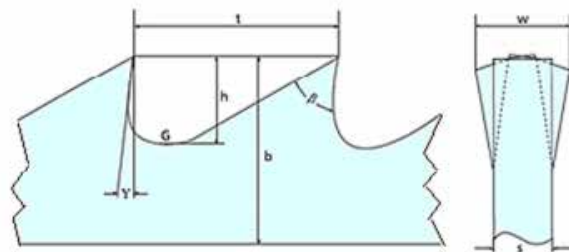
**Tabla 4.** Tipos de hojas utilizadas en la industria.

TIPO DE HOJA	USOS GENERALES
De precisión	Metales ferrosos, no ferrosos, y sus aleaciones en algunos casos madera y plásticos.
De fricción	Metales de gran dureza, acero inoxidable, aleaciones de cromo, vanadio.
De dientes de estribo	Madera, plástico, metales no ferrosos.
De dientes de uña	Metales y aleaciones ligeros, madera.
De dientes de zig – zag	Materiales blandos.
De filo de cuchillo	Materiales blandos y fibrosos.
Con temple de resorte	Metales ligeros, aluminio y magnesio.
De filo de hélice	Metales y aleaciones ligeras, corta en cualquier dirección sin necesidad de dar giros a la pieza.
De dientes de diamante	Materiales duros y frágiles.

Fuente: (González, 2018)

### 3.2.3.5 Terminología de la sierra de cinta

En la sierra de cinta se pueden identificar ciertas características que es un requisito indispensable poder identificar cada una de estas características. En la figura 4 se puede apreciar estas características



**Figura 7.** Dimensiones de una sierra de cinta.

Fuente: (SANDVIK, 2016)

**Donde:**

- b: Ancho: Dimensión nominal de una sierra, medida de la punta del diente al respaldo de la hoja.
- s: Espesor: Grosor de la hoja.
- h: Altura del diente: Distancia que hay entre la punta y la base del diente.
- t: Paso de dientes: Numero de dientes por pulgada y se mide desde el centro de la garganta.
- w: Canal de corte o triscado: Es la inclinación de los dientes a la derecha o izquierda, dejando espacio libre para la hoja.
-

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. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

#### **3.2.4.2 Normas y códigos**

Una norma o estándar, es un conjunto de especificaciones para piezas, materiales o procesos establecidos, con el fin de lograr uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los objetos importantes de una norma es fijar un límite número de artículos en las especificaciones, así como permitir que se tenga un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un código, es un conjunto de especificaciones para efectuar el análisis, el diseño, la fabricación y la construcción de un objeto o sistema. El propósito de un código es alcanzar un grado específico de seguridad, eficiencia y buen funcionamiento o buena calidad. Es importante observar que, los códigos de seguridad no implican la seguridad absoluta. De hecho, esta cualidad es imposible de obtener. A veces puede llegar a presentarse realmente el suceso más inesperado. (Budynas & Keith, 2008).

Por otro lado, todas las sociedades y organizaciones que se enumeran a continuación se han establecido para formular normas y códigos de seguridad o de diseño. El nombre de cada organismo indica la naturaleza de la norma o código establecido. Algunas normas y códigos, así como las direcciones de las citadas organizaciones, pueden obtenerse en la mayor parte de los centros de información técnica. Las organizaciones que interesan principalmente a los ingenieros mecánicos son:

- Asociación de Aluminio (Aluminum Association AA).
- Asociación Americana de Fabricantes de Engranaje (American Gear Manufacturers Association AGMA).
- Instituto Americano de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction AISC).

- Instituto Americano de Hierro y de Acero (American Iron and Steel Institute AISI).
- Instituto Americano Nacional de Normas (American National Standards Institute ANSI).
- Sociedad Americana para Metales (American Society for Metals ASM).
- Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical ASME).
- Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (American Society of testing and Materials ASTM).
- Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society AWS).
- Asociación de Fabricación de Cojinetes Antifricción (Anti-Friction Bearing Manufactures Association AFBMA).
- Instituto Británico de Normas (British Standards Institute BSI).
- Instituto de Sujetadores Industriales (Industrial Fasteners Institute IFI).
- Institución de Ingenieros Mecánicos (Institution of Mechanical Engineers I. Mech. E.).
- Oficina Internacional de Pesos y Medidas (International Bureau of Weights and Measures BIPM).
- Organización de Normas Internacionales (International Standards Organization ISO).
- Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers SAE).
- Vehicle Operations Structures Standards (VOSS)

#### **3.2.4.3 Factor de seguridad**

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N, es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

(Budynas & Keith, 2008). Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

- Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
- Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizará un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. (Ver tabla 5) se muestran los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar.

**Tabla 5.** Factores de seguridad.

TIPO DE CARGA	Materiales dúctiles. Aceros.		Materiales frágiles. Fundición.	Madera
	$N_u$	$N_y$	$N_u$	$N_u$
Cargas muertas (Constantes)	<b>2,6 - 4,2</b>	<b>1,25 - 2,0</b>	<b>4,5 - 6,5</b>	<b>6 - 8</b>
Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado.	<b>5 - 7</b>	<b>2,5 - 3,5</b>	<b>6,5 - 9,0</b>	<b>9 - 11</b>
Cargas repetidas, invertidas. Choque moderado	<b>7 - 9</b>	<b>3,5 - 5,0</b>	<b>10 - 13</b>	<b>13 - 16</b>
Choques fuertes	<b>10 - 15</b>	<b>5 - 8</b>	<b>15 - 20</b>	<b>15 - 20</b>

Fuente: (Molina, 1970)

#### **3.2.4.4 Esfuerzos**

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto, se debe diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

##### **3.2.4.4.1 Esfuerzos uniformemente distribuidos**

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas & Keith, 2008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión  $F$  se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que si corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente

distribuida de magnitud  $\sigma A$

esta uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec 1}$$

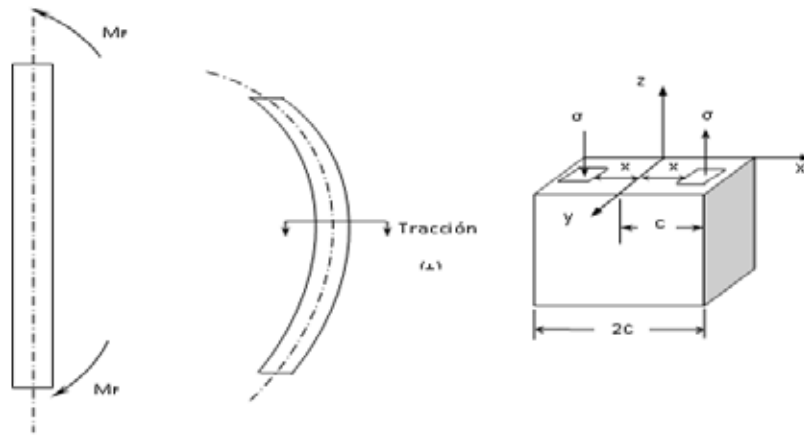
Donde  $F$  es la fuerza aplicada y  $A$  es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

- La barra sea recta y de material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

#### **3.2.4.4.2 Esfuerzos normales por flexión**

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

- La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
- El material es isótropo y homogéneo.
- La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
- La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
- Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
- Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.



**Figura 8.** (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007)

En la Figura 8-a se observa un cuerpo en forma de paralelepípedo, sometido a flexión, por un momento flector “puro”; la pieza adquiere la forma de la Figura 8-b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La Figura 8-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Figura 8-b (sección A-A); tomamos un diferencial de área para una distancia  $+x$  en el cual las fibras están sometidas a tracción y otro diferencial de área a una distancia  $-x$ , en donde las fibras de la pieza están sometidas a compresión; para cada

$$\sigma dA = dF \quad \text{Ec 2}$$

Existe un

$$dM_I = x dF \quad \text{Ec 3}$$

Para el que contribuyen los  $dA$  más alejados; el esfuerzo de tracción máximo ocurre en  $c$  y el mínimo, de compresión, ocurre en  $-c$  y se tiene que:

$$\text{máx} = \text{mín} \quad \text{Ec 4}$$

En cualquier otra posición, se tiene que

$$\sigma = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} x \quad Ec 5$$

Si integramos la ecuaci3n 3, tenemos que la reacci3n interna iguala al efecto externo:

$$M_i = \int_A \sigma x dA = \int_A \sigma x dF = \int_A \sigma x S dA = \int_A \sigma x^2 \frac{S_{max}}{c} dA = M_f \quad Ec 6$$

As3

$$M_f = \frac{S_{max}}{c} \int_A x^2 dA \quad Ec 7$$

Como  $\int_A x^2 dA = I_y$  es el momento de inercia de la secci3n transversal de la pieza,

alrededor del eje  $y$ , que pasa por su centro de gravedad, la ecuaci3n 7 es igual a

$$M_f = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{c} I_y \quad \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_f x c}{I_y} \quad Ec 8$$

### 3.2.4.4.3 Torsi3n

La torsi3n es una acci3n deformadora, producida por un momento torsor puro (par de fuerzas) que actúa en el plano de la secci3n resistente del elemento de máquin, generando en las mismas tensiones de corte (esta tensi3n es la tercera de los tipos que pueden presentarse en una pieza).

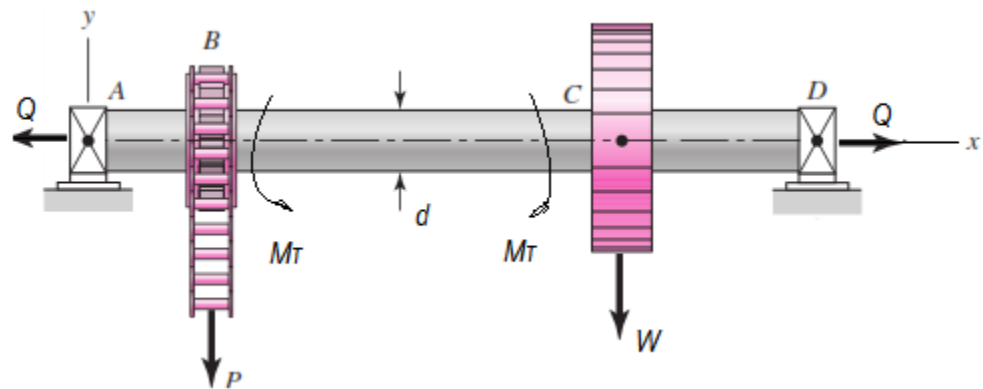
$$M_T = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{R} I_p \quad \tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_T R}{I_p} \quad Ec 9$$

### 3.2.4.4.4 Esfuerzos combinados

Es muy comú en piezas de maquinarias, tener combinaciones de carga que creen esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza. Pudiera haber lugares dentro de la pieza donde estos esfuerzos aplicados han de combinarse para poder determinar cuáles son los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máxmo. ¿C3mo predecir su condici3n de falla? ¿En cuál condici3n se presenta esta falla? Para dar respuesta a estas preguntas, se introducen las teor3as de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que tratan de seálalar cuando y como falla un elemento de máquin.

La primera de estas teorías, es la teoría de la tensión normal máxima. Señala que se presenta la falla del material y de la pieza, cuando una de las tensiones principales es igual, o superior, al valor de la resistencia de fluencia del material del cual está fabricada la pieza. La importancia real de esta teoría, radica en el poder hacer comparaciones con las verdaderas condiciones de falla.

Si se considera un elemento de máquina sometido a un sistema de carga que induce en él un estado “complejo” pero, “bidimensional” de tensiones. Por ejemplo, un eje o árbol como el de la Figura 9.



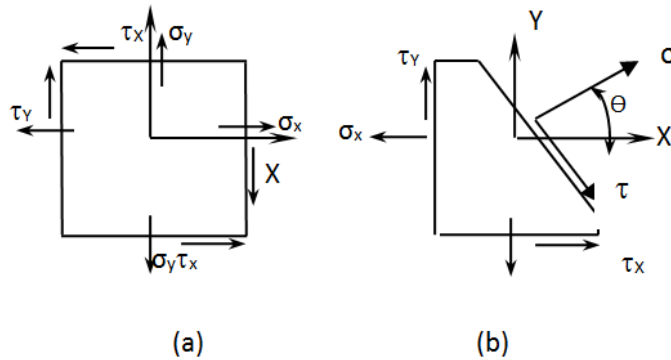
**Figura 9.** Eje o árbol sometido a la acción de tensiones de corte, de compresión y de tracción simultáneamente.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En él se tienen, tensiones de corte  $\mathbf{t}$ , producto de la acción directa de las cargas  $\mathbf{P}$  y  $\mathbf{W}$  y del momento torsor  $\mathbf{MT}$ ; tensiones de tracción  $\mathbf{S}_{\text{trac}}$  por acción de la carga axial  $\mathbf{Q}$ ; y de tracción  $\mathbf{S}_{\text{trac}}$  y compresión  $\mathbf{S}_{\text{comp}}$  por el efecto de las cargas transversales y de las reacciones en los apoyos. En alguna parte de esta pieza se encuentra el punto crítico, en ese punto de la pieza, cada elemento infinitesimal experimenta esfuerzos distintos, al mismo tiempo. Por lo cual se deben considerar los esfuerzos como actuando sobre elementos infinitesimalmente pequeños dentro de la pieza. Estos elementos suelen modelarse, cada uno, como un cubo. Los componentes de los esfuerzos actúan en las caras de estos cubos de dos maneras distintas. Los esfuerzos normales (Fuerza/Área) actúan perpendicularmente a la cara del cubo (Normal) y

tienen tendencia a tirar de él (Esfuerzo de Tracción Normal) o a empujarlo (Esfuerzo de Compresión Normal) Los esfuerzos cortantes, actúan paralelos a las caras del cubo, en pares sobre caras opuestas, lo que hace que el cubo distorsione a forma romboidal. Las componentes normales y cortantes del esfuerzo conforman lo que se conoce como tensor; y un volumen elemental en ese punto, resultaría como el indicado en la Figura 10-a; en él, siempre se podrá utilizar un análisis de cuerpo libre en el cual, para un ángulo cualquiera con los ejes indicados, se obtenga la representación de las tensiones directas máximas (Figura 10-b). Esto significa que se puede ir variando el ángulo de corte  $\theta$ , hasta conseguir el valor de las tensiones principales  $\sigma$  y  $\tau$  máximos. A todas luces un procedimiento como el indicado, resultaría sumamente engorroso y extremadamente largo. Afortunadamente, el círculo de MOHR saca de apuros (Otto Mohr, en el año 1.880 en sus clases de la Universidad de Berlín explicó por primera vez este método gráfico). En efecto, este método gráfico, denominado círculo de Mohr, se constituye en una herramienta valiosa a la hora de tener que enfrentar a un análisis como el que aquí se ha planteado.

Si se toma el caso del elemento considerado en la Figura 10, y suponiendo que en el mismo se tiene que  $\sigma_x > \sigma_y$ ; se puede construir el diagrama del círculo de Mohr para este caso; sobre el eje  $\sigma$  se reporta el valor de  $\sigma_x$ . Sobre el mismo eje se señala la magnitud de  $\sigma_y$  correspondiente; sobre el eje  $\tau$  se indican las tensiones de corte,  $\tau_x = -\tau_y$  (por equilibrio). Se unen los puntos obtenidos en las intersecciones de  $\sigma_x$  con  $\tau_x$ , y, de  $\sigma_y$  con  $\tau_y$ , es decir, se unen los puntos  $(\sigma_x, \tau_x)$  y  $(\sigma_y, \tau_y)$  y se obtiene el diámetro del círculo, el cual corta al eje  $\sigma$  en el punto  $c$  de la Figura 10. Siguiendo la nomenclatura de la Figura 11, se pueden indicar los valores numéricos de las magnitudes utilizadas en dicha figura:



**Figura 10.** Volumen Elemental de una pieza cualquiera, (a) sometida a un estado bidimensional de tensiones, (b) análisis de cuerpo libre del mismo Volumen Elemental.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

$$A = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

El Radio del círculo es igual a:

$$R = \sqrt{A^2 + \tau_x^2}$$

Pero el radio del círculo, del estado bidimensional de tensiones considerado, no es más que la máxima tensión de corte producida, por lo tanto

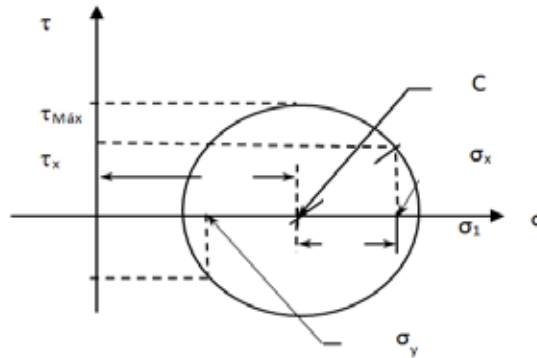
$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}^2 + \tau_x^2} \quad \text{Ec 10}$$

Designando, ahora, al segmento  $\overline{OC}$  de la Figura 11 por la letra **B** se puede escribir

$$B = \sigma_x - A = \sigma_x - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

De esta última expresión y considerando la geometría de la Figura 11, resulta

$$\sigma_1 = B + R \quad \text{y} \quad \sigma_2 = B - R$$



**Figura 11.** Diagrama del círculo de Mohr

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

$$s_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_x^2} \quad \text{Ec 11}$$

$$s_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_x^2} \quad \text{Ec 12}$$

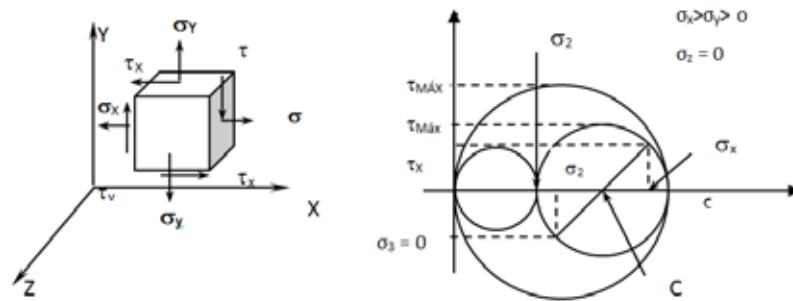
Gracias a las ecuaciones (10), (11) y (12) se pueden obtener valores de las tensiones principales  $t_{\max}$ ,  $s_1$  y  $s_2$ , en el estado bidimensional de tensiones, a partir de las tensiones directas  $t_x$ ,  $s_x$  y  $s_y$ .

Pero atención con  $t_{\max}$  porque para el estado bidimensional de tensiones (o plano) analizado anteriormente lo que realmente está ocurriendo es lo siguiente:

El volumen de control es (con  $s_x, s_y, s_z=0$  y  $t_x = t_y$ ) tal y como se observa en la Figura 12.

$$t_{\text{MÁX}} = \frac{s_1 - s_3}{2} = \frac{s_1}{2} \quad \text{Ec 13}$$

En un elemento de máquina cualquiera, en el cual se presente un estado genérico tridimensional de tensiones, con  $s_1 > s_2 > s_3 > 0$ . El círculo de Mohr resultante es como el representado en la Figura 12, en la cual se indican las tensiones principales que actúan sobre dicho elemento.



**Figura 12.** Construcción del Círculo de Mohr “resultante”, para un elemento de máquina sometido a un estado tridimensional de tensiones.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Como puede observarse por los valores particulares asignados a las tensiones principales indicadas, la máxima tensión de corte se obtiene relacionando  $\mathbf{s}_1$  con  $\mathbf{s}_3$ . Cada una de las tensiones principales debe obtenerse a partir de un diagrama en el cual se consideren, dos a dos, las tensiones directas actuantes, de cada uno de ellos, el valor de las tensiones principales, para luego ser analizadas en conjunto tal y como se indica en la Figura 12.

### 3.2.4.4.5 Teorías de falla

Ahora que se sabe, como poner en evidencia la existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que su falla se presente. Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente  $\mathbf{s}$  y  $\mathbf{t}_{ycorte}$ , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando está “

Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

Se considera que está es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la teoría del esfuerzo cortante máximo, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{s_1 - s_2}{2}, \quad t_2 = \frac{s_2 - s_3}{2}, \quad t_3 = \frac{s_1 - s_3}{2} \quad \text{Ec 14}$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de  $t_i$  (sea ésta  $t_{i,MAX}$ ) representados en las ecuaciones 14, se iguala a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es:

$$(\tau_i)_{MÁx} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec 15}$$

La teoría de la tensión de corte máxima, indica igualmente que el límite de fluencia a corte  $S_{ycorte}$  de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción  $S_y$ , esto es:

$$S_{ycorte} = 0,5S_y \quad \text{Ec 16}$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

También denominada, teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión

En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente,

S. Timoshenko, en su McGraw-Hill, Nueva York,  
 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856.  
 Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero)  
 cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para  
 producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un  
 determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión  
 o de corte, y por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores  
 de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento, La forma más corrientemente  
 utilizada para expresar la teoría de la energía de distorsión, es:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2 \tau_y^2 \quad \text{Ec 17}$$

Interpretando lo indicado en la ecuación 17, esta teoría establece que el inicio de  
 la condición de falla es, únicamente, función de las diferencias de Tensiones  
 Principales, independientemente de sus valores absolutos particulares.

Para un estado bidimensional de tensiones, condición para la cual  $\sigma_3 = 0$ , la  
 ecuación 17 se convierte en

$$\begin{aligned} S_y^2 &= (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2 \\ S_y^2 &= \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2 = 2\sigma_1^2 + 2\sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2 \\ S_y^2 &= \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \end{aligned} \quad \text{Ec 18}$$

O simplemente

$$S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec 19}$$

La ecuación 19 permite aplicar, en el caso de un estado bidimensional de  
 tensiones como el indicado, la teoría de la ENERGÍA DE CORTE o teoría de la  
 ENERGÍA DE DISTORSIÓN o **Teoría de VON MISES – HENCKY**, sin necesidad  
 de recurrir al círculo de Mohr, pues en ella se pueden utilizar las tensiones directas,  $\sigma_x$ ,  
 $\sigma_y$  y  $\tau$  presentes en el estado bidimensional de tensiones aplicado al elemento de  
 máquina.

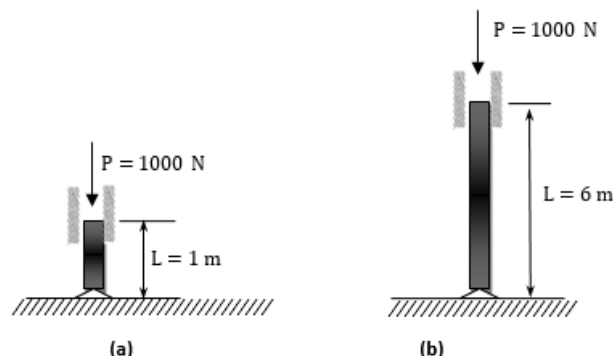
Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de TORSIÓN PURA (tensiones de corte;  $\mathbf{s}_x = \mathbf{s}_y = \mathbf{0}$ ), de (19) se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza

$$s_y = \sqrt{3\tau_x^2} = \sqrt{3\tau^2} \quad \tau = \frac{s_y}{\sqrt{3}} = 0,577s_y \quad \text{Ec 20}$$

### 3.2.4.5 Análisis de piezas largas sometidas a compresión

Existen elementos de máquina, que no fallan cuando la tensión resultante aplicada se acerca a los valores de resistencia del material, sino mucho antes. ¿A qué se debe este comportamiento? El mismo obedece a la existencia de un llamado

. Un ejemplo típico de lo que aquí se dice, son las columnas. No se piense que se refiere únicamente a las columnas de un edificio, muchos elementos de máquina se comportan como si fueran columnas, sin serlo. Algunos ejemplos que se pueden citar son: la BIELA de un motor de combustión interna, el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo de un cilindro hidráulico, etc. Considerando, por ejemplo, los dos elementos que se indican en la Figura 13 ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a esta pregunta, resulta demasiado evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la Figura 13-b.



**Figura 13.** Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Para visualizar mejor esta situación, imagine una regla de plástico como las que se utilizan para medir en dibujo (o la antena de un carro), a la cual se le aplica una carga **P** de compresión axial (con la mano si hacer mucha fuerza), se observa que la regla (o la antena) se arquea (dobla) como, es decir, la pieza ha pandeado; el pandeo no es la curvatura sino la falla, sin quitar la carga **P**. Si se quita la carga **P**, la regla (o la antena) se endereza, ¿Por qué? Un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación mostrada, genera una reacción interna que se opone a **P**, debido a un “momento elástico interno”. Al desaparecer **P**, este momento es suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denominó “*La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, ya que la estabilidad elástica solo explica cuando la pieza se endereza, el verdadero problema es explicar cuando la pieza llegará a la “*

*, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de **P**, ¿y qué ocurre? Pues, la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso.*

¿Cómo dar respuesta a este problema? Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como la representada en la Figura 14 desarrolló la ecuación

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{2} \quad \text{Ec 21}$$

Esta expresión es conocida como la “*”, para columnas con extremos libres de girar, en la cual se tienen las siguientes magnitudes:*

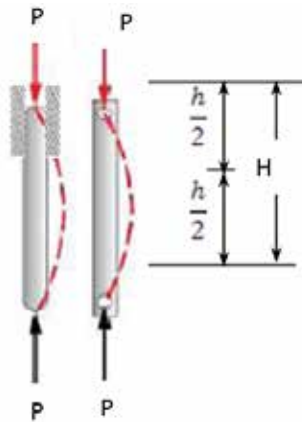
**E** = Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [**Pa**]

**I** = Inercia de la sección transversal de la pieza [**m<sup>4</sup>**]

**h** = longitud de la pieza [ **m**]

El subíndice **cr** que se asocia a la carga **P**, indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla.

Otra utilización sencilla que permite realizar la ecuación de Euler, consiste en aplicar directamente la LONGITUD DE PANDEO, sustituyéndola en la ecuación 21, a la longitud del elemento con extremos libres de girar. La longitud de pandeo depende de la fijación de los extremos de la columna.

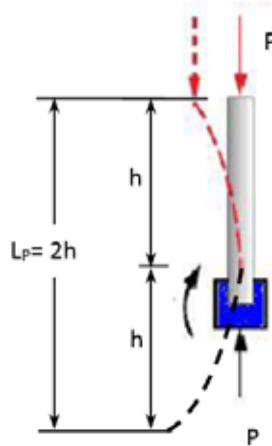


**Figura 14.** Representación de un elemento de máquina largo, con un extremo libre de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial P de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada).

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando la pieza de la Figura 15, que es la representación de una pieza larga, con un extremo libre y el otro empotrado. Si observamos la forma que adopta la pieza sometida a compresión, se ve la similitud con la representada en la Figura 14; la pieza de la Figura 15 adopta la forma de la mitad superior de la indicada en la Figura 14; prolongando idealmente la forma de la pieza con un extremo empotrado y el otro libre, como se indica en trazos negros en la Figura 15. Se obtiene la misma de la pieza con ambos extremos libres; pero esto ocurre para un elemento "ficticio" cuya longitud total es, en este caso, el doble

de la altura del original. Para este elemento se tiene entonces que su longitud de pandeo  $L_P$  es  $2h$ . Haciendo esta sustitución en la ecuación 21 se obtiene.



**Figura 15.** Elemento de Máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial  $F$  de compresión.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2} \quad \text{Ec 22}$$

Que para la pieza de la Figura 15 es entonces

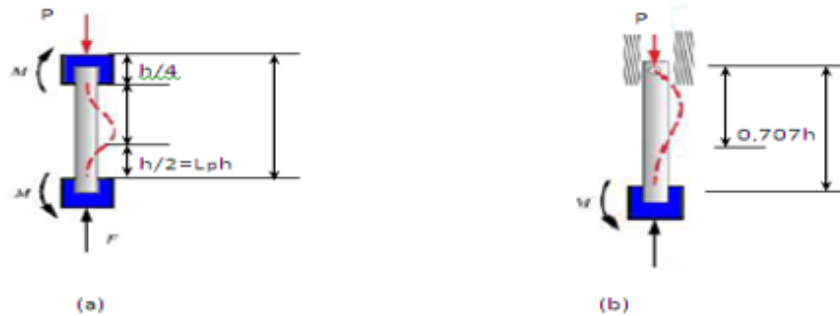
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(2h)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4h^2} \quad \text{Ec 22a}$$

Si se analiza la geometría que adoptan distintas piezas largas, sometidas a compresión, en función de la manera de fijación de sus extremos, se puede tratar de generalizar esta posibilidad que brinda la ecuación de Euler. Observando, para ello, la Figura 16; en la Figura 16-a se tiene una pieza con ambos extremos empotrados: geoméricamente se obtiene que su longitud de pandeo  $L_P$  es igual a  $h / 2$ ; para esta pieza la ecuación 22 resulta

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(h/2)^2} = \frac{4\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec 22b}$$

La pieza representada en la Figura 16-b, posee un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente; nuevamente en forma geométrica se obtiene una longitud de pandeo  $L_P$  igual a  $0,707 h$ ; la ecuación 22 es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(0,707 h)^2} = \frac{2\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec 22c}$$



**Figura 16.** Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007)

Considerando las ecuaciones 21; 22; 22a; 22b; 22c y los casos para los cuales son válidas, se puede escribir la ecuación de Euler como

$$P_{cr} = n \frac{\pi^2 EI}{h^2} \quad \text{Ec 23}$$

En la ecuación 23,  $n$  es el factor de Euler, y para los casos presentados se tienen los siguientes valores

$n = 1$  Con extremos libres de girar (caso de la Figura 14).

$n = 1/4$  Con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la Figura 15).

$n = 2$  Con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado). (Caso de la Figura 16-b).

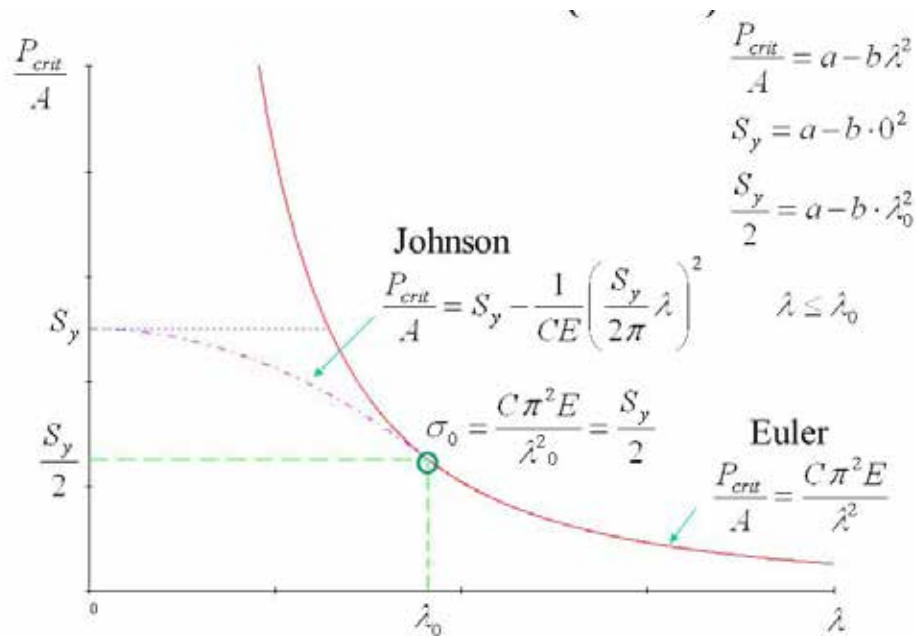
$n = 4$  Con extremos empotrados (caso de la Figura 16-a).

Como se debe diseñar elementos de máquina, se considera la falla, es decir, se añade un factor de seguridad ( $N$ ) y  $P_{cr} = N P$ , siendo  $P$  la carga que debe soportar la pieza.

El coeficiente de esbeltez nos indica si determinado elemento de máquina, que será sometido a tensiones de compresión, podrá ser considerado como una pieza corta o larga; es decir aún no sabemos si elemento fallara por fluencia o si se presentara el posible equilibrio inestable.

$$\bar{R}|_{Limite} = \pi \sqrt{\frac{2nE}{S_{ycomp}}} \quad Ec 24$$

Este es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de Euler y de Johnson, son tangente, es decir, ambos criterios son válidos



**Figura 17.** Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

La parábola de Johnson describe la fuerza crítica como:

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} - \left( \frac{S_{ycomp}}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{nE} \left( \frac{R}{\lambda} \right)^2 \quad Ec 25$$

### 3.2.5 Medios de unión

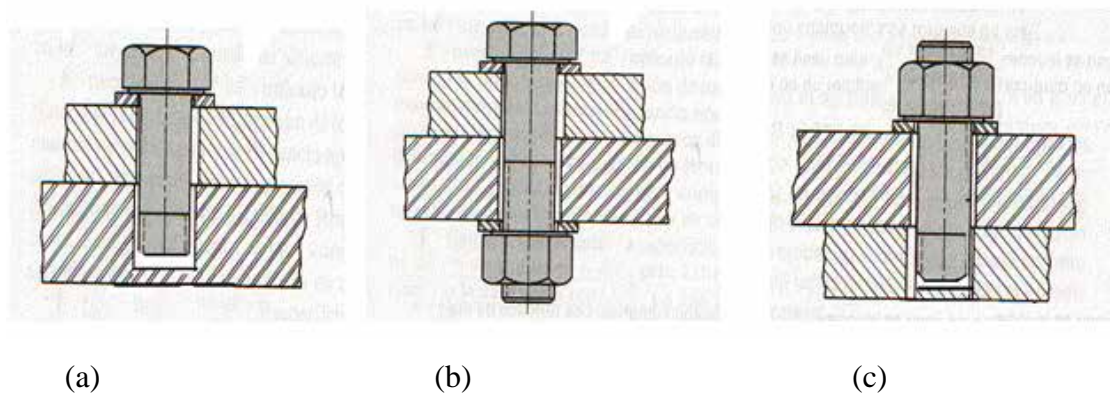
Los medios de unión son aquellos elementos que sirven para efectuar la unión y rigidización entre piezas que componen la estructura metálica. Vamos a considerar algunos de los métodos típicos, más usuales, por medio de los cuales pueden unirse dos

o más elementos de máquina, tomando en cuenta a estos medios de unión como lo que son: nuevos elementos de máquina. Haciendo énfasis en la determinación de las tensiones que deberá soportar el medio de unión actuante, sobre las dos o más piezas que se desean unir. Comenzando por decir, que estos medios de unión, sean cuales sean, han sido introducidos por el diseñador a voluntad propia, en la concepción y puesta en práctica de la solución del problema que éste está resolviendo, por ende, son parte integral de la solución misma.

La clasificación más general que se puede hacer, al hablar de medios de unión, es la que los divide en medios de unión permanente y en medios de unión no permanente. La soldadura es de los primeros y los tornillos, pernos, tuercas, espárragos o prisioneros y pasadores, están entre los segundos. La soldadura, ha venido, progresivamente sustituyendo a los remaches, que son medios de unión no permanentes.

#### **3.2.5.1 Tornillos de unión**

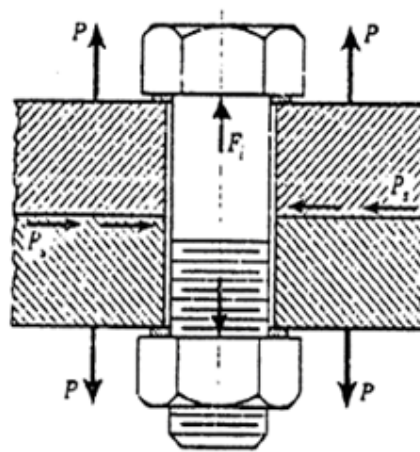
Los medios de unión no permanente, más comunes en el diseño de máquinas y conocidos, se consiguen bajo la denominación global de tornillos. El tornillo es, en general, un cuerpo cilíndrico (o cónico), algunos con una ranura cortada por maquinado o por forjado, en su superficie. De acuerdo a la aplicación que de ellos se hace, los tornillos pueden, a su vez, ser catalogados en los siguientes tipos: a) de potencia, b) de medición y, c) de unión propiamente dichos. En la Figura 18-a, b y c se representa lo que es un tornillo, un perno con su tuerca, y un espárrago o prisionero también con su tuerca, respectivamente. El tornillo puede ser, además, de cabeza hexagonal, avellanada o redonda (ranurada o en “cruz”), de tipo “Allen” (hueco hexagonal) o tipo estrella (hueco estriado). El caso más típico es el del perno con tuerca; los otros se resumen a lo mismo, sustituyendo la tuerca por el “cuerpo” en el cual se atornilla; hecha la salvedad del espárrago, o prisionero, en el cual la tuerca permanece, y es sustituida la cabeza del perno por el cuerpo en el cual se atornilla (Figura 18-c).



**Figura 18.** Medios de Unión No Permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); y (c) Espárrago o Prisionero.

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En una unión no permanente, sujeta por un perno, las tensiones presentes en la misma pueden ser resumidas como se indica en la Figura 19; en dicha figura, se señalan tanto las tensiones presentes en el perno, como en la tuerca, así como en los elementos de máquina que se sujetan por este medio, en un caso general.



**Figura 19.** Tensiones presentes en una union permanente sujeta por un perno con apriete inicial

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

a) Uniones sometidas a tracción.

En estas uniones, la importancia de la existencia de compartimientos estancos no es relevante. Esto significa que solo es importante que el conjunto de elementos de máquina considerados, soporten el sistema de carga al cual están sometidos, sin que se presente el “colapso” de ellos. Únicamente se considera la carga a la cual está sometido el tornillo: para ello, tomaremos en cuenta lo señalado en la Figura 20; en la misma, está presente una carga axial P, que produce una tensión de tracción, esa tensión de tracción, se presenta en la sección constante no roscada del perno, dada por

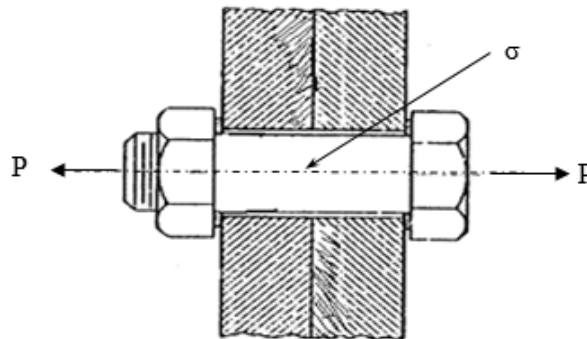
$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Ec 26}$$

Pero este sistema de carga, produce tensiones de corte en la base de los filetes de la rosca del tornillo, dada por la ecuación:

$$\tau_{\text{TORNILLO}} = \frac{P}{\pi r L} \quad \text{Ec 27}$$

En la misma porción de la tuerca, encontramos que:

$$\tau_{\text{TUERCA}} = \frac{P}{\pi r L} \quad \text{Ec 28}$$



**Figura 20.** Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de tracción

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

En las expresiones anteriores, si hay más de un perno resistente a la carga P de la Figura 20, tendremos que tomar en cuenta el aporte de cada uno de ellos, considerando que para la ecuación genérica 26, el valor del área vendrá dado por

$A = \text{área neta} \times n^\circ \text{ de tornillos}$

En este mismo caso (más de un perno resistente), los valores anteriores de las tensiones de corte en la base de los filetes, tanto de cada tornillo ( $\tau_{TORNILLO}$ ), como de cada una de las tuercas ( $\tau_{TUERCA}$ ), deberá verse modificado por ese número de elementos de unión presentes, estas tensiones vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$\tau_{TORNILLO} = \frac{P}{n\pi rL} \quad \text{Ec 29}$$

$$\tau_{TUERCA} = \frac{P}{n\pi rL} \quad \text{Ec 30}$$

El criterio de diseño será el que arroje el menor valor entre los siguientes:

$$\sigma < \frac{S_y}{N} \quad \text{y} \quad t_i < \frac{S_{ycorte}}{N}$$

La expresión  $\sigma$  es para las tensiones de tracción en el núcleo del tornillo; la expresión  $t_i$  corresponde a las tensiones de corte en la base de los filetes de las roscas en el (o los) tornillo(s), con el subíndice  $i = \text{tornillo}$ , o en la(s) tuerca(s), con  $i = \text{tuerca}$ . Deberá utilizarse el criterio según el cual. El valor correspondiente de tensiones resulta crítico.

En las expresiones anteriores, tenemos que el factor de seguridad  $N$  debe ser tal que cumpla

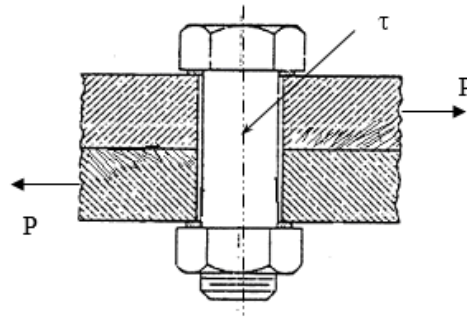
$$3 < N < 4$$

b) Uniones sometidas a corte.

En la Figura 21, se señala una unión sometida a tensiones de corte, la longitud roscada del tornillo, debe ser la que permita que se enrosque adecuadamente la tuerca; esto significa que no tendremos filetes en la porción central del tornillo, que es la que soportará, directamente, la acción de corte. En consecuencia, no existen razones para considerar factores de concentración de tensiones, debido a la presencia de la rosca; por ello el factor de seguridad a utilizar, podrá volver a los valores que tradicionalmente ha

tenido; así, nuevamente con el factor de seguridad dado por  $1,5 < N < 2$ , podemos escribir, en el caso de la Figura 21, que la tensión viene dada por

$$t = \frac{P}{A} \quad \text{Ec 31}$$



**Figura 21.** Unión no permanente sujeta por un perno, sometida a la acción de una carga P de corte.

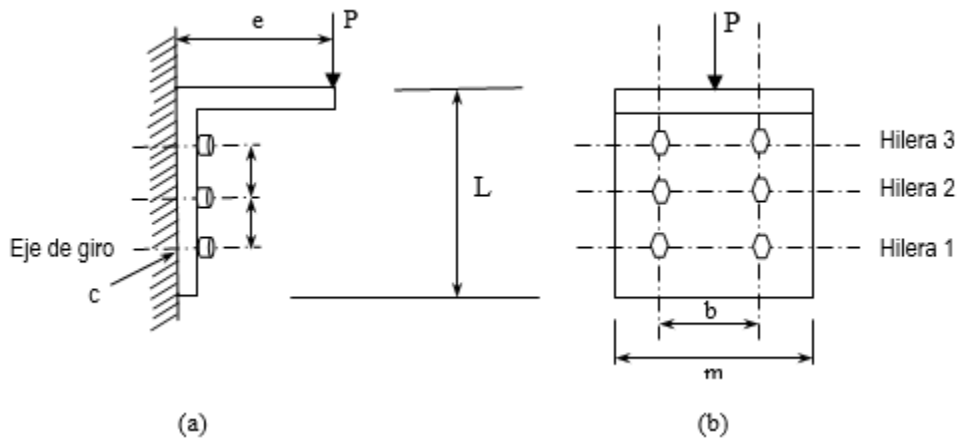
Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Nuevamente, si es más de un perno el que soporta la carga, debemos considerar el área como:

$$A = \text{área neta} \times n^{\circ} \text{ de tornillos}$$

c) Soportes atornillados sometidos a Flexión.

Un soporte como el que se considera ahora, puede verse en la Figura 22; en este caso, se muestra un soporte atornillado por medio de seis tornillos, que en esta oportunidad están identificados por medio de su pertenencia a cada una de las tres hileras señaladas en la Figura 22-b. El análisis podría versar sobre estos seis tornillos, pero generalizaremos su consideración a un cualquier soporte atornillado sometido a flexión, con un cualquier número de medios de unión sosteniéndolo. Pero, por ahora, nos será útil el soporte con seis tornillos.



**Figura 22.** Soporte atornillado sometido a corte y flexión, po la acción de una carga P. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

Cada tornillo de la Figura 22, está soportando el efecto directo de la carga P: dicho efecto es una tensión de corte dada por

$$\tau = \frac{P}{A_{total}} \quad \text{Ec 32}$$

En (Ec 32), tenemos que

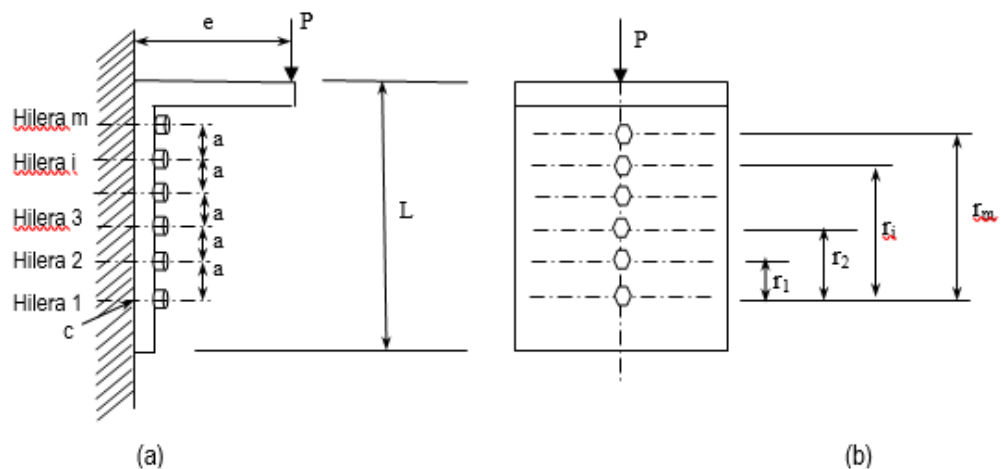
Pero también está presente el efecto secundario de la carga P, producto del momento flector, cuya magnitud, según lo indicado en la Figura 22, viene dado por

$$Mf = P e \quad \text{Ec 33}$$

Este efecto, será contrarrestado por la acción conjunta de “cada uno” de los tornillos que sujetan el soporte: encerramos entre comillas el cada uno de la frase anterior, por lo que vamos a analizar a continuación. Por la acción de P, todo el soporte tratará de girar, alrededor de un eje horizontal, sobre la superficie del cuerpo que está sirviendo de sujeción del soporte mismo. Este eje está definido por la intersección del plano de la superficie del cuerpo de sujeción, con el plano que contiene los ejes de los pernos de la primera hilera (ver Figura 22); esto último es válido sea cual sea el número de tornillos que conforman “cualquier primera hilera”. De hecho, esta “cualquier

primera hilera”, entendida como la inferior, es la que introduce la restricción geométrica que fija, y determina, la ubicación del eje de giro; esto no es más, ni menos, que la acción de la aguja de la punta de un compás al permitir que el otro extremo del instrumento describa un círculo en un papel.

Si consideramos una sola columna de tornillos, exactamente en el plano perpendicular al soporte, y que contenga la línea de acción de la carga  $P$ , pero con  $m$  hileras de tornillos, como se muestra en la Figura 23, podemos realizar el siguiente estudio.



**Figura 23.** Soporte atornillado con una sola fila de torillos, dispuestos en  $m$  hileras. (a) Vista lateral; (b) Vista de frente

Fuente: (Tassoni & Pizzella, 2007).

La acción primaria de  $P$ , sigue siendo la expresada por la ecuación 32; así mismo, el momento flector es el señalado en la ecuación 33; como dijimos, el eje de giro pasa por la primera hilera. La reacción de cada uno de los tronillos, es proporcional a su distancia a este eje de giro; los tornillos de la primera hilera no entran en juego; son el equivalente de un perno, ubicado exactamente en el centroide de gravedad  $o$ , actúan sobre el efecto directo de la carga  $P$  (reaccionan ante la tensión de corte directo), pero no tienen función cuando se trata de contrarrestar el efecto secundario. Dicho esto, si denominamos por  $P_{hi}$ , a la reacción de cada tornillo perteneciente a la hilera  $i$ , ubicada

a una distancia  $r_1$  del eje de giro, reacción producida por el efecto secundario de P, podemos escribir que

$$\frac{P_{h2}}{r_2} = \frac{P_{h3}}{r_3} = \frac{P_{h4}}{r_4} = \dots = \frac{P_{hm}}{r_m}$$

Y a partir de esto podemos generalizar y obtener la siguiente expresión

$$P_{hm} = \frac{M_f r_m}{(r_2^2 + r_3^2 + \dots + r_m^2)} \quad \text{Ec 34}$$

Por la geometría particular de este tipo de uniones, no cabe duda sobre cuál es el tornillo más esforzado por la acción secundaria de P: se trata del tornillo ubicado en la m-ésima hilera, el que está más alejado del eje de giro del soporte (para la Figura 22, perteneciente a la tercera hilera; para la Figura 23, el perteneciente a la m-ésima hilera). Este tornillo está sometido a la mayor tensión de tracción (debido al efecto secundario de P); todos están sometidos a la misma tensión de corte, por acción directa de P. Es, por lo tanto, el que debe soportar la máxima carga; es el que debemos tomar para el cálculo resistente. Está sometido a una tensión de tracción, dada por

$$\sigma = \frac{P_{hm}}{A_{\text{tornillo}}} \quad \text{Ec 35}$$

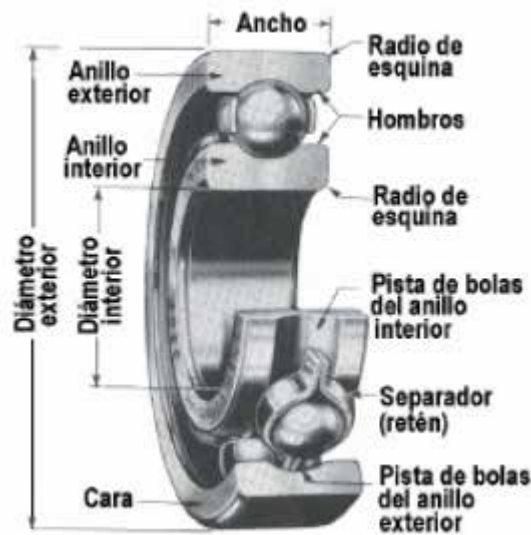
En este caso, corresponderá al área de la sección transversal de la porción roscada del tornillo, puesto que se trata de una tensión de tracción. Además, sobre el mismo tornillo, está actuando la tensión de corte dada por la ecuación 32; esto significa que, para poder efectuar adecuadamente el cálculo resistente de este tornillo, tendremos que referirnos a una de las teorías de falla, pero, antes de poder aplicar cualquiera de las teorías, debemos indicar que la magnitud que hemos obtenido de la ecuación 35, sólo se refiere a un soporte sostenido por una única columna de tornillos, como la que señalamos en la Figura 23; para otra configuración, tal como la que se muestra en la Figura 21 (dos columnas de tres hileras), u otra con un mayor número de columnas de medios de unión, manteniéndose la tensión de corte señalada por (Ec 32). La tensión de tracción sobre cada uno de los tornillos, incluyendo al que soporta la máxima

tensión, se verá modificada por el número de columnas presentes en la unión. Así, si existen  $n$  columnas simétricas, el valor de  $\sigma$  dado por la ecuación 35, para el tornillo más esforzado, se verá modificado según la expresión

$$\sigma_{mod} = \frac{\sigma}{n} \quad \text{Ec 36}$$

### 3.2.6 Rodamientos

Los cojinetes de contacto giratorio (Rodamientos) son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje. Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la Figura 24.



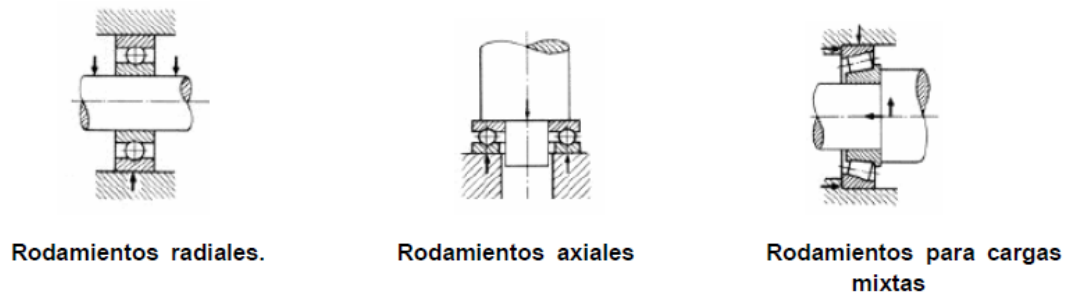
**Figura 24.** Componentes de un rodamiento rígido de bola

Fuente: (Storm, 2012)

El empleo de rodamientos, aunque encarece el mecanismo, reduce considerablemente el rozamiento, el desgaste y el lubricante necesario. Además, permite mayor velocidad de empleo, y admite mayores cargas, tanto axiales como radiales. Sin embargo, no son muy propicios cuando soportan choques o sobrecargas.

### 3.2.6.1 Tipos de rodamientos

En los catálogos de las casas de fabricantes de rodamientos se encuentran diferentes modelos adaptados a la magnitud y dirección de las cargas aplicadas. Un resumen de los mismos aparece en la siguiente clasificación:



**Figura 25.** Ilustración de los 3 tipos de rodamientos más comunes

Fuente: (Storm, 2012)

#### 3.2.6.1.1 Rodamientos radiales para cargas perpendiculares al eje

- Rodamiento rígido de bolas, de una o dos hileras. Este tipo de rodamiento no soporta más que empujes radiales.
- Rodamiento rígido de bolas de contacto angular. La carga se transmite de un camino de rodadura al otro, bajo un ángulo de contacto de  $40^\circ$ , con lo que se consigue una elevada capacidad de carga axial. Existen rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas capaces de absorber las cargas axiales en ambos sentidos.
- Rodamiento oscilante de bolas o de rótula. Dispone de dos hileras de bolas con un camino de rodadura común y esférico en el aro exterior. Tiene la propiedad de auto-orientarse, y compensar de este modo posiciones inclinadas del árbol respecto al soporte, así como flexiones del árbol.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos. No pueden soportar más que empujes radiales.
- Rodamiento de agujas. Únicamente soportan cargas radiales. Se usan cuando interesa que haya poca diferencia de diámetros y existen cargas bruscas.

- Rodamiento oscilante de rodillos. Contiene dos hileras de rodillos simétricos en forma de tonel, que pueden orientarse libremente en la superficie de rodadura esférica del aro exterior.

### 3.2.6.1.2 Rodamientos axiales para cargas paralelas al eje

- Rodamiento axial de bolas. Pueden ser de simple efecto absorbiendo cargas axiales en un solo sentido, o de doble efecto, absorbiendo cargas axiales en los dos sentidos.
- Rodamiento axial de bola de contacto angular. Pueden soportar cargas axiales solo en un sentido, así como también cargas radiales.

### 3.2.6.1.3 Rodamientos para cargas oblicuas

Los rodamientos cónicos pueden transmitir grandes cargas axiales y radiales. Permiten simplificar considerablemente los montajes, mediante la supresión de combinaciones de rodamientos axiales y radiales, ya que los rodillos cónicos cumplen la finalidad de ambos.

**Tabla 6.** Comparación de tipos de cojinetes.

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Fuente: (Storm, 2012)

### 3.2.6.2 Vida útil de un rodamiento

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{L_d}{10^6} = \left(\frac{C}{F_d}\right)^a \quad \text{Ec 37}$$

Dónde:

es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones

es la vida útil del diseño

es la carga de diseño

vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

La carga necesaria para una carga y una vida útil de diseño específicas será:

$$C = F_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad \text{Ec 38}$$

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, Número de revoluciones de diseño se calcularía de la forma:

$$L_d = ( ) \times (rpm) \times 60 (min/ ) \quad \text{Ec 39}$$

Donde es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Tabla 7.

Así podemos escoger un rodamiento del catálogo resolviendo de la ecuación 37 la capacidad básica de carga.

**Tabla 7.** Vida util de diseño recomendada para rodamientos.

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> <i>L<sub>10</sub>, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: (Avallone & Baumeister, 1986)

### 3.2.6.3 Selección de cojinetes de bolas con cargas combinadas (radiales y axiales)

Cuando en un rodamiento se ejercen cargas radiales y de empuje, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el rodamiento que la carga combinada. El método para calcular la carga equivalente, , para tales casos se presenta en el catálogo fabricantes y adopta la forma:

$$P = VXR + YT$$

**Ec 40**

Lo valores de  $V$  y  $Y$  varían en función del diseño específico del rodamiento y de la magnitud de la carga de empuje en relación a la carga radial. Para cargas de empuje relativamente pequeñas,  $V$  y  $Y$ , por lo que la ecuación de la carga equivalente se reduce a  $P = VR$ , para cargas radiales puras.

Para indicar la carga de empuje límite, como en este caso, los fabricantes indican un factor al que llaman  $e$ . Si la relación  $T/R > e$ , para el cálculo de  $P$  se debe utilizar la relación  $P = VXR + YT$  si  $T/R < e$ , la ecuación a usar es  $P = VR$ .

Si a un cojinete se le aplica una carga de empuje significativa junto con una gran carga radial, se recomienda realizar la siguiente metodología:

- Suponga un valor de  $e$  a partir de la Tabla 8. El valor  $e$  resulta razonable, ya que está a la mitad del rango de valores posibles.
- Calcule  $P = VXR + YT$
- Calcule la especificación básica de carga dinámica,  $C$ , que se necesita, a partir de la ecuación 36 o 37.
- Seleccione un rodamiento potencial que tenga un valor de  $C$  cuando menos igual al valor que se requiere.
- Calcule  $T/R$  para el cojinete que se seleccionó.
- Calcule  $e$ .
- Determine  $e$ , a partir de la Tabla 8.
- Si  $T/R > e$ , calcule  $P$  a partir de la Tabla 8.
- Si el nuevo valor de  $e$  es distinto al que se supuso en el paso 1., repita el proceso.
- Si  $T/R < e$ , utilice la ecuación  $P = VR$  para calcular  $P$  y proceda igual que lo haría para una carga radial simple.

**Tabla 8.** Factores radiales y de empuje para cojinetes de bola.

		$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
$F_a / C_o$	$e$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.170	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.280	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.420	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.560	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Fuente: (Storm, 2012)

### 3.2.7 Árboles o ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de maquina rotatorio o no, el cual generalmente es de sección transversal circular y que permite transmitir o soportar elementos para la transmisión de potencia, como, por ejemplo, engranajes, catalinas, poleas y cojinetes.

En determinado eje pueden existir varias condiciones distintas de esfuerzo al mismo tiempo. Entonces, la decisión sobre qué esfuerzo usar para el diseño depende de la situación particular en el punto de interés.

#### 3.2.7.1 Esfuerzo cortante de diseño-par torsional constante

En materiales dúctiles el mejor indicador de falla es debido al esfuerzo cortante y constante, este indicador es denominado la teoría de energía de distorsión, donde el esfuerzo cortante se calcula con:

$$\tau_s = S_y (N \sqrt{3}) = (0,577S_y) N \quad \text{Ec 41}$$

Se usará este valor para el esfuerzo cortante por torsión continua, el esfuerzo cortante vertical o el esfuerzo cortante directo en un eje.

### 3.2.7.2 Esfuerzo cortante de diseño-esfuerzo cortante vertical invertido

Los puntos sobre un eje donde no se aplica par torsional, y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, con frecuencia están sujetos a fuerzas cortantes verticales importantes, que entonces son las que gobiernan el análisis de diseño. Esto suele suceder cuando un cojinete soporta un extremo de un eje, y cuando esa parte no transmite par torsional alguno.

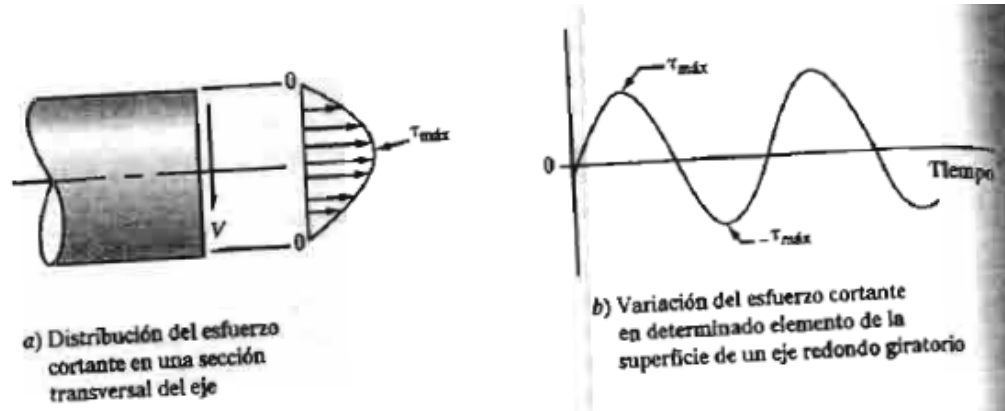
La Figura 26-a muestra la distribución de esfuerzos cortantes verticales en una sección transversal circular en esas condiciones. Observe que el esfuerzo máximo está en el eje neutro del eje. El esfuerzo disminuye de manera aproximadamente parabólica hasta cero en la superficie externa del eje. Recuerde que, según la resistencia de materiales, el esfuerzo cortante vertical máximo para el caso especial de una sección transversal circular sólida se puede calcular con:

$$\tau_{max} = 4V / 3A \quad Ec 42$$

Donde

V = Fuerza cortante vertical.

A = Área de la sección transversal.



**Figura 26.** Esfuerzo cortante en un eje giratorio, debido a la fuerza cortante vertical.

Fuente: (Norton, 2015)

Observe también, como se ve la Figura 26, que la rotación del eje provoca que cualquier punto en la parte externa de la sección transversal este sometido a un esfuerzo

cortante reversible que varía de  $+\tau_{max}$ , pasa por cero, hasta  $-\tau_{max}$ , y regresa a cero en cada revolución. Entonces:

$$N = S'_{sn} / \tau_{max}$$

Se recomienda emplear la teoría de la energía de distorsión. Entonces, la resistencia a la fatiga cortante es:

$$S'_{sn} = 0,577S'_n$$

Entonces,

$$N = \frac{0,755S'_n}{\tau_{max}}$$

Esto, expresado como esfuerzo de diseño, es:

$$\tau_d = 0,577S'_n / N$$

Ahora, si  $\tau_{max} = \tau_d = K_t(4V)/3A$ , entonces,

$$\frac{K_t(4V)}{3A} = \frac{0,577S'_n}{N}$$

De aquí se despeja N, y se obtiene:

$$N = \frac{0,577S'_n(3A)}{K_t(4V)} = \frac{0,433S'_n(A)}{K_t(V)} \quad \text{Ec 43}$$

La ecuación 43 es útil, si el objetivo es evaluar el factor de diseño para una determinada magnitud de carga, determinada geometría del eje y determinadas propiedades del material.

Pero si se despeja, se obtiene,

$$A = \frac{K_t(V)N}{0,433S'_n} = \frac{2,31K_t(V)N}{S'_n}$$

Sin embargo, el objetivo normal es el diseño del eje para determinar el diámetro requerido. Por sustitución de:

$$A = \pi D^2 / 4$$

Se puede despejar D, y con esto resulta el diámetro requerido del eje.

$$D = \sqrt{2,94K_t(V)N/S'_n} \quad \text{Ec 44}$$

Esta ecuación se debe emplear para calcular el diámetro necesario de un eje cuando una fuerza cortante vertical  $V$  sea la única carga importante presente.

### 3.3 Definición de términos básicos

- **Metal sobrante (Sobre espesor):** Cantidad de material a arrancar de la pieza en bruto para conseguir la configuración geométrica, dimensiones, precisión y acabados requeridos.
- **Profundidad de corte:** Profundidad de la capa arrancada de la superficie de la pieza en una pasada de la herramienta.
- **Velocidad de avance:** Movimiento de la herramienta respecto a la pieza.
- **Velocidad de corte:** Es la distancia que recorre el filo de corte de la herramienta al pasar en dirección del movimiento principal respecto a la superficie de trabajo.
- **Maquinas-Herramientas:** Son aquellas máquinas que desarrollan su labor mediante un utensilio o herramienta de corte convenientemente perfilada y afilada que máquina y se pone en contacto con el material a trabajar produciendo en éste un cambio de forma y dimensiones deseadas mediante el arranque de partículas o bien por simple deformación.
- **Diseño asistido por computadora:** Comúnmente conocido por sus siglas inglesas CAD (computer-aided desing), es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y diseñadores. Estos conjuntos de herramientas son utilizados también en el marco de procesos de administración del ciclo de vidas de productos.
- **Ergonomía:** La ergonomía es la disciplina que se encarga del diseño de lugares de trabajo, herramientas y tareas, de modo que coincidan con las características fisiológicas, anatómicas, psicológicas y las capacidades de los trabajadores que se verán involucrados.
- **Disergonomia:** se asocia con el aumento de probabilidad que tienen los sujetos para desarrollar una lesión en su trabajo, esto referido a ciertos atributos de tareas asignadas en un puesto en específico, donde se pueden incluir ciertos aspectos

relacionados con la manipulación manual de cargas, sobreesfuerzos, posturas de trabajo, movimientos repetitivos, entre otros.

- **Diseño:** es el resultado final de un proceso, cuyo objetivo es buscar una solución idónea a cierta problemática particular, pero tratando en lo posible de ser práctico y a la vez estético en lo que se hace.

- **Elementos de Maquina:** Una máquina está compuesta por una serie de elementos más simples que la constituyen, pudiendo definir como elementos de máquinas todas aquellas piezas o elementos más sencillos que correctamente ensamblados constituyen una máquina completa y en funcionamiento.

- **Mecanismo:** los dispositivos o conjuntos de sólidos resistentes que reciben una energía de entrada y, a través de un sistema de transmisión y transformación de movimientos, realizan un trabajo.

- **Ensamble mecánico:** es unir dos o más partes entre sí para formar un conjunto o subconjunto completo. La unión de las partes se puede lograr con soldadura de arco o de gas, soldadura blanda o dura o con el uso de sujetadores mecánicos o de adhesivos.

- **Ductilidad:** Capacidad que posee un material para deformarse plásticamente de manera sostenible sin romperse.

- **Dureza:** Oposición de los materiales a alteraciones físicas como la penetración, la abrasión y el rayado.

- **Esfuerzo de fluencia:** Indicación del esfuerzo máximo que se puede desarrollar en un material sin causar una deformación plástica.

- **Fatiga:** la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.

- **Pandeo:** El pandeo es un fenómeno llamado inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

- **Tenacidad:** la tenacidad es la energía de deformación total que es capaz de absorber o acumular un material antes de alcanzar la rotura en condiciones de impacto, por acumulación de dislocaciones.
- **Ferrita:** Solución sólida de Fe-C, que tiene una máxima solubilidad sólida de 0.022% de C a una temperatura de 727°C.
- **Austenita:** Sucede cuando el hierro sufre una transformación polimórfica para convertirse en hierro gamma o más comúnmente austenita. Esta tiene solubilidad sólida de hasta 2.11% de C a 1148°C.
- **Cementita:** El extremo derecho de el diagrama de hierro carbono representa la Cementita, que es 100% Carburo de hierro ( $\text{Fe}_3\text{C}$ ).
- **Termofluencia:** es la deformación de tipo plástico que puede sufrir un material cuando se somete a una temperatura elevada, durante largos periodos, aun cuando la tensión o esfuerzo aplicado sea menor que su coeficiente de resistencia a la fluencia.

## **CAPITULO IV**

### **MARCO METODOLÓGICO**

En este capítulo se pretende especificar los métodos y medios que fueron utilizados para el finiquito de cada una de las actividades y de toda la investigación en sí. Usando las fases metodológicas que son utilizadas para determinar la continuidad que siguió el autor, se logra tener una secuencia precisa de la elaboración en sí del proyecto.

#### **4.1 Tipo de investigación**

La investigación desarrollada estuvo enmarcada dentro de la categoría del tipo Proyecto Factible, ya que se hizo una propuesta que permitirá solucionar un problema determinado, basado en los conocimientos teóricos de mantenimiento ajustado a las particularidades de la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A.

El Proyecto Factible se define según Norma (UPEL, 2006) como: “La investigación, elaboración y desarrollo de una propuestas de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a formulaciones políticas, programas, tecnologías, método o procesos”.

#### **4.2 Nivel de investigación**

El nivel de una investigación según Arias se refiere a “el grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio”. Por lo que de acuerdo al problema planteado y a los objetivos a alcanzar, la investigación referida al rediseño de tronzadora KASTO cut e 2 con el fin de evitar el desvío de la cinta de corte en barras cilíndricas de acero de grandes diámetros en la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A. se considera como una investigación de tipo descriptiva, ya que busca la información para describir y analizar la situación.

### **4.3 Diseño de investigación**

Se considera esta investigación dentro de un diseño experimental, puesto que su fin es el rediseño del sistema de funcionamiento de una tronzadora, y para lograr el mismo se tiene que llevar a cabo ciertas modificaciones de muchos parámetros para que el sistema pueda funcionar correctamente.

### **4.4 Fases de la investigación**

#### **Fase I: Analizar e identificar el problema del proceso de la tronzadora KASTO cut E 2**

En esta fase se debe realizar un análisis completo del sistema de la tronzadora, con todas sus partes y sistemas en conjunto incluidos, esto con el fin de poder identificar los posibles factores que pueden ser mejorados, para así poder crear un sistema que solucione dichos factores. Para realizar esta fase investigativa se utilizarán diversos medios para la recolección de información como la entrevista, la encuesta y la recolección de información desde los manuales proporcionados por la organización.

#### **Fase II: Plantear posibles soluciones al problema presente de la tronzadora KASTO cut E 2**

La Fase II consiste en plantear las posibles soluciones al sistema de la tronzadora con el fin de evitar el desvío de la cinta de corte en cilindros de acero de grandes diámetros. Para ello se debe complementar con la fase anterior ya que es necesario un estudio de la situación problemática, con la información recolectada se deben generar diferentes formulaciones al problema las cuales deben ser diferentes entre sí.

Ya generadas las posibles soluciones se debe elegir una de ellas para poder continuar con el proyecto, estas posibles soluciones se evaluarán y descartarán de acuerdo a una serie de criterios y limitaciones dados en la investigación.

#### **Fase III: Rediseño del sistema de la tronzadora KASTO cut E 2.**

Habiendo seleccionado ya la propuesta en la fase anterior se procederá con la realización del diseño de dicha propuesta, para esta fase se utilizarán diversos medios para realizar el diseño, como pueden ser los softwares de diseño asistido por

computadora CAD, los métodos de cálculos definidos en el marco teórico y la utilización de diversos catálogos para la selección de algunos componentes.

**Fase IV: Análisis de costos y beneficios del rediseño de la tronadora KASTO cut E 2.**

Como es bien sabido para la elaboración de un proyecto es absolutamente necesario realizar un análisis de los costos que el mismo presentara a la hora de su elaboración, y de los beneficios que el este puede presentar a la organización en el caso de ser implementado, esta fase de la investigación se basa en comparar los costos y beneficios del estudio.

**Fase V: Estudio de factibilidad económica del rediseño de la tronadora.**

Para culminar es necesario realizar un estudio de factibilidad económica a la propuesta del rediseño, en este punto de la investigación se debe hacer una comparación del antes y después de la implementación de la propuesta en cuestiones económica, para ello se debe tomar parte de la anterior fase de los cálculos de elaboración y compararlo con la cantidad de pérdidas que se puede producir sin implementar la propuesta.

## **CAPITULO V**

### **RESULTADOS**

#### **5.1 Análisis e identificación del problema en el proceso de tronzado**

En esta sección se llevará a cabo el análisis del proceso de tronzado en la empresa Eagleburgmann Venezuela, esto con la finalidad de obtener la mayor información posible para poder obtener una referencia sobre lo que podría estar ocasionando el desvío de la cinta de corte en la tronzadora KASTO cut E-2 al cortar barras de acero de grandes diámetros. Para empezar a desarrollar este punto de la investigación se aplicarán distintos métodos de recolección de información como pueden ser las entrevistas y las encuestas al personal familiarizado con el proceso de tronzado, también se utilizarán los manuales disponibles de operación del equipo para obtener información referente a las especificaciones de la cinta de corte.

##### **5.1.1 El tronzado**

El proceso de tronzado es el primer paso en la manufacturación de una parte del sello mecánico, en este punto del proceso con una apiladora hidráulica se transporta la materia prima desde el almacén hasta el área de tronzado, ya con la materia prima ubicada en el área de tronzado se procede al cortado de la pieza para darle sus dimensiones iniciales, para cortar la materia prima se utiliza la tronzadora KASTO cut E 2, que es nuestro objeto de estudio a lo largo de toda la investigación, para empezar el cortado de la pieza esta se coloca en posición tal que la cinta de corte quede lo más paralela posible a la sección transversal del tocho, luego se mide la longitud a cortar de la pieza dada por el plano en cuestión, por lo general a la longitud nominal de la pieza se le deja una sobre medida al momento de cortarla esto con el fin de que si la hoja de corte de la tronzadora se desvíe se tenga un margen para la materia prima no se pierda, esta sobre medida varía dependiendo del material de la pieza y el diámetro de la misma y por lo general tiene un valor de entre 1 mm y 19 mm de longitud, es cierto que al

hacer esta contramedida se evita que si la hoja de la tronzadora se desvía se pierda el material en cuestión y que a priori puede parecer una solución bastante simple y eficaz para solucionar el problema, pero si analizamos las cosas a largo plazo nos daremos cuenta que se están generando unos costos adicionales que no se toman mucho en cuenta, el más evidente es el del material “perdido” gracias a la sobre medida realizada en el proceso, otro costo adicional es del remaquinado que se debe hacer para adaptar la pieza a una dimensión más adecuada aquí se produce un consumo de insertos a la hora de refrentar la pieza y por ultimo pero no menos importante las horas hombres consumidas para remaquinar la pieza.

### **5.1.2 Materia prima**

En el centro de producción de Eagleburgmann Venezuela C.A. se utilizan distintos tipos de materiales dependiendo de la aplicación que se necesite cubrir. Para identificar los distintos materiales utilizados en la organización se utiliza la normativa estipulada por el organismo alemán de normalización DIN.

La materia prima o “tochos” utilizados para la manufacturación de sellos mecánicos son de forma cilíndrica y lo que varía son los diámetros a utilizar y los materiales en cuestión. Existe una gran variedad de materiales utilizados para la manufacturación de un sello mecánico, entre ellos se encuentran el 1.4462, 1.4571, 2.4375, entre otros, para objeto de estudio se seleccionará uno de los materiales más utilizados para la fabricación de sellos mecánicos, conocer el material con el que vamos a trabajar nos servirá más adelante para realizar los cálculos correspondientes para el rediseño, otro factor importante para la selección de la materia prima a utilizar es la dureza del mismo ya que mientras más alta sea está el problema de desvío de la cinta de corte se incrementa. En la Tabla 9 se muestran los materiales que son utilizados actualmente en el centro de producción de Eagleburgmann Venezuela para la manufacturación de sellos mecánicos.

**Tabla 9.** Materiales utilizados para mecanizado por arranque de viruta en EBV.

<b>DIN</b>	<b>AISI</b>	<b>Descripción</b>
1.4301	304	Acero al CrNi
1.4401	316	Acero al CrNiMo
1.4571	316Ti	Acero al CrNiMo
1.4462	318 LN	Acero al CrNiMo
1.4439	317 LMN	Acero al CrNiMo
1.4539	904L	Acero al CrNiMo
2.4375	N/A	Monel alloy K500

Fuente: (González, 2018)

Para el estudio de rediseño de la tronzadora KASTO cut E 2 se decidió por utilizar el acero al CrNiMo 1.4571 ó 316Ti denominado así por la norma DIN y AISI respectivamente. La razón de utilización de este material para el estudio es debido a que el mismo es uno de los más utilizados en la manufacturación de sellos mecánicos gracias a sus diversas propiedades que lo hacen ideal para varias aplicaciones, algunas de las características de este material son: Mayor resistencia a la corrosión comparado con las aleaciones estandar de Níquel-Cromo, Excelente formabilidad, Excelente soldabilidad y Excelente resistencia al choque.

**Tabla 10.** Propiedades del acero DIN 1.4571.

<b>Sistema internacional</b>	
<b>Densidad</b>	$7.9 \text{ g cm}^3$
<b>Punto de fusión</b>	
<b>Coefficiente de expansión</b>	$16.5 \mu\text{m m}^{-1} (21 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
<b>Módulo de rigidez</b>	$74 \text{ kN mm}^2$
<b>Módulo de elasticidad</b>	$193 \text{ kN mm}^2$
<b>Dureza</b>	$215 \text{ HB}$

Fuente: (González, 2018)

**Tabla 11.** Composición química del acero DIN 1.4571.

<b>Elemento</b>	<b>Símbolo</b>	<b>%</b>
<b>Carbono</b>	C	0.8
<b>Manganeso</b>	Mn	2.0
<b>Fósforo</b>	P	0.045
<b>Azufre</b>	S	0.030
<b>Silicio</b>	Si	1.0
<b>Cromo</b>	Cr	16.0-18.0
<b>Níquel</b>	Ni	10.0-14.0
<b>Molibdeno</b>	Mo	2-3
<b>Nitrógeno</b>	N	0.1
<b>Titanio</b>	Ti	$5x(C+N) < 0.70$

Fuente: (acequisa, 2018)

### 5.1.3 Tronzadora o cierra de cinta

El equipo destinado a nuestro estudio es una tronzadora o cierra de cinta marca: KASTO, modelo: cut E 2. Este es un equipo el cual presenta dos movimientos principales el que hace que la cierra de cinta gire alrededor de dos poleas y el del movimiento de avance a la cierra de cinta. El primero de estos movimientos principales es accionado por un motor eléctrico que por acción de un sistema de poleas y correas puede hacer que la velocidad de corte del equipo sea variable y se pueda modificar la misma en pleno funcionamiento de la tronzadora, este transmite su potencia de giro a través de una caja reductora que a su vez esta acoplada a las poleas donde se tiene colocada la hoja de la cierra. Y el segundo movimiento principal que posee la tronzadora que es el del avance de la cierra de cinta es accionado por un cilindro hidráulico conectado a su respectivo circuito hidráulico.

El equipo también cuenta con un sistema para la refrigeración de la cinta de corte que utiliza un bombeo continuo de taladrina hacia el lugar donde la cierra de cinta está trabajando.

**Tabla 12.** Especificaciones técnicas de la tronzadora KASTO cut E 2.

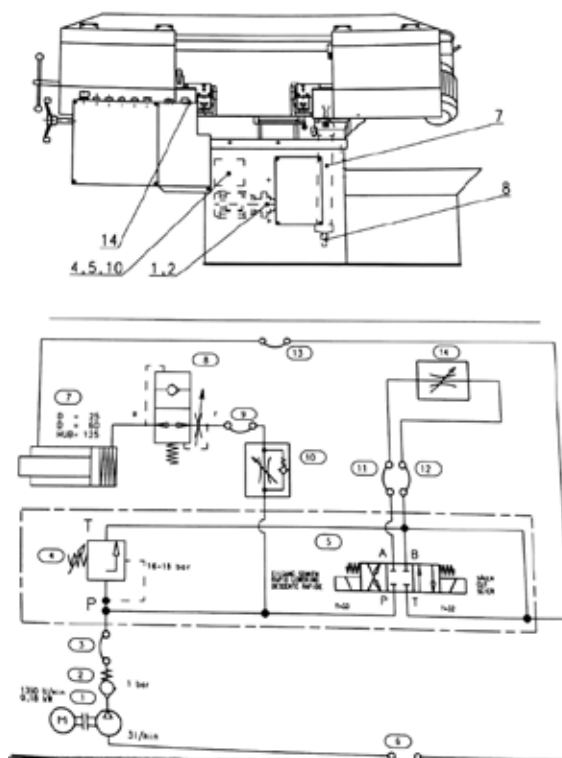
<b>Anchura</b>	2112 mm
<b>Longitud</b>	763 mm
<b>Altura (min)</b>	1187 mm
<b>Altura (max)</b>	2000 mm
<b>Peso total aprox</b>	440 kg
<b>Potencia de accionamiento total aprox</b>	2,0 kW
<b>Motor de la sierra aprox</b>	1,5 kW
<b>Diámetro mínimo a cortar</b>	6 mm
<b>Longitud mínima del tocho cortado</b>	15 mm
<b>Velocidad de corte</b>	Ajustable de manera continua de 19 a 100 m/min
<b>Avance de corte</b>	Ajustable de manera continua
<b>Sujeción del material</b>	A mano con husillo roscado

Fuente: González (2018).



**Figura 27.** Tronzadora KASTO cut E 2.

Fuente: Gonzalez (2018)



**Figura 28.** Esquema y circuito hidráulico de tronzadora KASTO cut E 2.

Fuente: KASTO (2018)

#### 5.1.4 Propiedades y características de la cinta de corte

La cinta de corte utilizada en el equipo es una fabricada por el proveedor de cintas de sierra WIKUS, específicamente el modelo Marathon M42, el cual posee unas dimensiones de: 3830 x 27 x 0.90 mm.

Dicha cinta de sierra está fabricada con un acero rápido M42. Y las propiedades de dicho acero son:

**Tabla 13.** Composición química del acero rápido M42.

C	Cr	Mo	W	Co	V
1.08	3.8	9.4	1.5	8.0	1.2

Fuente: ERASTEEL (2018).

**Tabla 14.** Propiedades físicas del acero rápido M42.

<b>Densidad <math>g\ cm^3</math></b>	7.9
<b>Módulo de elasticidad <math>kN\ mm^2</math></b>	200
<b>Coefficiente de dilatación por <math>^{\circ}C</math></b>	$11.5 \times 10^{-6}$
<b>Coefficiente de conductividad <math>W\ m^{\circ}C</math></b>	28
<b>Calor específico <math>J\ kg^{\circ}C</math></b>	510

Fuente: ERASTEEL (2018).

## **5.2 Plantear posibles soluciones al problema presente de la tronadora**

En esta fase de la investigación se expondrán una serie de posibles soluciones para el problema que presenta la tronadora KASTO cut E 2 del desvío de la cinta de corte del mismo al momento de cortar tochos de material de forma cilíndrica de gran diámetro en el área de producción de la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A. para la formulación y selección de las posibles soluciones se aplicaran una serie de criterios y restricciones al diseño, teniendo en cuenta esto se seleccionara la posible solución que más convenga para continuar la investigación está de más resaltar de que todas las posibles soluciones estarán enfocadas a cumplir con la función principal que se detallara a continuación.

### **5.2.1 Función principal**

Disminuir el desvío de la cinta de corte de la tronadora KASTO cut E 2 al momento de cortar tochos cilíndricos de acero al CrNiMo 1.4571 de un diámetro de 160mm.

### **5.2.2 Restricciones**

- Se tiene un presupuesto de 300€ que no se puede superar.
- El tamaño del equipo con el rediseño aplicado debe ser similar a como está actualmente el equipo.
- Debe tener un mantenimiento el cual no sea excesivamente costoso.
- Debe ser de fácil operación y continuar siendo un proceso en el cual no se necesite una supervisión continua.

- El equipo debe operarse de manera tal que no necesite una supervisión continua.

### **5.2.3 Criterios**

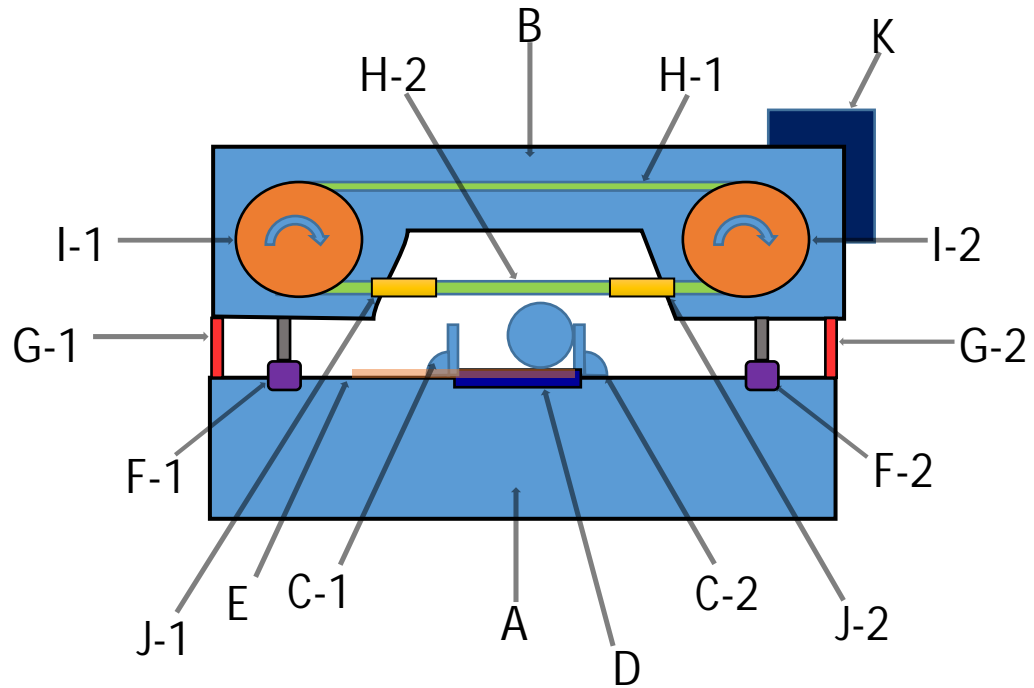
- Menor costo de implementación.
- Menor costo de mantenimiento.
- Fácil implementación.
- Mantenimiento sencillo.
- Mayor eficiencia en el proceso de tronzado
- Principio de funcionamiento sencillo.

### **5.2.4 Búsqueda de soluciones**

Para tomar una decisión acerca de cómo se abordará una solución al problema planteado en la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A. se elaborará una lista de alternativas de soluciones. La evaluación de cada alternativa se hace analizándola con respecto al criterio ponderado. Una vez identificadas las alternativas, se evalúan de manera crítica cada una de ellas. Para lograr la mayor eficacia en la etapa de soluciones conviene seguir estos lineamientos:

- Acumular tantas probables soluciones como el tiempo y los recursos disponibles lo permitan.
- Producir soluciones radicalmente diferentes entre sí.
- Describir de manera apropiada cada alternativa usando como referencia un dibujo en el cual se hayan identificado sus diferentes partes.
- Crear posibles soluciones con aspectos novedosos y originales.
- Toda la información obtenida antes durante o después de la búsqueda, absolutamente toda, debe ser siempre utilizada para producir más probables soluciones.
- Nunca elimine las posibles soluciones ya obtenidas.

### 5.2.4.1. Doble cilindro hidráulico



**Figura 29.** Propuesta #1.

Fuente: González (2018)

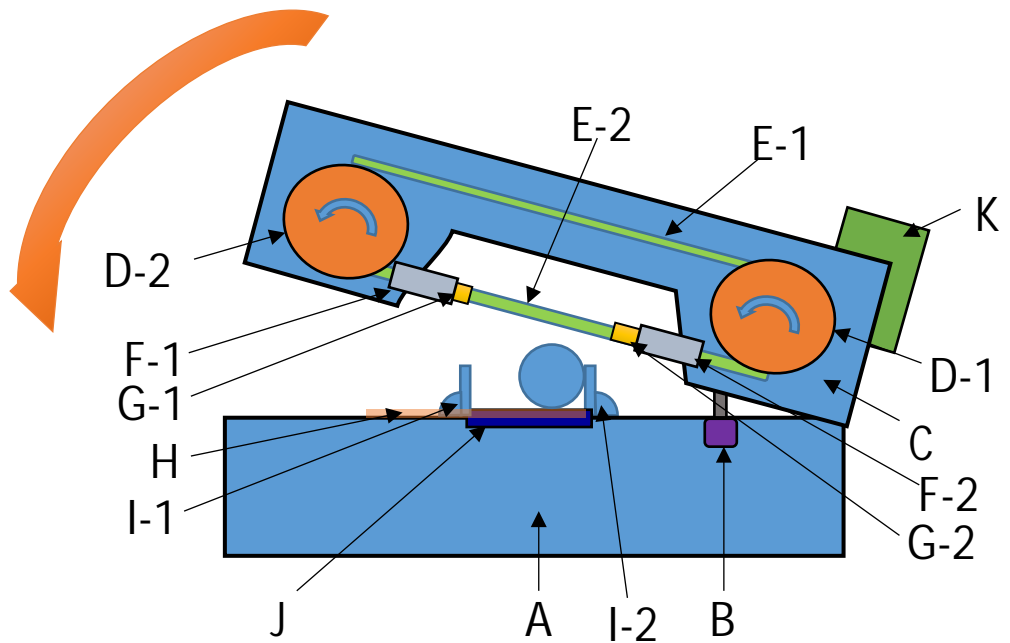
**Tabla 15.** Elementos de la propuesta 1.

A= Base del equipo	G-1= Guía lateral
B= Base superior	G-2= Guía lateral
C-1= Soporte lateral ajustable	H-1= Cinta de corte
C-2= Soporte lateral fijo	H-2= Cinta de corte
D= Base para tochos	I-1= Polea conducida
E= Guía para el soporte ajustable	I-2= Polea conductora
F-1= Cilindro hidráulico de avance	J-1= Guía de la cinta de corte
F-2= Cilindro hidráulico de avance	J-2= Guía de la cinta de corte
K= Motor de accionamiento de la cinta	

Fuente: González (2018).

El equipo funciona de la siguiente manera: Primeramente, se coloca el tocho a cortar en la base (D) el tocho se coloca lo más cercano posible a el soporte lateral fijo (C-2), y se ajusta para limitar su movimiento con el soporte lateral ajustable (C-1), luego se enciende el motor (K), este hará que gire la polea conductora (I-2) que transmitirá su movimiento a la cierra de cinta (H-1 y 2) y por acción de esta habrá un movimiento rotatorio por parte de la polea conducida (I-1), las guías (J-1 y 2) sirven para cambiarle el sentido de orientación de la cinta de corte (H-2) de horizontal a vertical, luego se accionan simultáneamente los cilindros hidráulicos (F-1 y 2) haciendo que baje toda la base superior (K) para dar comienzo a la acción de corte, para guiar el movimiento de avance se utilizan dos guías laterales (G-1 y 2).

#### 5.2.4.2. Guías para cinta de corte móviles



**Figura 30.** Propuesta #2.

Fuente: González (2018).

**Tabla 16.** Elementos de la propuesta 2.

A= Base del equipo	B= Cilindro hidráulico de avance
C= Base superior	D-1= Polea conductora
D-2= Polea conducida	E-1= Cinta de corte
E-2= Cinta de corte	F-1= Soporte para guía móvil
F-2= Soporte para guía móvil	G-1= Guía de cinta de corte ajustable
G-2= Guía de cinta de corte ajustable	H= Guía para el soporte ajustable
I-1= Soporte lateral ajustable	I-2 = Soporte lateral fijo
J= Base para tochos	K= Motor de accionamiento de la cinta

Fuente: González (2018).

El principio de funcionamiento de la propuesta actual es el siguiente: Antes de comenzar con el encendido del equipo se debe colocar el tocho de material a cortar en la base para tochos (J), el tocho se debe colocar lo más cercano al soporte lateral fijo (I-2) para luego ajustar la pieza con el soporte lateral ajustable (I-1), el tocho de debe fijar con estos soportes (I-1 y 2) de manera tal de que la misma no se pueda mover.

Ya con las preparaciones previas al encendido del equipo se procede a encender el motor de accionamiento de la cinta de corte (K), este transmitirá su movimiento circular a la polea conductora (D-1), esto hará que el movimiento de la cinta de corte (E-1 y 2) comience, y por acción de este movimiento hace que la polea conducida (D-2) empiece a girar, para cambiar el sentido de orientación de la cinta de corte (E-1 y 2) de horizontal a vertical se tienen unas guías ajustables (G-1 y 2) que, valga la redundancia se ajustan manualmente dependiendo del diámetro del tocho, estas guías (G-1 y 2) van introducidos en unos soportes (F-1 y 2) hechos para estas mismas guías, a su vez estos soportes (F-1 y 2) están fijados a la base superior (C). Luego se acciona el cilindro hidráulico (B) para dar comienzo al movimiento de avance del proceso.



soporte lateral ajustable (H-1) para restringir el movimiento del tocho a cortar. Con las preparaciones iniciales listas se procede a poner en funcionamiento el motor de accionamiento de la cinta de corte (K) el cual le transmite el movimiento a la polea conductora (D-1), que a su vez transmite el movimiento a la cinta de corte (E-1 y 2) para que al mismo tiempo transmita su movimiento a la polea conducida (D-2). Con todo lo anterior funcionando con normalidad se da comienzo al movimiento de avance de la cinta de corte, para esto se tiene un cilindro hidráulico (B) que le dará vida al movimiento de avance, se tiene un sensor de nivel (J) utilizado para tomar una referencia con respecto al piso sobre cuán inclinado este la base superior (C), esto con el fin de mandar la señal a la válvula reguladora de presión (L) para que mientras más paralelo este el sensor de nivel (J) con respecto baje el avance del cilindro hidráulico (H).

### **5.2.5 Selección de la mejor solución**

La toma de decisiones consiste básicamente en elegir una opción entre las disponibles, a los efectos de resolver un problema actual o potencial, en esta etapa se escoge la opción según la evaluación va a obtener mejores resultados para el problema.

En la toma de decisiones importa la elección de un camino a seguir, por lo que en un estado anterior deben evaluarse alternativas de acción. Si estas últimas no están presentes, no existirá decisión.

#### **5.2.5.1. Revisión de las probables soluciones**

- **(PS)1:** Doble cilindro hidráulico.
- **(PS)2:** Guías para cinta de corte móviles.
- **(PS)3:** Sensor de nivel para el avance.

#### **5.2.5.2. Ponderación de criterios**

- **Criterio 1 (C<sub>1</sub>):** Menor costo de implementación.
- **Criterio 2 (C<sub>2</sub>):** Menor costo de mantenimiento.
- **Criterio 3 (C<sub>3</sub>):** Fácil implementación.
- **Criterio 4 (C<sub>4</sub>):** Mantenimiento sencillo.

- **Criterio 5 (C<sub>5</sub>):** Mayor eficiencia en el proceso de tronzado.
- **Criterio 6 (C<sub>6</sub>):** Principio de funcionamiento sencillo.

**Tabla 18.** Ponderación de criterios.

	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>6</sub>	No de veces	PC <sub>x</sub> =N
C <sub>1</sub>							4	5
C <sub>2</sub>	C <sub>1</sub>						1	2
C <sub>3</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>3</sub>					2	3
C <sub>4</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>				0	1
C <sub>5</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>5</sub>	C <sub>5</sub>			5	6
C <sub>6</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>6</sub>	C <sub>6</sub>	C <sub>6</sub>	C <sub>5</sub>		3	4
<b>Orden de importancia</b>	<b>2do</b>	<b>5to</b>	<b>4to</b>	<b>6to</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018)

En la ponderación de criterios presentada en la Tabla 15 arrojo el resultado de que el criterio número 5 que trata sobre la mayor eficiencia en el proceso de tronzado es el que tiene mayor grado de relevancia en nuestro estudio de rediseño.

### 5.2.5.3. Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.

A continuación, se realizarán unas tablas muy parecidas a la de la sección anterior en las cuales se estudiarán cada una de las alternativas planteadas para cada uno de los criterios de diseño expuestos, colocando un puntaje para cada solución con respecto a la cantidad de veces que aparezca dicha solución, esto se realiza por medio de la comparación entre propuestas de diseño y decidiendo cuál de las propuestas es mejor para el criterio en cuestión.

**Tabla 19.** Ponderación del criterio 1 (Menor costo de implementación).

<b>C<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				1	2
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>			2	3
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>2do</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

**Tabla 20.** Ponderación del criterio 2 (Menor costo de mantenimiento).

<b>C<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				2	3
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>			1	2
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>1ro</b>	<b>2do</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

**Tabla 21.** Ponderación del criterio 3 (Fácil implementación).

<b>C<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				1	2
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>			2	3
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>2do</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

**Tabla 22.** Ponderación del criterio 4 (Mantenimiento sencillo).

<b>C<sub>4</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				1	2
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>			2	3
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>2do</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

**Tabla 23.** Ponderación del criterio 5 (Mayor eficiencia en el proceso de tronzado).

<b>C<sub>5</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				1	2
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>			2	3
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>2do</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

**Tabla 24.** Ponderación del criterio (Principio de funcionamiento sencillo).

<b>C<sub>6</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>3</sub></b>	<b>No de veces</b>	<b>PX<sub>1</sub>=N</b>
<b>S<sub>1</sub></b>				1	2
<b>S<sub>2</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>			2	3
<b>S<sub>3</sub></b>	<b>S<sub>1</sub></b>	<b>S<sub>2</sub></b>		0	1
<b>Orden de aceptación</b>	<b>2do</b>	<b>1ro</b>	<b>3ro</b>		

Fuente: González (2018).

#### 5.2.5.4. Ponderación final

En la siguiente sección se hace una evaluación por puntajes de todas las propuestas planteadas, tomando como referencia las evaluaciones de los criterios y

propuestas planteadas anteriormente, para ello se utilizan las ponderaciones de los criterios ( $PC_x$ ) y el puntaje obtenido de cada propuesta en la evaluación de los criterios, después se realiza la multiplicación de el puntaje de cada criterio con el puntaje obtenido de cada propuesta para su respectivo criterio ( $PC_xP_{xx}$ ), y por último se realiza una sumatoria del puntaje obtenido por cada propuesta y la propuesta que obtenga el mayor puntaje es la que pasara a ser nuestra solución al problema planteado.

**Tabla 25.** Ponderación final de propuestas.

$PC_x$	$P_{1x}$	$PC_xP_{1x}$	$P_{2x}$	$PC_xP_{2x}$	$P_{3x}$	$PC_xP_{3x}$
5	2	10	3	15	1	5
2	3	6	2	4	1	2
3	2	6	3	9	1	3
1	2	2	3	3	1	1
6	2	12	3	18	1	6
4	2	8	3	12	1	4
		<b>=44</b>		<b>=61</b>		<b>=21</b>

Fuente: González (2018)

De acuerdo al estudio realizado con respecto a los criterios y propuestas de diseño dio un resultado de que la propuesta número 2 será nuestro motivo de estudio para el rediseño de la tronzadora, ya que esta fue la que arrojó el puntaje más alto en la ponderación de criterios y propuestas de diseño.

### 5.3 Rediseño del sistema de la tronzadora KASTO cut E 2

Ya con la propuesta para nuestra investigación seleccionada nos enfocaremos en el estudio de como diseñar dicha propuesta. Para ello se utilizarán una serie de cálculos y criterios para la selección de elementos, estudios para la selección de materiales, análisis esfuerzos, presión, cálculos para cordón de soldadura, entre otros, todo esto con el fin de llevar a cabo nuestra propuesta.

### 5.3.1 Cálculo del torque de la sierra de cinta

Primeramente, se debe calcular el torque necesario para cambiar el sentido de giro de la cinta de corte por ello se tomará un ángulo de torsión de  $90^\circ$  para el cálculo, los otros valores necesarios para el cálculo son constantes de las propiedades del material o características físicas de la cinta de corte. Para el cálculo del torque de la sierra de cinta primero se debe calcular el esfuerzo cortante que posee la misma, por lo que se tiene que:

$$\theta = \frac{\tau}{G} \frac{l}{c} \quad \tau = \frac{\theta}{l} \frac{G}{c}$$

Donde:

$\theta$  = Angulo de giro =  $90^\circ$  ó 1,5708 rad.

$\tau$  = Esfuerzo cortante

$G$  = Modulo de corte = 80,6 GPa.

$l$  = Longitud de la cinta = 0,35 m.

$c$  = Espesor de la cinta.  $0,9 \times 10^{-3} m$ .

$$\tau = \frac{1,5708 \text{ rad} \quad 80,6 \text{ GPa} \quad 0,9 \times 10^{-3} m}{0,35 m}$$

$$\tau = 326,367 \text{ MPa}$$

Ya con el esfuerzo cortante calculado se puede proceder al cálculo del torque que sufre la cinta al enfrentarse a el cambio de orientación de horizontal a vertical.

$$T = \frac{L}{3} \frac{c^2}{\tau}$$

Donde:

$T$  = Par de torsión.

$L$  = Longitud de la línea mediana = 0,027m.

$c$  = Espesor de la cinta.  $0,9 \times 10^{-3} m$ .

$\tau$  = Esfuerzo cortante = 326,367 MPa.

$$T = \frac{0,027 m \quad 0,9 \times 10^{-3} m^2 \quad 326,367 \text{ MPa}}{3}$$

$$T = 2,379Nm$$

### 5.3.2 Cálculo de la fuerza puntual que ejerce la cinta al dispositivo.

Con el par de torsión calculado en el punto anterior se puede dar inicio a los cálculos de las fuerzas que van a ser aplicadas sobre nuestro eje a diseñar, para esto se tiene que la torsión necesaria para hacer cambiar el sentido de nuestra sierra de cinta es la fuerza principal a considerar en nuestro análisis, para ello se tiene que la torsión es la fuerza por el brazo, siendo la fuerza la carga a considerar en nuestro diseño del eje y el brazo la longitud total del pivote de la cinta hasta su fibra más alejada. Ya con esto establecido podemos decir que:

$$T = F \cdot b \quad F = \frac{T}{b}$$

Donde:

$$T = \text{Par de torsión} = 2,379Nm.$$

$F$  = Fuerza puntual.

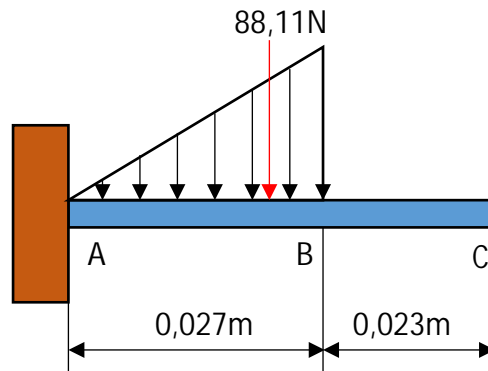
$$b = \text{Brazo} = 0,027m.$$

$$F = \frac{2,379Nm}{0,027m}$$

$$F = 88,11N$$

### 5.3.3 Fuerza cortante, momento flector y momento torsor.

Para realizar dichos cálculos se debe tener la longitud de la columna o eje que se desea diseñar, por motivos de comodidad se toma que la longitud del eje será de 50mm. Ya dicho esto se procede con el análisis de las fuerzas a las cuales estará sometido el eje en cuestión. Para ello se toma que el eje sufrirá por la acción de una fuerza triangular a causa de la torsión necesaria para realizar el cambio de orientación de la cinta de corte.



**Figura 32.** Diagrama representativo de la fuerza aplicada al eje.

Fuente: (Gonzalez 2018).

Para calcular el valor de la fuerza distribuida triangularmente se tiene que:

$$F_c = \frac{b}{2} = \frac{2}{b} F_c$$

Donde:

$F_c$  = Fuerza concentrada = 88,11N.

$b$  = Distancia donde se aplica la fuerza distribuida = 0,027m.

= Fuerza distribuida.

$$\begin{aligned} &= \frac{2 \cdot 88,11N}{0,027m} \\ &= 6526,667 \text{ N/m} \end{aligned}$$

Con la fuerza distribuida calculada se puede proceder con el cálculo de las reacciones necesarias en el empotramiento del eje, dichos cálculos son necesarios para el punto posterior de realizar los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor. Primero se debe colocar en equilibrio el eje, haciendo que la sumatoria de fuerzas y momentos se hagan 0.

$$+ \quad M = 0$$

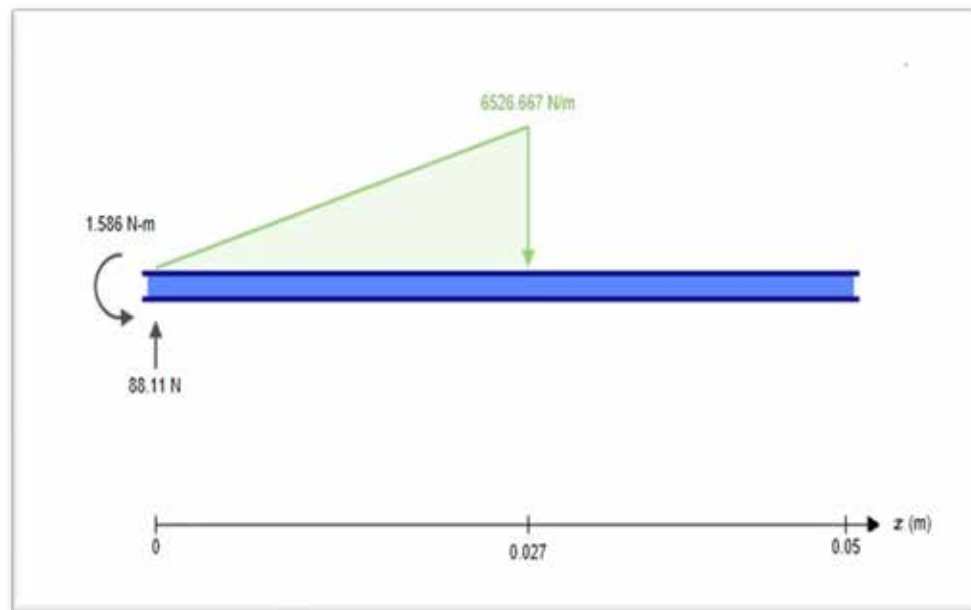
$$M_A \left[ (88,11N) \left( \frac{2}{3} \right) (0,027m) \right] = 0$$

$$M_A = 1,586Nm$$

$$+ \quad F_y = 0$$

$$M_A = 88,11 N = 0$$

$$M_A = 1,586 Nm$$

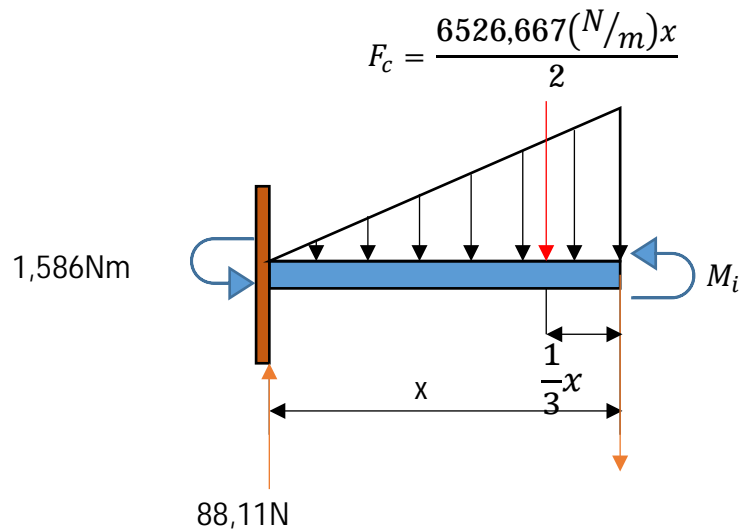


**Figura 33.** Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: (Gonzalez 2018).

Con el cálculo de las reacciones de fuerza y momento que son aplicadas al empotramiento se puede proceder al cálculo de las fuerzas cortantes que son aplicados a lo largo de todo el eje. Para dicho calculo utilizaremos el método de las secciones de corte.

Para este método se tiene que hacer un corte en el eje en un punto x, realizar un diagrama de cuerpo libre para poder representar las fuerzas y momentos que aplican en dicha sección, y se finaliza con los cálculos correspondientes necesarios para calcular la fuerza cortante y el momento flector en dicha sección.



**Figura 34.** Diagrama de cuerpo libre con corte en la sección A-B.

Fuente: (Gonzalez 2018).

Con el diagrama de cuerpo libre en la sección del eje donde actúa la fuerza principal a la cual estará sometido el mismo, se aprecian de una manera mas fácil las fuerzas implicadas en nuestro diseño. Con esto listo se procede a realizar los cálculos de fuerza y momento la sección en cuestión.

Haciendo nuestro punto 0  $M_i$  se tiene que:

$$+ M_i = 0$$

$$1,586Nm \quad 88,11N(x) + \frac{6526,667(N/m)x}{2} \frac{1}{3}x + M_i = 0$$

$$M_i = 1,586Nm + 88,11N(x) \quad 1087,778 N/m (x^2)$$

Para  $x = 0$ ;  $M_0 = 1,586Nm$ .

Para  $x = 0,027m$ ;  $M_{0,027} = 0$

Ahora con las fuerzas:

$$+ F_y = 0$$

$$88,11N \quad \frac{6526,667(N/m)x}{2} \quad V_i = 0$$

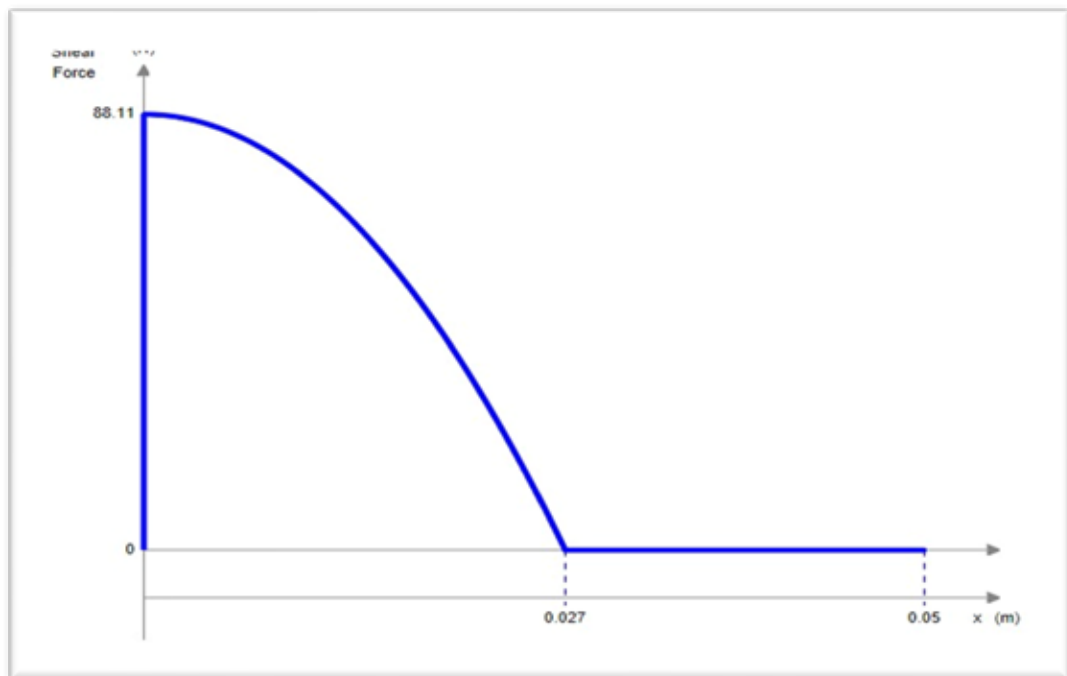
$$V_i = 88,11N \quad 3263,333(N/m)x$$

Para  $x = 0$ ;  $V_i = 88,11N$

Para  $x = 0,027m$ ;  $V_i = 0$

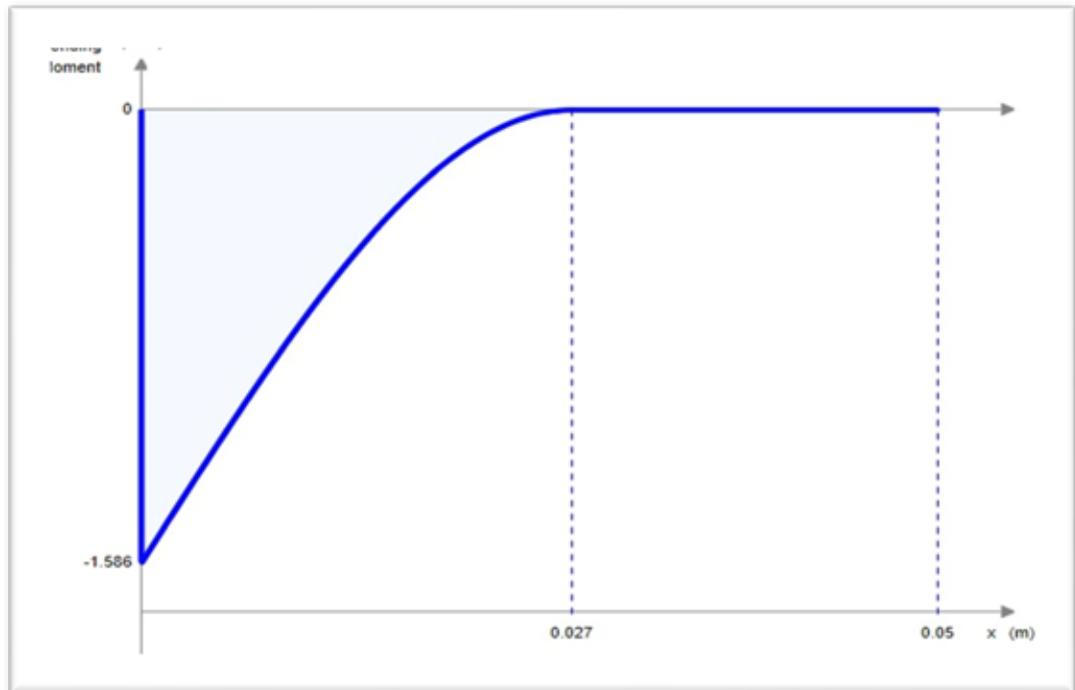
El tramo B-C es irrelevante ya que en él no se presentan ningún tipo de fuerzas o momentos que sean relevantes para el desarrollo de las gráficas de fuerzas cortantes y momento flector.

Con los pasos previos completados podemos graficar completamente y sin ningún problema.



**Figura 35.** Diagrama de fuerzas cortantes.

Fuente: (Gonzalez 2018).



**Figura 36.** Diagrama de momento flector.

Fuente: (Gonzalez 2018).

### 5.3.4 Cálculo del diámetro del eje

Los concentradores de esfuerzo que aplicaran en el diseño de nuestro eje son básicamente dos, el de chaflanes y el de ranuras para anillos de retención.

Según la **tabla X** se tiene que el concentrador de esfuerzo debido al chaflán es:

$$K_t = 2,5 \text{ (C aflán agudo)}$$

Para el de ranura por anillo de retención es:

$$K_t = 3$$

Y para tener la concentración de esfuerzo total se deben multiplicar los concentradores de esfuerzos individuales.

$$K_{total} = 2,5 \cdot 3 = 7,5$$

Se seleccionó un factor de seguridad de 3.

La resistencia a la fatiga a corte es una propiedad del material que se toma como el 40% de su resistencia máxima a la tensión, por lo que se tiene que para un acero AISI 316:

$$S_u = 621MPa$$

$$S'_n = 0,4 \quad S_u = 0,4 \quad 621MPa = \mathbf{248,4MPa}$$

Cuando solo se tiene una carga cortante vertical se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{(2,94 \quad K_t \quad V \quad N) / S'_n}$$

Donde:

D = Diámetro del eje.

$K_t$  = Valor total de las concentraciones de esfuerzo.

V = Fuerza cortante vertical.

N = Factor de seguridad.

$S'_n$  = Resistencia a la fatiga cortante.

$$D = \sqrt{(2,94 \quad 7,5 \quad 88,11N \quad 3) / (248,4 N/mm^2)}$$

$$\mathbf{D = 4,844mm}$$

Con todos los cálculos realizados para este tipo de eje resulta que nos da un diámetro de 4.844mm, pero este diámetro no es viable, ya que es absolutamente necesario el uso de rodamientos, y la mínima medida estandarizada que tienen estos para el diámetro interno, que es el que estará en contacto con nuestro eje es de 10mm. Por ello se utilizará un diámetro para el eje de alrededor de 10mm, con esta dimensión el eje cumple con su función de soportar las fuerzas que le serán ejercidas.

### 5.3.5 Cálculo de parámetros y selección de rodamiento

El rodamiento es el elemento que estará en constante contacto con la cinta de corte, por esto se debe tener especial atención en los cálculos de los parámetros necesarios para su funcionamiento. A continuación, se desarrollarán dichos cálculos.

Con esto dicho lo primero que se debe tomar en cuenta son los tipos de cargas a las cuales estará sometido nuestro rodamiento. Como se ha podido ver en la sección de diseño del eje, las cargas que influyen en este son las mismas que tendrá que soportar nuestro rodamiento, por lo que se puede decir que el mismo solo soportara una carga radial.

El primer paso para la selección de un rodamiento es el de especificar la carga de diseño a la cual estará sometido durante su funcionamiento, para ello se toma en cuenta cuál de las dos pistas del rodamiento es la que gira, si la externa o la interna.

$$P = V R$$

Donde:

$P$  = Carga de diseño.

$V$  = Factor de rotación = 1 si la pista interna del rodamiento es la que gira; **1,2 si la pista externa del rodamiento es la que gira.**

$R$  = Carga radial (88,11N).

$$P = (88,11N) (1,2) = 105,372N$$

Ahora con la carga de diseño que va a soportar el rodamiento calculado se debe tener en consideración el tipo de rodamientos que se va a utilizar, existen muchos tipos de rodamientos, unos más complejos, otros más sencillos, para nuestra aplicación se pueden seleccionar varios tipos de rodamientos, ya que solo se aplica una carga radial al mismo, los tipos aplicables para nuestra propuesta son: de **bola de hilera única**, de bola de doble hilera y rodamiento cilíndrico. Siendo el primer tipo mencionado el que seleccionaremos, la razón es por ser el tipo más comercial y que además cumple con los requerimientos de diseño.

Se debe especificar la vida útil que tendrá dicho rodamiento. Para ello nos apoyaremos en la **tabla x**, esta tabla arroja ciertos tiempos de vida útil para algunos casos de aplicaciones, para nuestra propuesta escogeremos un valor medio de vida útil para el caso de

Que sería alrededor de unas 25000 horas.

También es necesario la vida útil que tendrá el rodamiento, pero referente a las revoluciones. Para ello es necesario calcular las revoluciones por minuto a las cuales estará sometido dicho rodamiento, por ello se tiene que:

$$RPM = \frac{1000(V_C)}{\pi D}$$

Donde:

$V_C$  = Velocidad de corte máxima de la cinta (105m/min).

$D$  = Diámetro interno del rodamiento (10mm).

$$RPM = \frac{1000(105 \text{ m min})}{\pi 10\text{mm}}$$

$$\mathbf{RPM = 3342,254rpm}$$

Con las revoluciones por minuto calculadas se puede empezar el cálculo de la vida útil referente a las revoluciones. Esta vida útil se calcula de la siguiente manera:

$$L_d = ( ) (rpm) (60 \text{ min } )$$

Donde:

= Vida útil en horas (25000h).

$rpm$  = Revoluciones por minuto del rodamiento (3342,254rpm).

$$L_d = ( ) (3342,254rpm) (60 \text{ min } )$$

$$\mathbf{L_d = 5,0133x10^9 rev}$$

Ahora se puede proceder con el cálculo de la carga dinámica a la cual estará sometido nuestro rodamiento.

$$C = F_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/a}$$

Donde:

$C$  = Carga dinámica.

$L_d$  = Vida útil del rodamiento en revoluciones ( $5,0133 \times 10^9 rev$ ).

$a = 3$  para rodamientos de bolas y  $10/3$  para rodamientos de rodillos.

$$C = 105,372N \left( \frac{5,0133 \times 10^9 rev}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 1,803kN$$

En este punto ya se puede seleccionar que tipo de rodamiento es el indicado para nuestra aplicación. Para ello se eligió la marca de rodamientos SKF, marca reconocida mundialmente por sus productos. Nos guiaremos en su gran catálogo de rodamientos para seleccionar el nuestro.

De la gran variedad de rodamientos que existen, muchos cumplen con las especificaciones requeridas para nuestro diseño, pero se tiene que elegir solo uno de ellos. Para esto se tomará también en cuenta cuál de estos rodamientos es más “comercial”, y fácil de encontrar. Teniendo en cuenta eso se nombrarán la designación de los rodamientos que cumplen con las especificaciones deseadas además de ser comerciales.

Dichas especificaciones ya se calcularon o se plantearon en secciones anteriores de nuestra investigación. Las cuales son:

- Diámetro interno del rodamiento igual a 10mm.
- Que soporte una carga dinámica de 1,804 kN.
- Fácil adquisición.
- Mejor ajuste en el diseño.

Con las características de nuestro rodamiento planteadas procedemos a seleccionar el mismo, para ello tomaremos como referencia el catálogo de rodamientos de la compañía SKF.

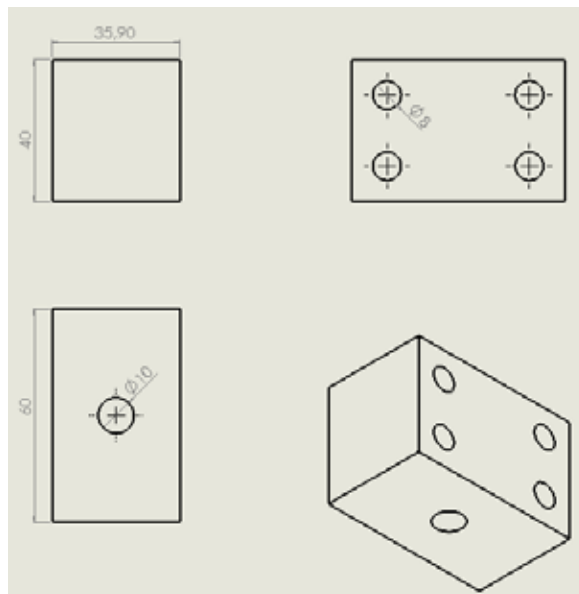
Indagando en su catálogo se puede observar que existen varios tipos de rodamientos que se adaptan a nuestros requerimientos, pero son pocos los que de verdad son ideales para nuestro proyecto. De entre ellos podemos destacar el número

6000, 6200 y el **6300**, siendo este último el más indicado para nuestro diseño ya que además de poseer una capacidad mayor para carga dinámica, su espesor es un poco mayor lo que hace que tenga una superficie de contacto mayor con la cinta de corte, haciendo que la fuerza se distribuya de una mejor manera en toda la superficie de rodamiento.

### 5.3.6 Diseño de las bases para los ejes

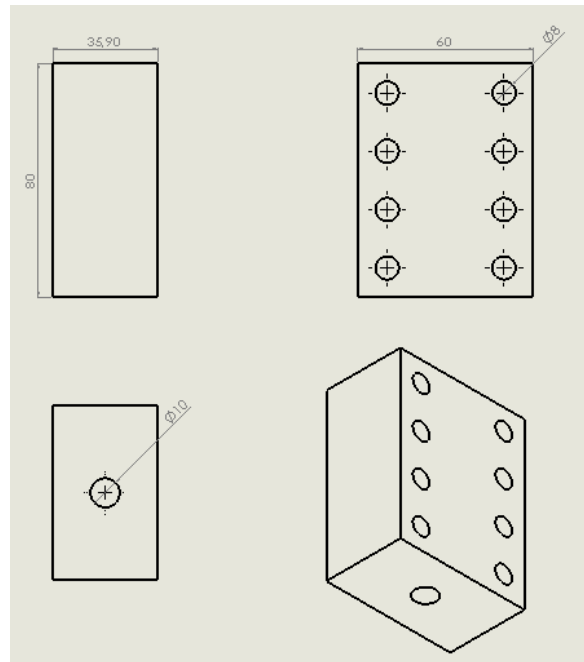
Para el diseño de las bases para los ejes se encuentran estructuras que se recuperaron para poder utilizarlas en el diseño. Estos elementos recuperados cuentan con las dimensiones adecuadas para ser acopladas a los ejes.

Cada una de estas estructuras son muy similares entre sí, pero presentan ciertas diferencias las más notables se encuentran en sus dimensiones, estas diferencias tienen su propósito, ya que una de estas bases tiene la función de ser el medio de unión que llevara la guía móvil de ajuste de nuestro diseño, siendo que la otra cumple solo con la función de ser el soporte del eje. En las figuras presentadas a continuación se muestran las dos bases con sus respectivas dimensiones.



**Figura 37.** Base “pequeña” para el eje.

Fuente: (Gonzalez, 2018).



**Figura 38.** Base “grande” para el eje.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

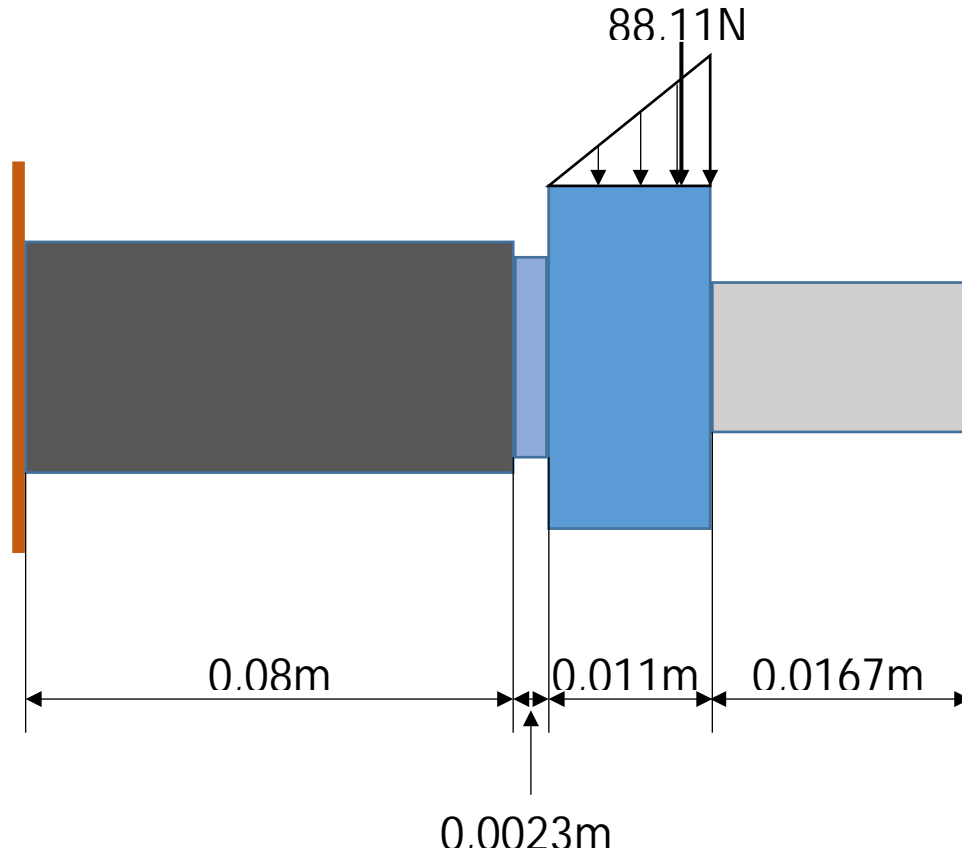
### 5.3.7 Tornillos de sujeción de las bases para los ejes

Para el diseño de los tornillos de ajuste de las bases para los ejes se tomó en consideración las dimensiones mínimas que deberá tener los mismos para ser funcionales en el diseño, considerando lo dicho anteriormente se tienen las características generales que deberán tener los tornillos para cumplir con su función de unir las dos bases, para ello se tiene que las dimensiones generales son: **M8 x 1,25 x 80 mm.**

Con el criterio general de la forma de los tornillos planteada se procede con los cálculos necesarios para ver si los mismos son capaces de soportar las cargas de diseño.

Para realizar el cálculo para dichos tornillos primero es necesario saber a qué tipo de fuerzas estarán siendo sometidos, los tornillos se someten básicamente a dos tipos de fuerzas por causas externas, por fuerzas de corte y por fuerzas de tracción, en nuestro caso en nuestros tornillos solo se están ejerciendo fuerzas de tracción. Con esto dicho se procede al cálculo de dicha fuerza.

Para ello se tiene que:



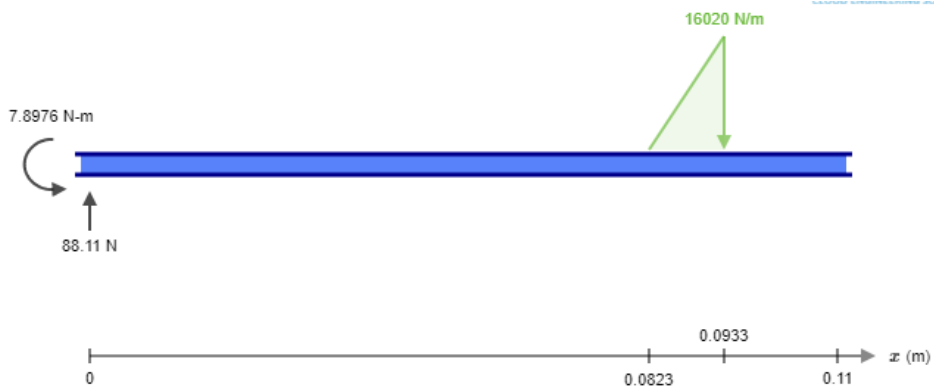
**Figura 39.** Diagrama de la base para eje.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

Calculo de la fuerza distribuida:

$$= \frac{2 F_c}{b} = \frac{2 \cdot 88.11N}{0.11m} = 16020 N/m$$

Llegados a este punto es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre para apreciar mejor las fuerzas a las que se está sometiendo el dispositivo.



**Figura 40.** Diagrama de cuerpo libre de base con eje insertado.

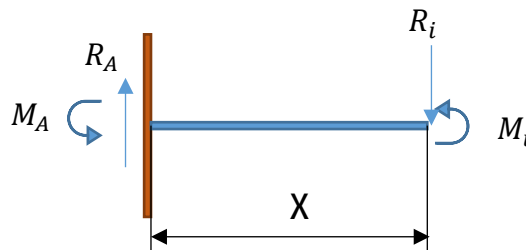
Fuente: (Gonzalez, 2018).

Ahora se procede con el cálculo de reacciones. Tomando en cuenta el diagrama de cuerpo libre al que se hace referencia en la figura anterior, se tiene que:

$$\begin{aligned}
 + \quad M_A &= 0 \\
 M_A \quad [0,08 + 0,0023 + (0,011 \quad ^2/3)]m \quad 88,11N &= 0 \\
 \mathbf{M_A} &= \mathbf{7,879Nm} \\
 + \quad F_y &= 0 \\
 R_A \quad 88,11N &= 0 \\
 \mathbf{R_A} &= \mathbf{88,11N}
 \end{aligned}$$

Con las reacciones resultantes calculadas se procede con el cálculo de fuerzas cortantes y momento flector que afectan el dispositivo actualmente. Y se utilizara el mismo método de los tramos utilizado en secciones anteriores.

### Tramo A-B



**Figura 41.** DCL tramo A-B.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

$$+ M_i = 0$$

$$7,897Nm - 88,11N \cdot x - M_i = 0$$

$$M_i = 7,897Nm - 88,11N \cdot x$$

Para  $x = 0$

$$M_i = 7,897Nm$$

Para  $x = 0,0823m$

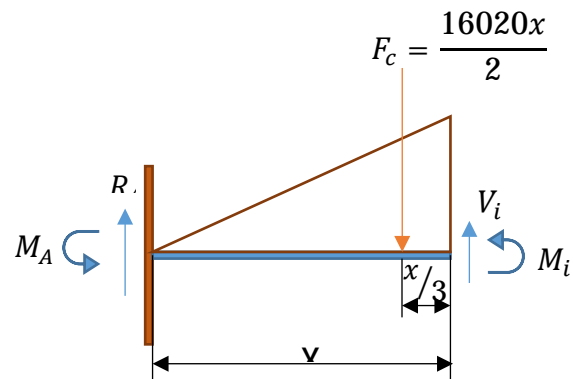
$$M_i = 0,646Nm$$

$$+ F_y = 0$$

$$88,11N - V_i = 0$$

$$V_i = 88,11N$$

**Tramo B-C**



**Figura 42.** DCL tramo B-C.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

$$+ M_i = 0$$

$$M_i + \frac{16020x}{2} \cdot \frac{x}{3} - 88,11x + 0,645 = 0$$

$$M_i = 2670x^2 + 88,11x - 0,645$$

Para  $x = 0$

$$M_i = 0,645Nm$$

Para  $x = 0,011m$

$$M_i = 0$$

$$+ F_y = 0$$

$$88,11 - \frac{16020}{2} + V_i = 0$$

$$V_i = 8010x + 88,11$$

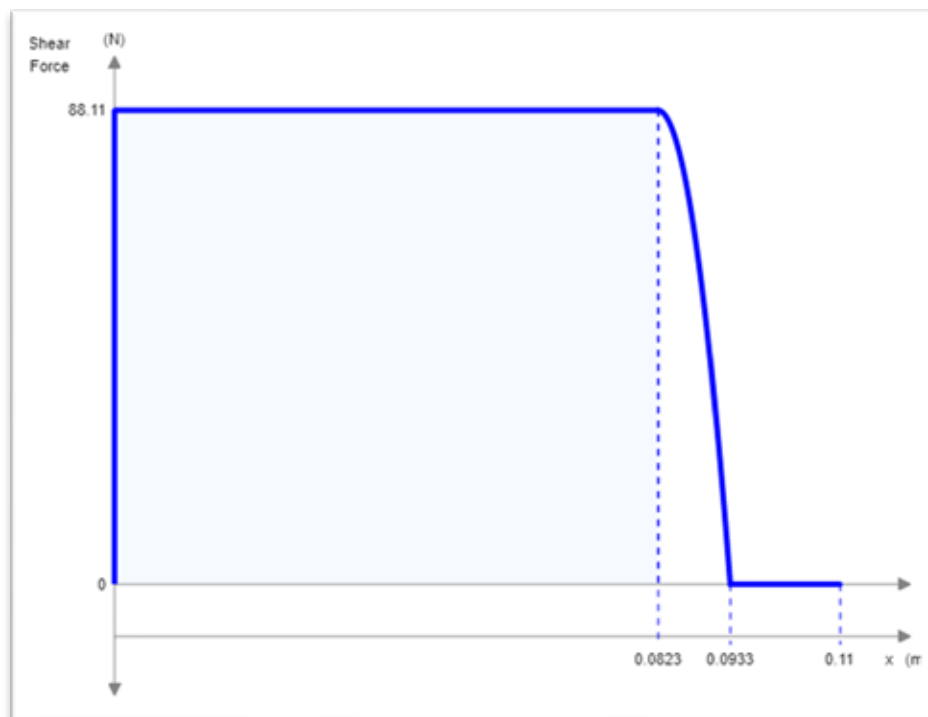
Para  $x = 0$

$$V_i = 88,11N$$

Para  $x = 0,011m$

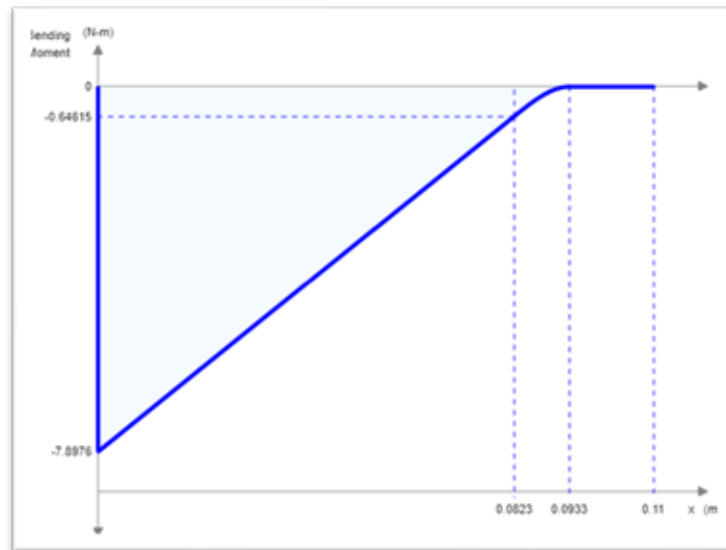
$$V_i = 0$$

Ahora procedemos a graficar los resultados dados, para poder apreciar los valores de fuerza cortante y momento flector máximos a los que se somete el dispositivo.



**Figura 43.** Diagrama de fuerza cortante.

Fuente: (Gonzalez, 2018).



**Figura 44.** Diagrama de momento flector.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

Realizados los preámbulos para el cálculo de tornillos podemos entrar de lleno en materia del diseño de los tornillos, como se ha dicho anteriormente se tiene en mente unas dimensiones que son las utilizadas para las bases de los cálculos. Para el diseño de tornillo se comparan básicamente 2 tipos de tensiones, la tensión de tracción presentada en la sección constante no roscada del perno, y las tensiones de corte ubicadas en la base de los filetes de la rosca del tornillo. Con esto dicho avanzaremos con la comprobación del tornillo seleccionado.

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Donde:

= Esfuerzo de fluencia del elemento.

P = Tensión de tracción presente en el tornillo.

A = Área de la sección transversal del perno (por la cantidad de pernos).

$$\sigma = \frac{88,11N}{8 \pi (4mm)^2} = 0,219MPa$$

Para un acero AISI 1010 laminado en caliente se tiene que:

$$\sigma < \frac{S_y}{N} \quad 0,219MPa < \frac{179MPa}{3}$$

$$\mathbf{0,219MPa < 59,667MPa}$$

A tracción pura cumple con creces las condiciones de diseño.

$$\tau_{\text{tornillo}} = \frac{P}{n \pi r L}$$

$$\tau_{\text{tornillo}} = \frac{88,11N}{8 \pi 4mm 80mm} = \mathbf{0.0109MPa}$$

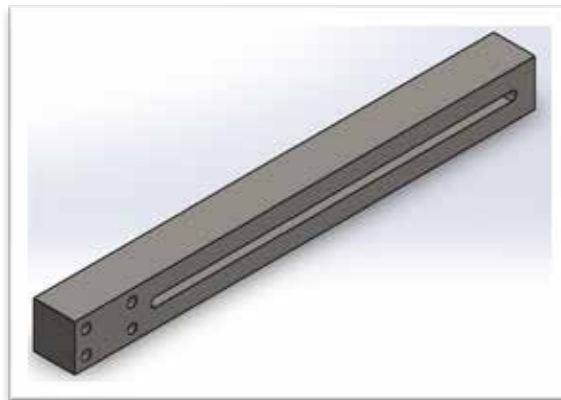
$$\tau_i < \frac{S_{ycorte}}{N} \quad 0,0109MPa < \frac{80MPa}{3}$$

$$\mathbf{0,0109MPa < 26,667MPa}$$

Con estos resultados se aprecia que los tornillos cumplen de sobra con su función.

### 5.3.8 Diseño para las guías

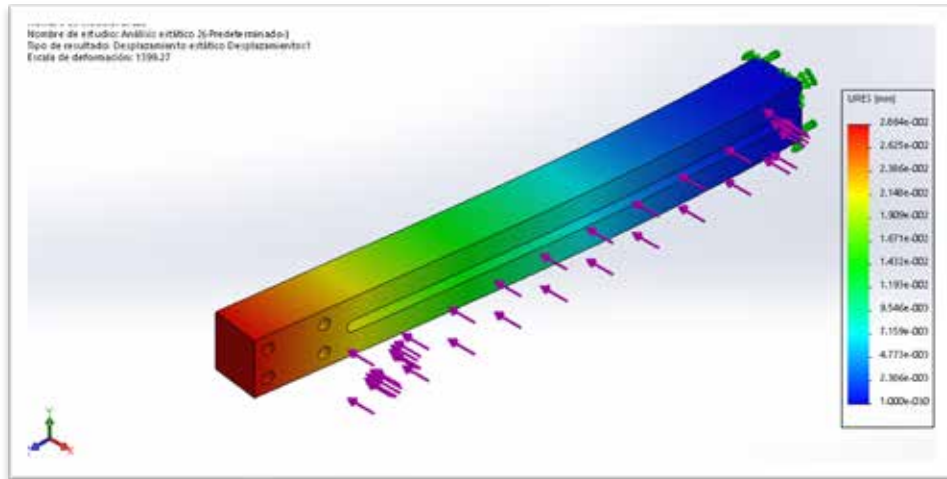
Para el diseño de la guía se tiene a disposición distintas barras de metal de material de reciclaje, por lo que se seleccionara la que mejores dimensiones tenga. Con esto en cuenta se utilizará una barra de sección rectangular de dimensiones: Tiene una sección transversal rectangular de 40x35,90mm y una longitud total de 400mm, solo por dimensiones es ideal para nuestra propuesta de diseño, sin contar que cuenta con una ranura a lo largo de la barra que puede ser utilizada como medio de fijación para la misma, dicha ranura tiene un espesor de 8mm y una longitud de 318mm.



**Figura 45.** Guía móvil del dispositivo.

Fuente: (Gonzalez, 2018)

Realizando una simulación de las tensiones teóricas que sufrirá dicha barra con el programa de diseño Solidworks dio unos resultados aceptables para nuestra propuesta, Resaltando que dicha simulación se hizo con las condiciones más críticas a la que se enfrentaría dicha guía (donde el brazo de la guía se extiende totalmente).

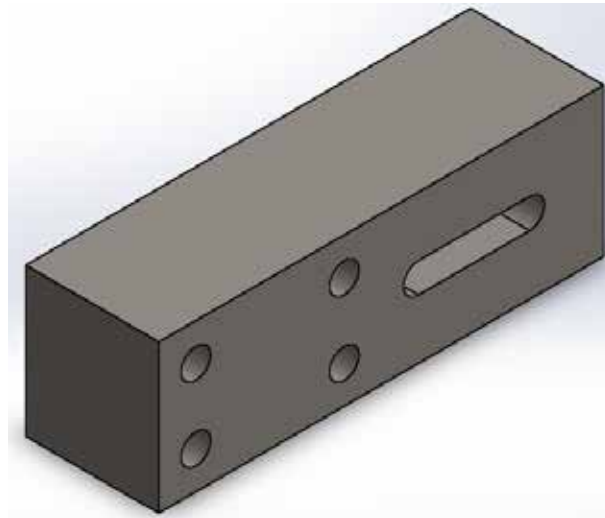


**Figura 46.** Simulación de la guía móvil del dispositivo.

Fuente: (Gonzalez, 2018).

Se puede apreciar que la deformación que tiene la guía en la zona más alejada al soporte con el brazo totalmente extendido de alrededor de 2 centésimas de milímetro (0,02864mm), teniendo en cuenta que esto la derivación es muy pequeña y que además se tomó en la condición más crítica se considera que esta guía puede ser utilizada para el rediseño.

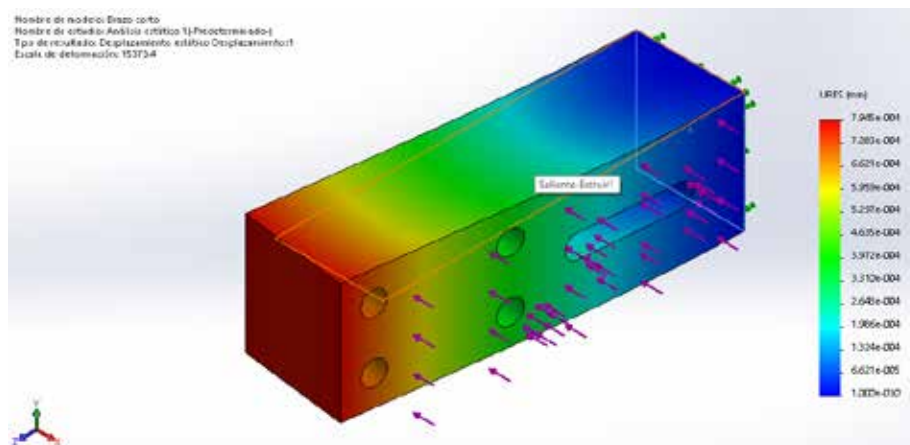
También es necesario tener en cuenta de que solo una de las guías será móvil, ya que esta es la que servirá para dar el ajuste necesario para cuando se necesite cortar material de distintas formas y tamaños. Pero no nos debemos olvidar de que se debe tener un soporte fijo también, dicho soporte es muy parecido a la guía móvil, incluyendo su manera de obtención y algunas dimensiones, lo que varía drásticamente es su longitud total, la guía móvil posee una longitud de 400mm, mientras que esta solo posee una longitud de 120mm.



**Figura 47.** Soporte fijo para el dispositivo.

Fuente: (Gonzalez, 2018)

Para comprobar de que este soporte fijo soporte las cargas necesarias nuevamente se utilizara el programa de diseño asistido por computadora Solidworks, aunque teniendo en cuenta de que es prácticamente el mismo diseño que el de la guía móvil con la diferencia de que es más corto los resultados serán similares pero un poco mejores debido a la geometría del soporte fijo, por lo que se tiene que:



**Figura 48.** Simulación del soporte fijo.

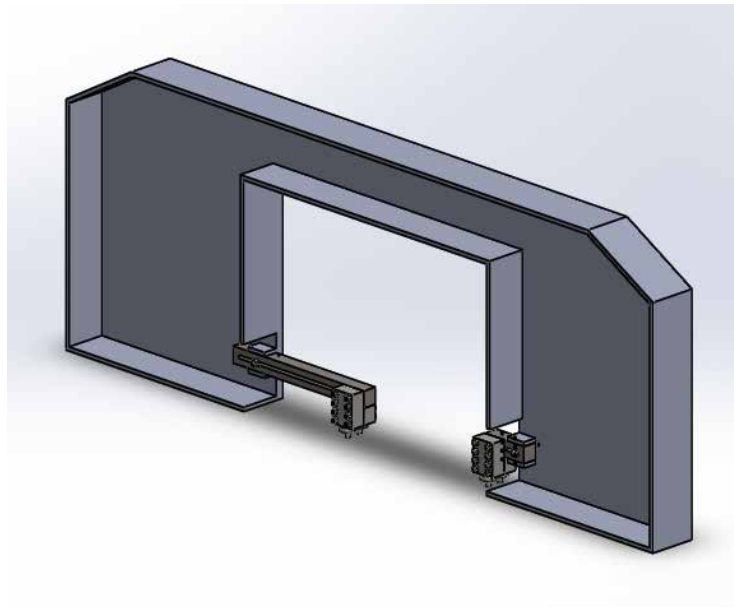
Fuente: (Gonzalez, 2018).

Como se puede apreciar la deformación es muy pequeña, de apenas  $7,954 \times 10^{-4} \text{mm}$ , esta desviación es aceptable por lo que podemos proseguir con los siguientes pasos.

### 5.3.9 Tornillo de sujeción para la guía móvil y el soporte fijo

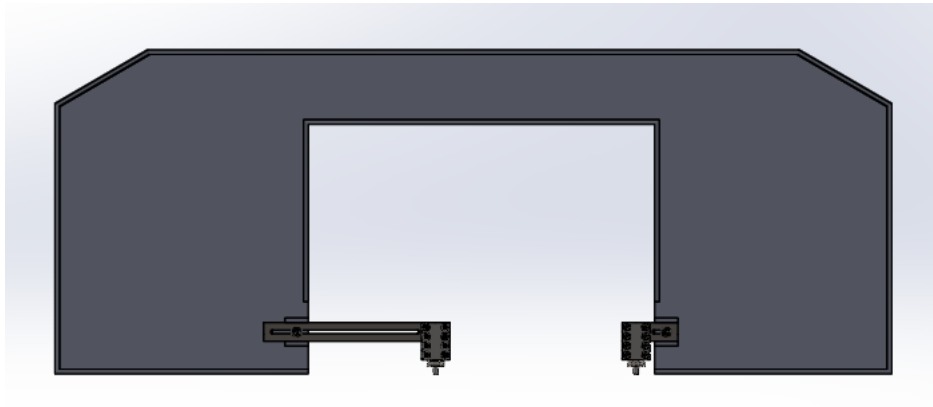
Ahora pasaremos con la selección del tornillo de sujeción para la guía móvil y el soporte fijo, tomaremos en cuenta que este debe tener las dimensiones adecuadas para poder ser introducido en la ranura que posee la guía, dicha ranura posee un espesor de 8mm, por lo que se debe seleccionar un tornillo que posea un diámetro máximo de 8mm por ello se seleccionara un tornillo M8, para la longitud del tornillo se debe tener en consideración de que este debe atravesar la base superior del equipo (20mm) y la guía (35,9mm), con esto en cuenta la longitud mínima que debe tener el tornillo es de 70mm.

### 5.3.10 Diseño final dispositivo móvil de sujeción para cinta de corte tronadora KASTO cut E 2



**Figura 49.** Diseño final dispositivo de sujeción (vista 1).

Fuente: (Gonzalez, 2018).



**Figura 50.** Diseño final dispositivo de sujeción (vista 2).

Fuente: (Gonzalez, 2018).

#### **5.4 Análisis de costos y beneficios del rediseño de la tronadora KASTO cut E 2**

Con todos los puntos de la problemática planteados y definidos, concluyendo porque es necesario un cambio en el sistema de tronzado de la organización, es necesario realizar un estudio de factibilidad económica donde se definan los costos y beneficios que genera la propuesta a la empresa. Todo esto con el fin de definir si la propuesta es rentable o no para la organización. Con esto dicho a continuación se exponen los objetivos de la empresa:

- Reducir la cantidad de materia prima desperdiciada en el proceso de tronzado.
- Utilizar la menor cantidad de insertos por el posterior refrentado en el torno.
- Disminuir el nivel de supervisión del equipo.
- Mejorar la eficiencia del proceso de tronzado.
- Aumentar la productividad.
- Reducir costos.

Las factibilidades de todos estos objetivos se pueden diferenciar en tres aspectos básicos: operativos, técnicos y económicos.

### **5.4.1 Objetivos operativos**

Para este punto de la investigación es necesario estudiar cómo se está efectuando el proceso de tronzado de tochos cilíndricos de acero inoxidable de grandes diámetros en la empresa Eagleburgmann Venezuela C. A. de aquí, analizando los parámetros obtenidos resultado de este estudio, se plantearon diversas formas de realizar el proceso de una manera más eficaz, concluyendo con los resultados obtenidos mostrados anteriormente, de esta manera se busca mejorar el corte de la tronzadora de una forma más uniforme, disminuir la cantidad de consumibles de manera indirecta, todo esto realizado de una forma lo más sencilla posible. Todo esto con el fin de lograr un aumento de la productividad y reducir los costos de fabricación.

Para realizar el análisis del objetivo operacional se utilizaron datos aportados por la organización, los cuales son necesarios para llevar a cabo el proyecto de mejorar la eficiencia en el tronzado, entre estos datos podemos destacar, los datos obtenidos del manual de usuario del equipo el cual tiene las dimensiones básicas del equipo y las propiedades generales del mismo entre las que encontramos la velocidad de corte del equipo (esencial para realizar los cálculos de rodamiento). También fueron suministrado datos sobre la desviación que suele ocurrir en el proceso de tronzado, desviación que se ve intensificada con respecto al diámetro de las barras cilíndricas de acero inoxidable, actualmente para “solventar” este problema se toma una sobre medida del cilindro a cortar, sobre medida que consta alrededor de 20mm, este parámetro será utilizado en futuras secciones para calcular costos operativos.

### **5.4.2 Objetivos técnicos**

En la elaboración del presente proyecto la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A. suministraría ciertos elementos recuperados como material de reciclaje, que puedan ser capaces de cumplir con las especificaciones de diseño. Los materiales y equipos que pueden ser suministrados por la empresa son:

- Cuatro (4) ejes de longitud 50mm y 10 mm de diámetro.

- Seis (6) barras metálicas de sección rectangular de diversas dimensiones: 2 barras de 35,90 x 80 x 60mm, 2 barras de 35,90 x 40 x 60 mm, 1 barra de 40 x 35,90 x 400 mm y 1 barra de 40 x 35,90 x 120 mm.
- Cuatro (4) arandelas.
- Cuatro (4) anillos de retención.
- Dieciséis (16) tornillos M8 x 80 mm.
- Dos (2) tornillos M8 x 70 mm.
- Dieciocho tuercas M8.

### 5.4.3 Objetivos económicos

El principal objetivo que se plantea con este proyecto es el de reducción de costos a partir de la reducción del desvío de la cinta de corte en el proceso de tronzado de tochos de acero inoxidable. Por esto es que se ha diseñado un dispositivo que ajusta la sección de la cinta de corte a una proporción adecuada al tocho cilíndrico a cortar, esto con el plus de que presenta un costo de implementación relativamente bajo, ya que se están empleando componentes reciclados de la empresa Eagleburgmann Venezuela C. A.

El principal modo de ahorro que tiene el proyecto es el de reducir la cantidad de materia prima utilizada en el proceso de tronzado, como se ha mencionado anteriormente siempre que se necesite cortar una pieza se toma una sobre medida de alrededor de 20mm, material que luego se pierde ya que se tiene que refrentar en un torno para que tenga el acabado adecuado.

En nuestro estudio se tomó como muestra una barra de acero inoxidable DIN 1.4571 de 150 mm de diámetro, el precio en metro de dicha barra ronda alrededor de los **ochocientos cincuenta euros (850 €)**.

Tomando en cuenta que se pierden alrededor de 20mm se puede hacer un cálculo de lo que se pierde económicamente hablando cada vez que se corta un material. Con un cálculo muy simple.

$$\text{Si } 1000\text{mm} = 850\text{€}$$

Entonces  $20mm = 17€$ .

Se puede decir entonces que se pierden alrededor de 17€ cada vez que se corta un material. Esto correspondería al costo que se puede apreciar directamente. Por día se cortan alrededor de 1 pieza, así que se puede decir que: **se ahorran por día alrededor de 17 €**

Otro ahorro significativo que se logra es la reducción de utilización de insertos en el posterior refrentado en el torno, para este tipo de operación se utiliza insertos de tipo CNMG 120408, cada inserto tiene un valor de 7,74 € Aunque cabe resaltar que para este proceso no se utilizan insertos nuevos, sino que se utilizan insertos que ya tengo cierto tiempo de uso, la razón de esto es que este proceso maltrata mucho los insertos, por lo que es un desperdicio utilizar insertos nuevos para estos casos, por ello haremos los cálculos de costos basándonos en la mitad del costo de un inserto nuevo. Dicho esto, en el peor de los casos la cantidad de insertos “usados” que se utilizan en el refrentado del cilindro de acero inoxidable con una sección transversal irregular es de **60 insertos**, la razón de esto es porque el tocho al girar a altas revoluciones y tener una sección transversal irregular hace que cuando el inserto empiece a tocar la pieza esta “golpee” al inserto. Por lo que se tiene que:

$$\text{Costo de insertos dañados} = \text{Numero de insertos utilizados} \frac{\text{Costo inserto nuevo}}{2}$$

$$\text{Costo de insertos dañados} = 60 \frac{7,74€}{2}$$

$$\text{Costo de insertos dañados} = 232.2€$$

Otro costo secundario es el de la mano de obra del operador que va a refrentar la pieza. Para cuando un problema de las más grandes características sucede, como el caso que se ha planteado anteriormente se debe tener en cuenta que en horas hombre toma alrededor de una jornada de un día laboral. Teniendo esto en cuenta se puede decir que:

$$\text{Salario diario de operador calificado} = 0,19 €$$

El costo aproximado del dispositivo, incluyendo los siguientes componentes:

- Cuatro (4) Rodamientos SKF 6300 2RHS

**Costo (Ct1) = 10 €**

**Costo componentes aportados por la empresa:**

- Cuatro (4) ejes de longitud 50mm y 10 mm de diámetro.
- Seis (6) barras metálicas de sección rectangular de diversas dimensiones: 2 barras de 35,90 x 80 x 60mm, 2 barras de 35,90 x 40 x 60 mm, 1 barra de 40 x 35,90 x 400 mm y 1 barra de 40 x 35,90 x 120 mm.
- Cuatro (4) arandelas.
- Cuatro (4) anillos de retención.
- Dieciséis (16) tornillos M8 x 80 mm.
- Dos (2) tornillos M8 x 70 mm.
- Dieciocho tuercas M8.

**Costo (Ct2) = 141 €**

**Costo total = (Ct1 + Ct2)**

**Costo total = 151 €**

## **5.5 Análisis de factibilidad económica del rediseño de la tronadora**

En esta fase se determinan los recursos que se necesitan desarrollar, implementar y mantener en operación el sistema propuesto, haciendo una comparación donde se tienen que poner sobre la mesa los costos y beneficios que se obtienen de este, con el fin de poder apreciar de una manera mejor los resultados en aspecto económico que derivan de este. Por ello esta sección nos encargamos de demostrar de que el proyecto es factible económicamente, justificando la inversión que realizaría la organización.

### **5.5.1. Beneficios**

Identificar los costos y beneficios que implica la fabricación de un dispositivo para ajustar la longitud útil de la cinta de corte dependiendo de las dimensiones de los cilindros metálicos de acero inoxidable.

- Aumento en la eficiencia de cortado.
- Mejora en el acabado superficial.

- Disminución de costos por remaquinado innecesario.
- Disminución de la materia prima utilizada.

### **Salario anual de operador de máquinas y herramientas**

- Salario: 0,19 €x 365 días = 69,35 €
- Prestaciones sociales = 60 días x 0,19 €= 11,40 €
- Utilidades = 30 días x 0,19 €= 5,70 €
- Vacaciones = 15 días x 0,19 €= 2,85 €
- Bono vacacional = 15 días x 0,19 €= 2,85€

### **Salario anual operador = 92,15 €**

De forma empírica gracias a la experiencia del personal calificado de la organización se tiene un ahorro de la mitad del tiempo de trabajo refrentado que la pieza requiere. Por lo que se tiene que:

$$\text{Beneficio 1}(B1) = \frac{92,15\text{€}}{2}$$

$$\text{Beneficio 1}(B1) = 46,08 \text{ €}$$

### **Material ahorrado por año**

Como diariamente se ahorran 17€entonces.

$$\text{Beneficio 2}(B2) = 17\text{€} \quad 365\text{días}$$

$$\text{Beneficio 2}(B2) = 6205\text{€}$$

### **Insertos dañados por año**

Esto se presenta en casos extremos, en todo el año 2018 se presentaron dos (2) casos de estas magnitudes. Por lo que tomaremos como referencia que sucede alrededor de dos (2) veces al año.

$$\text{Beneficio 2}(B2) = 232,2\text{€} \quad 2$$

$$\text{Beneficio 2}(B2) = 464,4\text{€}$$

Con esto podemos concluir que el beneficio total anual es igual a:

$$\text{Beneficio total}(Bt) = B1 + B2 + B3$$

$$\text{Beneficio total}(Bt) = 6715,48\text{€}$$

### 5.5.2. Costos

**Costos de fabricación (C1):** Son los costos necesarios para la realización del proyecto (dispositivo de sujeción móvil para la cinta de corte de la tronadora) y abarca todos los materiales aportados por la empresa Eagleburgmann Venezuela C.A.

· Cuatro (4) rodamientos SKF 6300 2RSH	12,56 €
· Cuatro (4) ejes de 10mm de diámetro y 50 mm de longitud	2,25€
· Dos (2) barras metálicas de 80x60x35,90mm	54,5€
· Dos (2) barras metálicas de 35,90x40x60mm	27,2€
· Una (1) barra de 40x35,90x400mm	48€
· Una (1) barra de 40x35,90x120mm	14,4€
· Cuatro (4) arandelas B18.22M 10mm	0,26€
· Cuatro (4) anillos de retención B27.8M-3DM1-10	14,28€
· Dieciséis (16) tornillos hexagonales M8x1,25x80mm	6,46€
· Dos (2) tornillos hexagonales M8x1,25x70mm	0,81€
· Dieciocho (18) tuercas hexagonales M8x1,25	3,14€

**Total de materiales = 183,86€(CA).**

Costos por realización del dispositivo por mano de obra directa.

**Costo de mano de obra directa = 75 €(CB).**

Costo total de fabricación del dispositivo para evitar el desvío de la cinta de corte de la tronadora KASTO cut E 2 para la empresa Eagleburgmann Venezuela C. A.

Costo (CI) = (CA) + (CB)

Costo (CI) = 183,86€+ 75€

**Costo (C1) = 258,86€**

**Mano de obra por año (C2):** Al reducir la cantidad de mano de obra por año a la mitad con la propuesta se tiene que:

**Costo 2 (C2) = 46,08€**

Entonces el costo total es:

**Costo total(Ct) = C1 + C2 = 274,94€**

### 5.5.3. Factibilidad económica

$$\frac{\text{Beneficios}(Bt)}{\text{Costos}(Ct)} = \frac{6715,48\text{€}}{274,94\text{€}} = 24,43 > 1$$

Obteniendo así la justificación de la inversión.

## **CAPÍTULO VI**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **6.1 Conclusiones**

Habiendo desarrollado y concluido este proyecto se han obtenido las siguientes conclusiones:

- El objetivo principal de este trabajo es el de rediseñar la maquina tronzadora KASTO cut E 2 para evitar el desvío de la cinta de corte en cilindros de acero. Llegados a este punto del proyecto podemos concluir que el objetivo ha sido alcanzado, puesto que al implementar el dispositivo se reduce en gran medida dicho desvío con respecto a la situación actual.
- La implementación del proyecto planteado lograra que la empresa consiga en sus piezas un mejor acabado superficial luego del proceso de tronzado, reduciendo costos de mano de obra posteriores.
- El diseño se planteó de forma que se cumplieran los parámetros estipulados por la empresa (capital, sencillez y equipos recuperados) con la finalidad de lograr los objetivos propuestos.
- Los beneficios económicos de la propuesta son tales que la organización es capaz de desembolsillar el costo de la inversión sin afectar la utilidad normal generada por la empresa.
- Un punto muy importante en el proyecto de mejora fue el de la recolección de información sobre cómo se ejecuta el proceso de tronzado actualmente, mientras más a fondo se estudia el proyecto, más oportunidades de mejora surgen.

#### **6.2 Recomendaciones**

Teniendo en cuenta de que existen otras soluciones a la situación problemática, la investigación quedara con las puertas abiertas para futuras mejoras, comprendiendo esto se presentan las siguientes recomendaciones:

- Para hacer que la carga se distribuya mejor en toda la cinta de corte se puede hacer una modificación en el circuito hidráulico en el cual se agregue un cilindro hidráulico más, haciendo que el avance de la tronadora sea de forma lineal.
- Mediante los principios de los procesos de mecanizado por arranque de viruta se puede modificar el equipo para que de forma automatizada varíe el avance y la velocidad de corte.

## REFERENCIAS

- . (25 de Octubre de 2018). Obtenido de <http://acequisa.com/spanish/inox/316ti.html>
- . (25 de Octubre de 2018). Obtenido de <https://www.alloywire.es/products/stainless-steel-316ti/>
- Avallone, E. A., & Baumeister, T. (1986).  
Nueva York: McGraw-Hill.
- Budynas, R., & Keith, N. (2008). Mexico:  
McGraw-Hill.
- Creus, A. (2007). España: MARCOMBO.
- . (25 de Octubre de 2018). Obtenido de <http://www.metalcor.de/en/datenblatt/47/>
- Molina, M. (1970). Naguanagua - Universidad de Carabobo,  
Venezuela: Publicaciones de la facultad de ingeniería.
- Norton, R. (2015). Massachusetts: Mc Graw Hill.
- Pereira, J. (2004). (Vol. I).  
Naguanagua - Universidad de Carabobo, Venezuela: Publicaciones de la  
facultad de ingeniería.
- Sabino, C. (1992). Caracas: Panapo.
- Storm, A. (05 de Agosto de 2012).  
Obtenido de Scribd: [https://www.scribd.com/doc/206998135/UNIDAD-V-  
Seleccion-de-Elementos-Mecanicos-y-Materiales](https://www.scribd.com/doc/206998135/UNIDAD-V-Seleccion-de-Elementos-Mecanicos-y-Materiales)
- Tassoni, D., & Pizzella, G. (2007). Valencia: Facultad de  
Ingeniería. Universidad de Carabobo.
- UPEL. (2006).  
Caracas, Venezuela: FEDUPEL.

## **ANEXOS**

## Anexo A-1

Personal de Eagleburgmann separando barra mal cortada.



Fuente: Eagleburgmann (2018).

## Anexo A-2

Personal de Eagleburgmann terminando de separar barra mal cortada.



Fuente: Eagleburgmann (2018).

### Anexo A-3

Caso extremo de desvío de la cinta de corte



Fuente: Eagleburgmann (2018).

## **APENDICES**

## Apéndice A

Propiedades de algunos materiales de ingeniería.

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

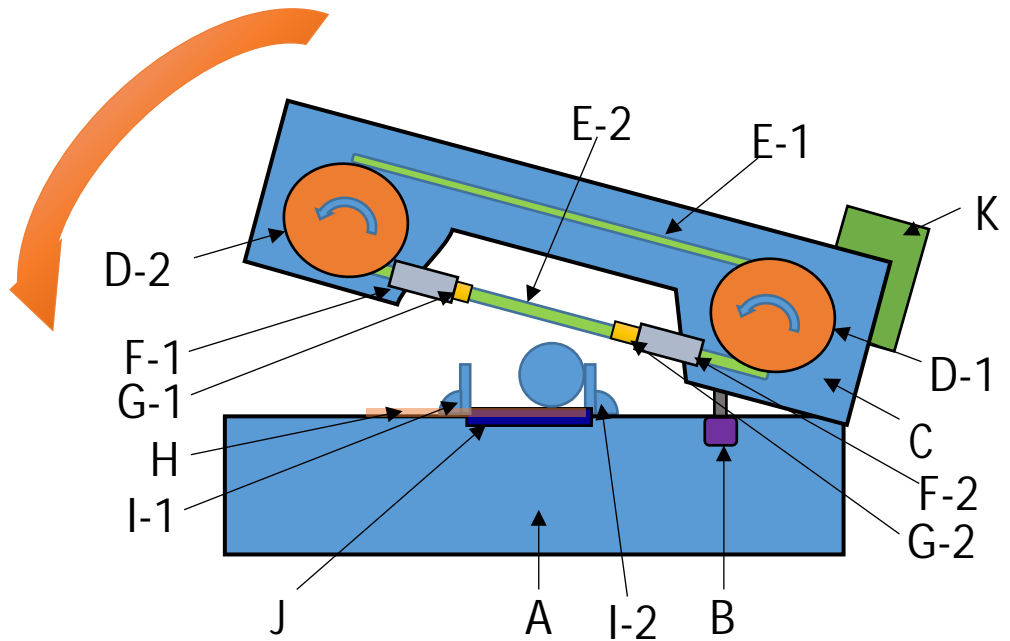
## Apendice B

Vida útil de diseño recomendada para rodamientos.

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> <i>L<sub>10</sub>, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

## Apéndice C

(Nomenclatura de la propuesta de diseño)

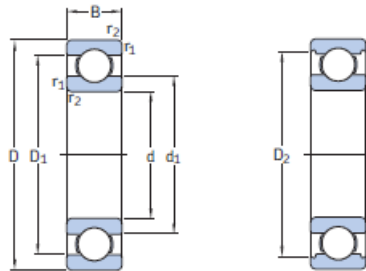


A= Base del equipo	B= Cilindro hidráulico de avance
C= Base superior	D-1= Polea conductora
D-2= Polea conducida	E-1= Cinta de corte
E-2= Cinta de corte	F-1= Soporte para guía móvil
F-2= Soporte para guía móvil	G-1= Guía de cinta de corte ajustable
G-2= Guía de cinta de corte ajustable	H= Guía para el soporte ajustable
I-1= Soporte lateral ajustable	I-2 = Soporte lateral fijo
J= Base para tochos	K= Motor de accionamiento de la cinta

## Apéndice D

(Catalogo SKF selección rodamiento)

### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 3–10 mm

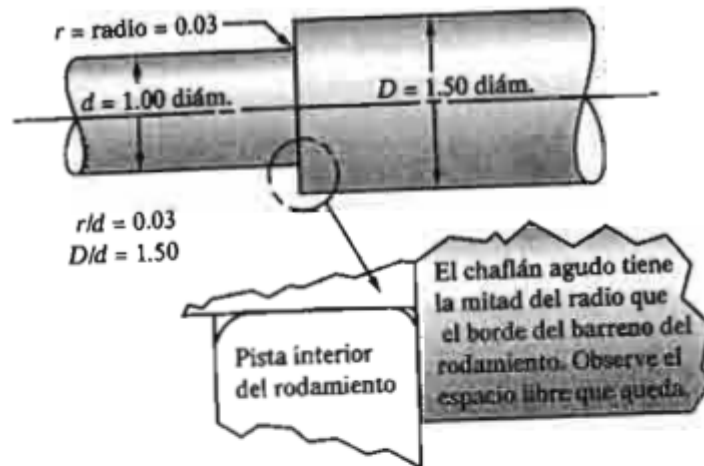


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,423	0,116	0,005	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,624	0,18	0,008	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
5	11	3	0,468	0,143	0,006	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,335	0,014	110 000	70 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,005	625
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0085	635
6	13	3,5	0,715	0,224	0,01	110 000	67 000	0,002	618/6
	15	5	0,884	0,27	0,011	100 000	63 000	0,0039	619/6
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0081	626
7	14	3,5	0,78	0,26	0,011	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,06	0,375	0,016	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0076	607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,012	627
8	16	4	0,819	0,3	0,012	90 000	56 000	0,003	618/8
	19	6	1,46	0,465	0,02	85 000	53 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,018	628
9	17	4	0,871	0,34	0,014	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,34	0,98	0,043	80 000	50 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	609
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	629
10	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	618/10
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	619/10
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	600
	28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	1610
	30	9	5,6	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	620
	35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	6300

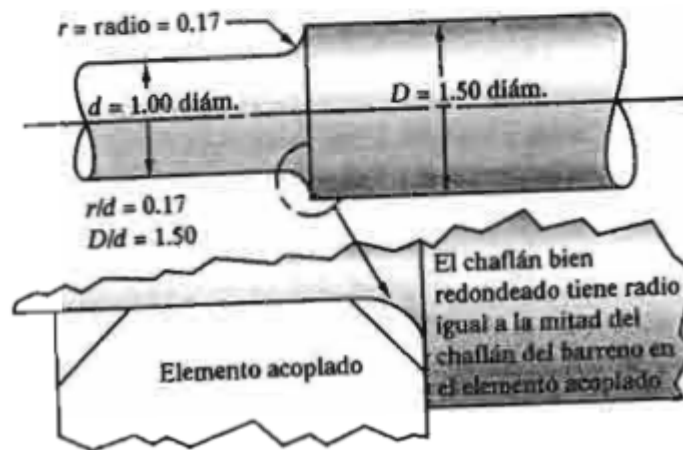
\* Rodamiento SKF Explorer

## Apéndice E

(Chaflanes en ejes)



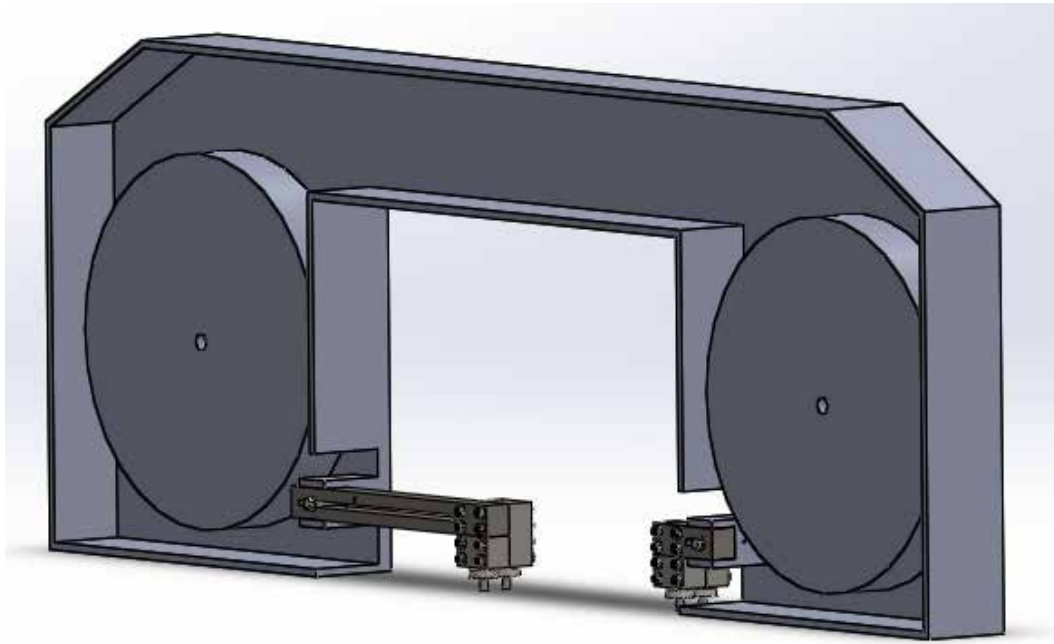
a) Ejemplo de chaflán agudo  
( $K_f = 2.5$  para flexión)



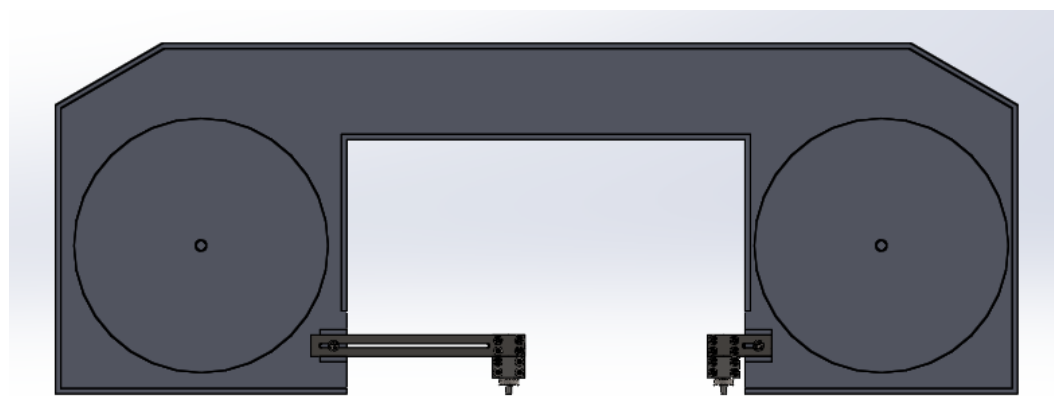
b) Ejemplo de chaflán bien redondeado  
( $K_f = 1.5$  para flexión)

## Apéndice F-1

(Dispositivo final ensamblado)



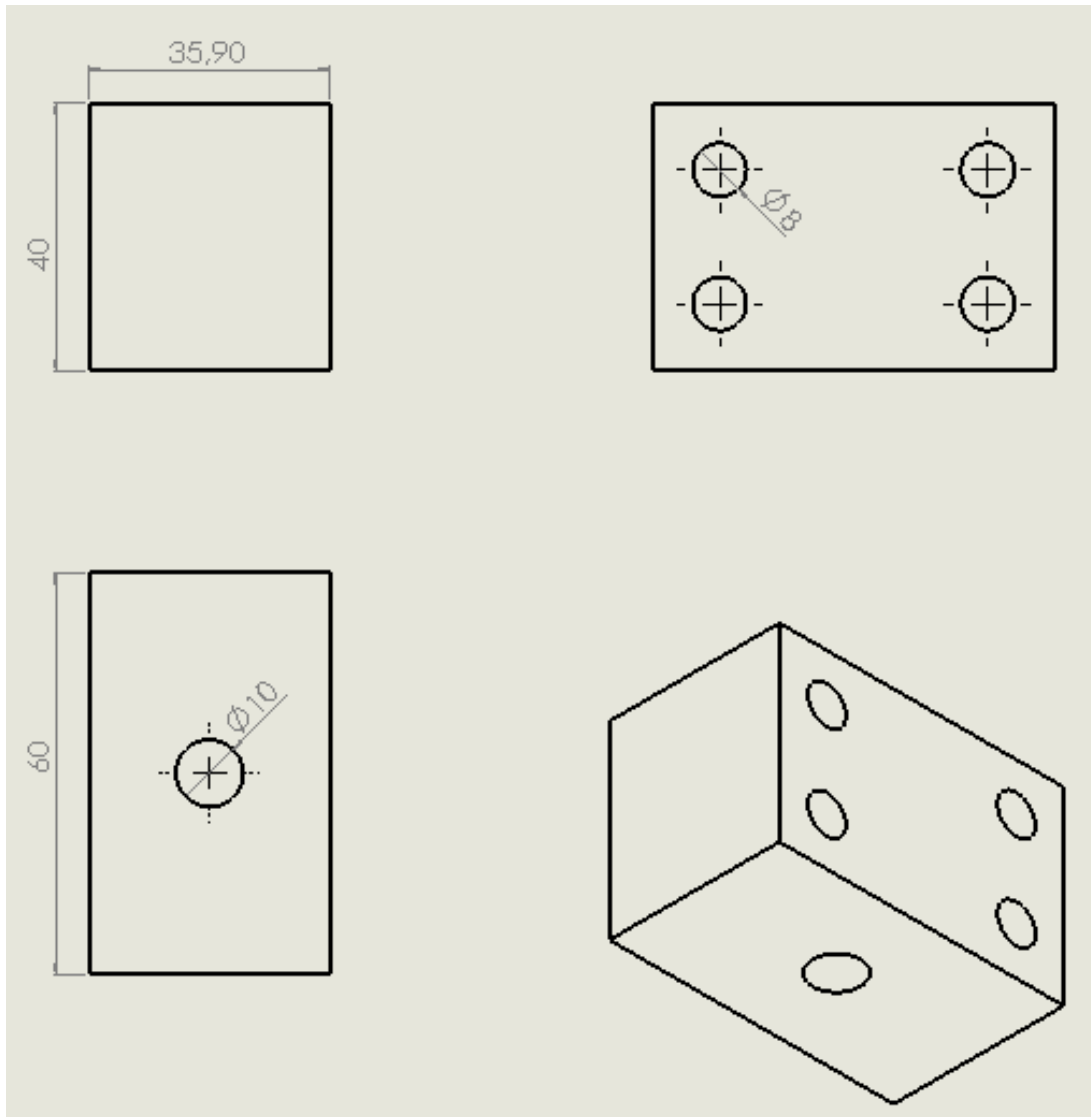
Vista isométrica



Vista frontal

## Apéndice F-2

(Diseño de base “pequeña” para el eje)



### Apéndice F-3

(Diseño de base “grande” para eje)

