



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA
ELÉCTRICA

**“DISEÑO DE UNA MAQUINA PORTATIL PARA MANDRINAR LOS
ALOJAMIENTOS DE LOS PINES EN LOS CUCHARONES DE LOS
CARGADORES FRONTALES 966H CAT DE LA EMPRESA
CONSORCIO MINERO HORIZONTE S.A. (CMH)”**

TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO
ELECTRICISTA

AUTOR:

FERNANDO ALEXANDER ASPAJO CHOTON

ASESOR ESPECIALISTA:

Mg. Ing. MARIO FELIX OLIVERA ALDANA

LINEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS.

TRUJILLO – PERÚ

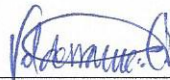
2017

Página Del Jurado



Mg. Julca Verástegui Luis

(Presidente)



Ing. Valderrama Campos Edwin

(Secretario)



Ing. León Lescano, Edward Javier

(Vocal)

DEDICATORIA

A DIOS, por haberme dado la oportunidad de tener salud y llegar hasta lo último. Dándole las gracias en todo momento por haberme dado y derramado su bendición para culminar esta carrera profesional.

A MIS PADRES, Juana Choton León, Temis Aspajo Pilco y en consideración muy especial a mi hermana Carlota Aspajo Choton por creer en mí y haberme apoyado en los momentos difíciles que me toco pasar en no desfallecer ni dejar al lado todos los miedos internos que tuve, y así culminar la carrera profesional

A MI HIJA, Alessandra Fiorella Aspajo Bobadilla, que fue el motivo y motor especial para haber alcanzado este logro de culminar esta carrera profesional, de darme las ganas y las fuerzas suficientes que solo un padre puede experimentar.

AGRADECIMIENTO

Primeramente quisiera agradecer a DIOS por darme la oportunidad de llegar hasta este escalón de mi vida profesional que lo culmine con mucho anhelo y perseverancia. A la universidad cesar vallejo por brindarme la oportunidad de seguir creciendo profesionalmente y laboralmente y teniendo siempre en cuenta que todo sacrificio al final da resultado como dice la frase que No Pain No Gain, a los docentes de escuela que siempre estuvieron creyendo en mí en lo largo y agotador que fue este camino para alcanzar esta meta profesional que me propuse desde el primer día de clase, en manera muy especial al docente asesor de esta tesis el Ing. Javier León Lescano, por el aporte necesario y haber dado todo su conocimiento para que esta tesis que lo culmine satisfactoriamente, a mis padres en forma muy especial a mi madre que tuvo el coraje de enseñarme lo valioso que es creer en uno mismo sobre todo cuando uno está por querer renunciar a sus sueños, a mi querido padre que con él y por todo lo que paso, me dio la suficiente fuerzas para seguir creyendo que todo es posible , a mi hija que fue el motivo especial por lo cual nunca deje de creer en mí mismo.

Para todas muchas gracias y que DIOS los bendiga.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo Fernando Alexander Aspajo Choton, con DNI N° 18224059, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo diciembre del 2017



FERNANDO ALEXANDER ASPAJO CHOTON
DNI. 18224059

PRESENTACION:

Señores Miembros Del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “DISEÑO DE UNA MAQUINA PORTATIL PARA MANDRINAR LOS ALOJAMIENTOS DE LOS PINES EN LOS CUCHARONES DE LOS CARGADORES FRONTALES 966H CAT DE LA EMPRESA CONSORCIO MINERO HORIZONTE S.A. (CMH)”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.



FERNANDO ALEXANDER ASPAÑO CHOTÓN

ÍNDICE

I. INTRODUCCIÓN	01
1.1 Realidad problemática.....	01
1.2 Trabajos previos.....	02
1.3 Teorías relacionadas al tema	05
1.4 Formulación del problema.....	27
1.5 Justificación.....	27
1.6. Objetivos	28
1.6.1. Objetivos generales.....	28
1.6.2. Objetivos específicos	28
II. METODO	29
2.1. Diseño de investigación.....	29
2.2. Operacionalizacion De Variables	29
2.3. Población y muestra.....	30
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	31
2.5. Método de análisis de datos.....	31
III. RESULTADOS	33
3.1. Características técnicas de los alojamientos de pines en cucharones de los cargadores frontales 966h CAT.....	33
3.2. Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño.....	34
3.3. Diseño y cálculo del modelo optimo	44
3.4. Modelamiento y análisis de la maquina en software SolidWorks	76
3.5. Análisis económico del proyecto	80
IV. DISCUSIÓN	82
V. CONCLUSIONES	83
VI. RECOMENDACIONES	84
VII. REFERENCIAS	85
ANEXOS	86

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis titulado “Diseño de una maquina portátil para mandrinar los alojamientos de los pines en los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A. (CMH)”. Se tuvo como objetivo diseñar una maquina mandrinadora portátil para mecanizar los alojamientos de pines en los cucharones de los cargadores frontales para agilizar los trabajos de mantenimiento.

La metodología utilizada se dio a través del diseño generalizado, en el cual se rellena la parte desgastada con soldadura y luego es rectificada, las alternativas de solución para mandrilar estuvieron basadas en el estado de la tecnología y mediante un análisis técnico y económico de cada posible solución, se logró determinar una solución preliminar óptima, que consiste en un motor eléctrico, husillo, rodamientos, cremallera, cuchillas de corte, tornillo para la regularización que van a soportar al cucharón.

Los cálculos se hicieron mediante el análisis de elementos de máquinas, y diagrama de cuerpo libre de cada componente, luego se seleccionaron los componentes auxiliares como rodamientos y placas de apoyo.

Se determinó mediante los cálculos la longitud de 1.5 m y el diámetro de 2” para el eje porta herramientas, con orificios de $\frac{3}{4}$ ” para para las cuchillas seleccionadas de acero rápido, también se determinó la potencia del motor de 2 hp con una velocidad giro de 75 rpm. Para rectificar orificios de 4” de diámetro.

Los rodamientos seleccionados son del modelo 61810 con diámetro interno de 2 pulgadas.

Se modeló en software Solidworks la maquina mandrinadora portátil y realizo el análisis de carga estática para el eje porta herramientas encontrando un esfuerzo máximo de 24.5 MPa para una cuchilla trabajando con un factor de seguridad alto.

Finalmente se realizó el análisis económico del proyecto encontrando una relación costo beneficio positivo.

Palabras clave: mandrinado, fuerza de corte, transmisión, maquinado.

ABSTRACT

In this thesis entitled "Design of portable machine for boring the hollow of the pins in the buckets of the front loaders 966h CAT of the company CONSORCIO MINERO HORIZONTE S.A. (CMH) ". With the aim of designing a portable boring machine to machine the pin housings in the buckets of the front loaders to speed up maintenance work.

The methodology used was given through the generalized design, in which the worn part is filled with welding and then it is rectified, the solution alternatives for boring were based on the state of the technology and through a technical and economic analysis of each possible solution, it was possible to determine an optimal preliminary solution, which consists of an electric motor, spindle, bearings, rack, cutting blades, screw for regularization that will support the bucket.

The calculations were made by analyzing machine elements, by means of a free-body diagram analysis of each component, then the auxiliary components were selected as bearings and support plates.

The calculations were determined by the length of 1.5 m and the diameter of 2 "for the tool holder axis, with holes of $\frac{3}{4}$ " for the selected blades of fast steel, the engine power of 2 hp was also determined with a rotational speed of 75 rpm. To grind holes 4 "in diameter.

The selected bearings are of model 61810 with internal diameter of 2 inches.

The portable boring machine was modeled in Solidworks software and I performed the static load analysis for the tool holder axis, finding a maximum effort of 24.5 MPa for a blade working with a high safety factor.

Finally, the economic analysis of the project was carried out, finding a positive cost-benefit relationship.

Keywords: bored, Cutting forcé, transmission, machined.

I. INTRODUCCIÓN.

1.1 Realidad problemática:

La empresa Lely Special corporation S.A.C. es una compañía creada en marzo de 1997 dedicada a prestar servicios de transportes contando con un sistema de gestión de calidad bajo la norma internacional NTP ISO 9001:2008 lo cual ha implementado y certificado Para sus actividades de servicio de distribución y transporte. [1]

La empresa brinda servicios de mantenimiento de maquinaria pesada a la empresa consorcio minero horizonte (CMH). Con sus talleres ubicados en retamas, los zambos, y matibamba, la cual brinda servicios de mantenimiento en superficie a las siguientes unidades como son cargadores frontales, retroexcavadores, excavadores de cadena, tractores de carreo, rodillos, motoniveladoras, grupos electrógenos, torres de iluminación y una faja transportadora para selección de material.

Lely Special Corporation S.A.C. realiza el mantenimiento preventivo, correctivo en base a informes, pdf, catálogos, y el siscat que es una plataforma virtual que está conectada directamente con Caterpillar en EE.UU.

La empresa actualmente está presentando muchos problemas con los cargadores frontales 966h, que es la maquinaria que muchos desperfectos ha venido teniendo en este tiempo por los baldes (cucharones), por el trabajo que realizan las 24 horas del día en el acarreo de material para el transporte en mina, el sistema del chasis donde se encuentra el cucharón y donde se alojan los pines ha venido teniendo muchos inconvenientes, por el trabajo excesivo de este, ya que no contamos con un torno para rectificar dichas holguras que presenta en el cucharón y el único ubicado en retamas a 1 hora de distancia y en Trujillo a 12 horas de distancia, y el costo que esta demanda no hemos visto en la idea de planificar, el diseño de una mandrinadora portátil para el uso de rectificar dichos cucharones y así ahorrar tiempo y costos en el transporte para desplazar el equipo a rectificar.

1.2 Trabajos previos.

Héctor Mauricio Champutiz Eraso, (2008) “Diseño y construcción de un dispositivo para mandrinar en sitio los alojamientos del eje porta balancín de las llantas de las camas bajas y altas”.

Resumen:

En las plataformas de cama altas y bajas del transporte de carga pesada se presenta un desgaste en el alojamiento del eje porta balancín del sistema de suspensión, debido a la conjugación del eje con su alojamiento.

Los parámetros de diseño y funcionales que se consideran para el desarrollo para las diferentes alternativas de diseño para el dispositivo se determinan mediante un estudio de campo. Por tanto, y en base a dichos parámetros se presentan las diferentes alternativas de diseño del dispositivo para mandrinar los alojamientos del eje porta balancín, y se desarrolla un proceso de selección de la mejor alternativa para cumplir con la reparación de los alojamientos.

Para el cual se seleccionaron las cuchillas de corte entre las que están: cuchilla de acero rápido de tungsteno que soporta una temperatura de hasta 650°, la dureza de estas cuchillas es de 90 a 110 Kg/mm² y el avance varía entre 0.2 a 3.2 mm por revolución. Con una fuerza de corte de 2300 N, potencia real de corte 2 hp, con fuerza radial de 575 N y fuerza de avance de 1150 N.

El factor de seguridad de la maquina es 2 y la maquina tiene un peso de 76,1 Kg

El diseño de todos los elementos que constituye el dispositivo se realiza utilizando normas y catálogos que ayudan al diseño y la selección de los elementos, basando el diseño en materiales que se pueden conseguir en el mercado nacional.

[2]

Mario Jonatán Acero Caballero, Fabián Horacio Díaz Palencia, (2012). Diseño y construcción de una maquina bruñidora vertical hidráulica semiautomática para industrias Lavco Ltda.

Mediante la realización de esta tesis se logra diseñar y construir una máquina herramienta que mejora la realización del proceso de fabricación actual de camisas de cilindros de industrias Lavco Ltda.

La herramienta seleccionada para el bruñidor es el pulidor SUNNER GNR1010 que trabaja agujeros de un mínimo de 12" (304 mm), para seleccionar el moto reductor, también se seleccionó la herramienta que trabaja de 3 a 5 Hp para las tres direcciones, tangencial, axial y radial.

Para realizar el desbaste previo se adaptó una caja de 2 velocidades con una relación 4:1, la velocidad de salida de 22.5 y 90 RPM. Para el diseño de la placa móvil se hizo de acero de 0.5 mm de espesor, para la selección de los rodamientos de diámetro 1.5" de bolas, se seleccionó la bomba hidráulica con un caudal de 10 GLP.

Con el desarrollo de este trabajo se logra mejorar la calidad del acabado final de las camisas con la construcción de una bruñidora vertical hidráulica que corrige defectos encontrados en las camisas mecanizadas en la bruñidora horizontal que venía siendo utilizada en los últimos años.

Con la maquina construida se logró mejorar el proceso de bruñido, mediante la implementación de un sistema hidráulico controlado por una válvula (Load Sensing), que suaviza los cambios de dirección en el actuador hidráulico. Además se instaló un sistema de posicionamiento autocentrante de las camisas con respecto a la herramienta para disminuir los tiempos de aislamiento. Todo el sistema mecánico e hidráulico es controlado por un PLC. [3]

Renaldo Páez Márquez, Orlis Alberto Perlaza Marín, (2001). Diseño y construcción de una maquina alesadora para la empresa inducosta Ltda.

Como respuesta a una solicitud de trabajo hecha por parte de la empresa tubos del caribe S.A. lo cual consiste en fabricar unos elementos para los hidrotester, entre lo que se incluyen la fabricación de los cilindros hidráulicos y teniendo en cuenta que debido a las exigencias en los acabados de las piezas trabajadas se requiere de una maquina especial que realice maquinados internos (alesados); la empresa inducosta Ltda. Creó la necesidad de hacer el análisis y el diseño de una máquina que diera soluciones ajustadas a las necesidades del trabajo requerido.

La máquina alesadora tendrá como función principal las superficies interiores de cualquier pieza de trabajo con diámetro comprendidos de 5" a 12" donde la profundidad de corte es de 1 mm y el avance del eje de 1.5 rev/min velocidad de rotación del eje de 12.2 RPM, avance de corte del eje de $1.15/1.12 = 0.094$ min/rev. Donde el motor que selecciono fue de marca. Con potencia de 1 Hp con altura de trabajo de 2 m y recorrido de husillo de 1.6 m. para un maquinado efectivo de 1.6 m.

Para el diseño de esta máquina lo primero que se tuvo en cuenta fue tratar de implementar dicho diseño acomodándolo con las herramientas, elementos y materiales ya existentes, entre ellos el bastidor. Luego se analizaron las variables para que de tal manera garantizaran el tipo de acabado requerido para el trabajo a realizar. Posteriormente se procedió a la idealización y esquematización de la máquina, teniendo en cuenta diferentes factores como disponibilidad de los espacios, diseño y selección de los elementos y mecanismos constitutivos de la máquina, entre ellos: sistema de transmisión de avance (espárragos con cubos roscados partidos movidos por un sistema sinfín corona), sistema transmisor de rotación (sistema de engranajes cónicos), adaptación de moto reductores al sistema, selección de portaherramientas, selección de la herramienta de corte ,etc. [4]

1.3 Teorías relacionadas al tema.

1.3.1 Cucharones de cargadores frontales.

Cargador frontal.

Son un tipo de maquinaria pesada que actualmente tiene un importante uso en diferentes industrias, en especial la construcción y minera. Principalmente usados para la construcción de caminos gracias a sus propiedades para recoger materiales sueltos. Sirven además para mover tierra y acarrearla para llevar el mineral en bruto hasta la planta procesadora y con una gran eficiencia para realizar estos trabajos y aumentar la productividad.

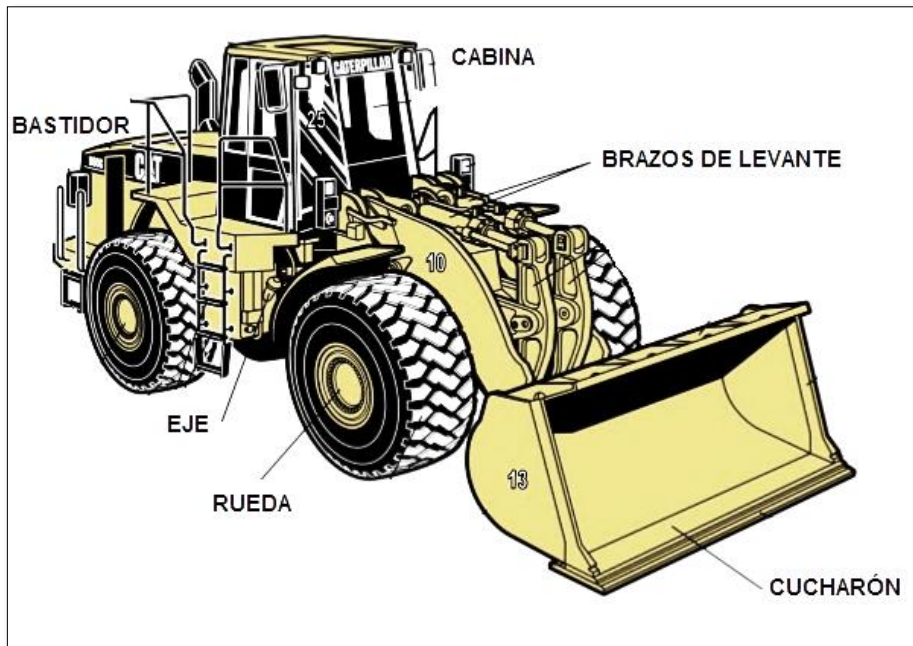


Figura 1.1 Cargador frontal CAT. Fuente (material usos de cargador frontal. Ing. Alberto Torres León)

En la figura 1.1 podemos observar un cargador frontal y sus diferentes elementos, del cual nos centraremos en el elemento cucharón que es un elemento que constantemente necesita de mantenimiento. [5]

Cucharón:

El cucharón es un implemento del cargador frontal que posee un borde cortante en la parte inferior, con o sin dientes de penetración. Existen numerosos tipos de cucharas según los trabajos a los que se destine como se muestra a continuación.

a. Cucharón de uso general:

Los cucharones de uso general proporcionan buen rendimiento general para la manipulación de materiales en pilas, re manipulación, excavación y carga en banco. Se puede usar un cucharón de uso general de servicio pesado para aplicaciones más agresivas. [6]

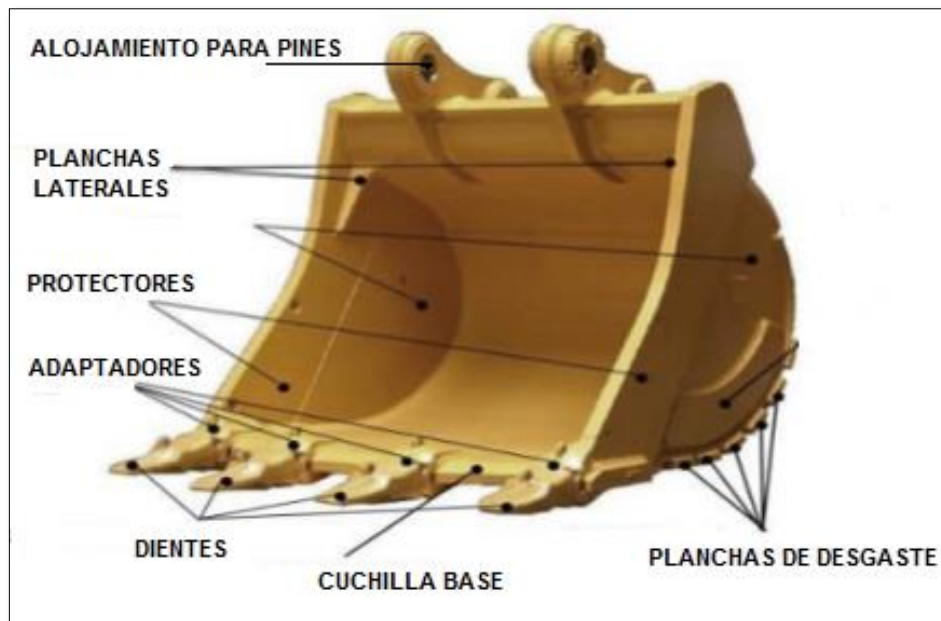


Figura 1.2 Partes del cucharón de cargador frontal. Fuente (material uso de cargador frontal. Ing Alberto Torres León)

b. Desgaste y reparación los alojamientos para pines:

Es imprescindible establecer las causas por las que se producen el desgaste en los alojamientos y cuál debe ser su reparación sin embargo se tienen algunas consideraciones.

Reparación:

El método correcto, para reparar los alojamientos desgastados involucra el reemplazo de los alojamientos desgastados, posteriormente el alojamiento tenía que ser de las especificaciones originales del fabricante. Ahora los alojamientos se rellenan con soldaduras como el 7018 y 6011.

El electrodo 7018-RH, es de bajo contenido de Hidrogeno y resistente a la humedad. Está especialmente diseñado para soldaduras que requieren severos controles radiográficos en toda posición.

Características:

- Electrodo para todas las aplicaciones de aceros al carbono
- Con hierro en polvo
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo (CCEP), CA

- Excelentes propiedades de impacto a temperaturas bajo cero.

El electrodo 6011, está especialmente diseñado para uso con corriente alterna, también puede ser utilizado con corriente continua, electrodo positivo.

Sus características son:

- Alta velocidad de soldadura.
- Eficiencia de deposición del metal superior al 70%.
- Excelente penetración.
- Fácil remoción de escoria.

Este electrodo es apto para ser utilizado en todas las aplicaciones de soldadura de acero dulce, sobre todo cuando es necesario soldar en posición vertical o sobre cabeza, por su escoria de rápida solidificación. [2]



Figura 1.4. Relleno con soldadura supercito 7018 en los alojamientos de los pines.
Fuente. (Lely corporación sac. Taller matibamba)

Estado de la tecnología.

Mandrinadora.

La mandrinadora es una maquina compleja en la que coexisten características de las fresadoras, de la taladradora y del torno .por ello, es una maquina muy versátil.

Está dotada de una serie de dispositivos que le permiten trabajar con un buen grado de precisión, por lo que es considerada como tal y como corresponde, en ella suelen realizarse trabajos de responsabilidades.

Debido a esa versatilidad, las configuraciones de estas máquinas pueden variar sustancialmente dentro de un mismo tipo.

Además, existe un tipo de auxiliar que no mandrinadora auxiliar que no entra dentro de esta clasificación que podríamos denominar portátil, como veremos su aplicación está bastante centrados en el sector de reparación urgente de máquinas destinadas al movimiento de tierra.

Inicialmente la mandrinadora es un maquina destinada al mandrinado: aumentar el diámetro de agujeros en las piezas, sin perder de vista su origen. Actualmente en las mandrinadora se ejecutan otros tipos de mecanizados, más propios de las fresadoras. [7]

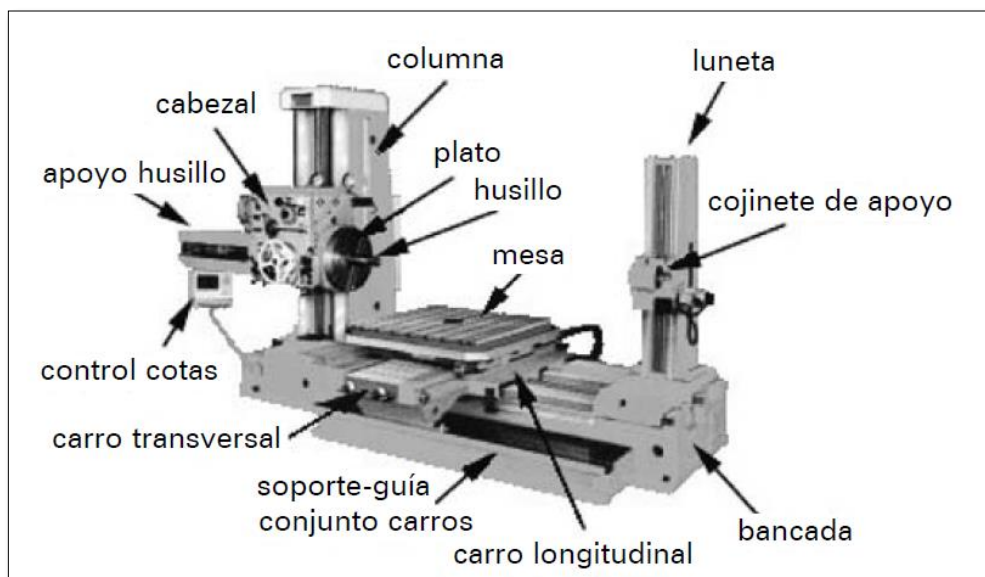


Figura 1.5 Mandrinadora (Fuente: Ejecución de procesos de mecanizado)

1.3.2 Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño.

El método generalizado en el proceso de diseño permite ordenar el proceso de creación del diseño a desarrollar, así como optimizar el tiempo y los recursos utilizados.

Con el cual se lleva de una manera ordenada las diferentes etapas de la creación del diseño. Aun cuando se tenga una imagen definida del proyecto, este método también ayuda a optimizar lo que se tiene en mente y a la vez ubicar entre las opciones más económicas.

Descripción de los requerimientos:

Los requerimientos que se desea nos lleva a pensar cuales son las exigencias a las cuales va a estar sometida la máquina. Estas exigencias se obtienen entre otras formas, formulando preguntas al cliente tales como: ¿Cuál es la necesidad?. Esta pregunta, que representa una de las principales dentro de las mencionadas. Deberá ser presentada por escrito. ¿Por qué y para qué se requiere satisfacer esta necesidad?, ¿Qué propiedades debe tener la solución?, ¿Qué propiedades no debe tener la solución?

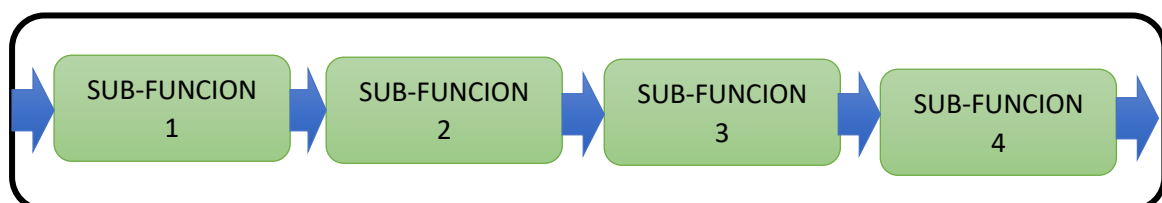
De las preguntas que se formularan se elabora una lista exigencias que estará registrada en los resultados y con la cual determinaremos los criterios de diseño.

Elaboración de las alternativas de solución.

Para la elaboración de las alternativas de solución se procede con encontrar el estado de la tecnología, que es la etapa de investigación presente en todo el desarrollo de diseño. Para ello se ubica la información de todo tipo, valiéndose del uso del internet, catálogos, revistas y patentes involucrando en ellos normas y estándares relacionados. En esta etapa se deberá captar toda la información necesaria para proceder con ello a diseñar la maquina deseada. Se utiliza parte de la tecnología encontrada, esto para no incurrir en diseños de sistemas que probablemente ya hayan sido diseñados. También se diseñara nuevos sistemas tomando en cuenta nueva tecnología, materiales, procesos de fabricación que permita cumplir con las necesidades de la maquina planteadas inicialmente.

- Estructura de funciones:

La estructura de funciones se desarrolla dividiendo la función principal en funciones parciales (sub-funciones) basándose adicionalmente en la lista de exigencias. [9]



Función principal

Figura 1.9 División de la estructura de funciones.

- Matriz morfológica:

Mediante el uso de la matriz morfológica, se separa valiéndonos de la estructura de funciones, el proceso desarrollado por la máquina, en varias etapas. En cada etapa se plantearán diversas formas de realizar el proceso descrito en dicha etapa. Para ello se hará del estado de la tecnología, que nos servirá para seleccionar la solución más óptima y económica como se muestra en la figura 1.9.

- Proyecto preliminar:

Esta parte comprende, todos aquellos bosquejos a mano alzada, de las mejores opciones obtenidas de la matriz morfológica. Dichos bosquejos no deberán presentar al detalle todas las características determinadas en la matriz morfológica, solo mostrarán una forma aproximada del proyecto. Seguidamente se presentan las gráficas de los proyectos preliminares correspondientes a los conceptos de solución.

Proyecto preliminar óptimo:

En esta etapa del diseño se evalúan cuantitativamente las alternativas de las estructuras de construcción y de los bosquejos del proyecto preliminar. Se obtiene una primera posibilidad del costo aproximado de los criterios escogidos, dado que se obtienen los datos de factores que influyen en los costos de fabricación. Estos costos permitirán obtener la mejor elección.

Siguiendo con la metodología se practica un primer análisis técnico-económico de las alternativas. Mediante el empleo de formatos se evalúan criterios tanto técnicos como económicos. La calificación de estos criterios se establece en un rango de 0 a 4 en cada alternativa. Debido a la diferente importancia en el proyecto se realizan dos evaluaciones, una sin peso ponderado y la otra considerando este. La calificación de estas alternativas se presenta en una tabla, mostrándose los valores relativos alcanzados por cada uno con respecto a la solución ideal. Se consideran las alternativas que hayan alcanzado valores mayores o iguales a 0.6. Las alternativas más próximas al valor ideal son las mejores considerándose la siguiente tabla:

Las evaluaciones técnicas y económicas se presentan en los siguientes formatos de tablas de valores.

Tabla 1.1 de evaluación técnica

Tabla de evaluación técnica										
N°	Criterios de evaluación		Proyecto							
			solución 1		solución 2		solución 3		solución ideal	
		G	p	Gp	P	gp	p	gp	p	Gp
1	Función									
2	Tamaño									
3	Manipulación									
4	Ergonomía									
5	Seguridad									
6	Mantenimiento									
	Total									
p: 4 ideal, 3 cumple muy bien, 2 cumple bien, 1 simple regular, 0 no cumple										
en el criterio g: 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante										

Tabla 1.2 de evaluación económica

Tabla de evaluación económica										
N°	Criterios de evaluación		Proyecto							
			solución 1		solución 2		solución 3		solución ideal	
		g	p	Gp	p	gp	p	gp	p	Gp
1	Costo por diseño									
2	Costo de material									
3	Costo de Fabricación									
4	Costo de montaje									
5	Costo de mantenimiento									
	Total									

p: 4 ideal, 3 cumple muy bien, 2 cumple bien, 1 cumple regular, 0 no cumple
En el criterio g: 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante

El resultado de las estadísticas obtenidas en la evaluación económica y técnica cualitativa de los modelos se plasma en la siguiente tabla.

Tabla 1.3 de valores jerárquicos de los proyectos.

Si Valores de Xi e Yi	Soluciones
> 0.8	Son muy buenas
= 0.7	Son buenas soluciones
< 0.6	Son soluciones deficientes

1.3.3 Diseño de elementos de máquinas.

Teoría de la formación de viruta en el maquinado.

La forma de la mayoría de las operaciones de maquinado práctico es algo compleja. Se dispone de un modelo simplificado del maquinado que despreja muchas de las complejidades geométricas y describe la mecánica de los procesos con buena precisión; se llama modelo de corte ortogonal figura 1.10 aun cuando un proceso real de maquinado es tridimensional el modelo ortogonal tiene solamente dos dimensiones que juegan un papel activo en el análisis.

Modelo de corte ortogonal:

El corte ortogonal usa por definición a una herramienta en forma de cuña, en el cual el borde cortante es perpendicular a la dirección de la velocidad de corte. Al presionar la herramienta contra el material se forma una deformación cortante a lo largo de un plano llamado plano de corte; esta forma un ángulo α con la superficie de trabajo.

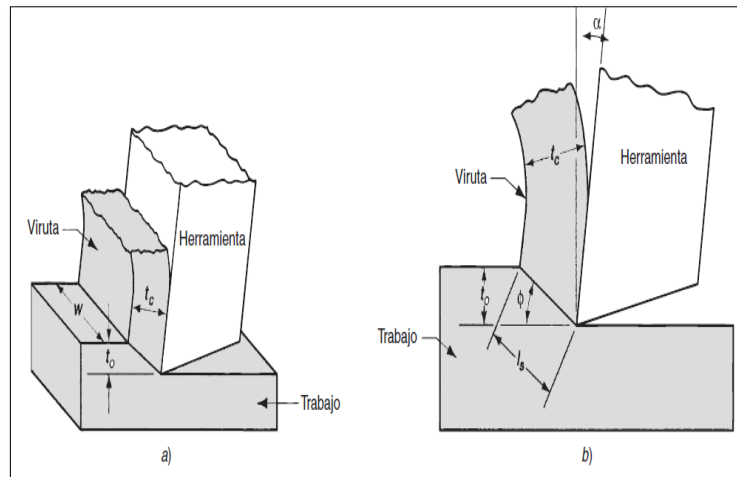


Figura 1.10 a) maquinado vista tridimensional y b) maquinado en un plano.

Fuerza en el corte de los metales.

Considere las fuerzas que actúan en la viruta durante el corte ortogonal que se muestra en la figura 1.10. Las fuerzas que la herramienta aplica contra la viruta se pueden separar en dos componentes mutuamente perpendiculares: fuerza de fricción y fuerza normal a la fricción. La fuerza de fricción “F”, es la que resiste el flujo de la viruta a lo largo de la clara inclinada de la herramienta. La fuerza normal a la fricción, “N” es perpendicular a la fuerza de fricción. Estos dos componentes se pueden utilizar para definir el coeficiente de fricción μ entre la herramienta y la viruta.

$$\mu = \frac{F}{N} \quad \dots 1.1$$

La fuerza de fricción y su fuerza normal se pueden sumar vectorialmente para formar una fuerza resultante R, la cual se orienta en un ángulo β , llamado ángulo de fricción. El ángulo de fricción se relaciona con el coeficiente de fricción de la manera siguiente.

$$\mu = \tan \beta \quad \dots 1.2$$

A demás de las fuerzas de la herramienta que actúan sobre la viruta, el trabajo impone dos componentes de la fuerza sobre la viruta: la fuerza cortante y la fuerza normal a la cortante. La fuerza cortante F_s es la fuerza que causa la deformación de corte que ocurre en el plano de corte, y la fuerza normal a la cortante F_n es normal a la fuerza cortante, se puede definir:

$$\tau = \frac{F_s}{A_s} \quad \dots 1.3$$

Donde A_s = área del plano de corte, esta se puede calcular como:

$$A_s = \frac{t_0 w}{\text{sen}\varphi} \quad \dots 1.4$$

Parámetros del mecanizado.

La velocidad de giro o de rotación de la pieza, respecto a las velocidades de corte, son mayores que las de ninguna otra herramienta, pues dichas velocidades están sólo limitadas por el calentamiento de la herramienta.

Las velocidades dependen también del material de la herramienta y del material a mecanizar. Si se desea obtener las velocidades en revoluciones por minuto partiendo de las velocidades de corte lineales, puede utilizarse la fórmula siguiente, de fácil deducción:

$$n = \frac{v_c}{\pi D} \quad \dots 1.5$$

Dónde:

V_c = velocidad de corte,

n = velocidad en revoluciones, (min^{-1})

D = diámetro.

El cambio de diámetro, queda determinado por la profundidad de pasada:

$$D - d = 2a_p \quad \dots 1.6$$

Dónde:

D = diámetro inicial.

d = diámetro final.

a = profundidad de pasada.

El avance depende también del material de la herramienta y del de la pieza que se mecaniza, normalmente se expresa en mm/vuelta, pero también podemos expresarlo en mm/min (velocidad de avance lineal):

$$f_l = n \times f_n \quad \dots 1.7$$

Dónde:

f_n = avance.

f_l = avance lineal.

n = velocidad en revoluciones.

El tiempo, para mecanizar una parte de la pieza queda determinada por:

$$T_m = \frac{L}{f_t} \quad \dots 1.8$$

Dónde:

T_m = tiempo de mecanizado.

L = longitud de mecanizado.

Caudal de arranque de viruta Q lo determinamos:

$$Q = V_c + a_p + f_n \quad \dots 1.9$$

En todo caso, en cualquier trabajo de mandrinado deben tenerse en cuenta las siguientes recomendaciones:

1° Comenzar el trabajo con una velocidad de avance pequeña y aumentarla progresivamente, ya que la capa superficial es más dura que las interiores.

2° Procurar trabajar con velocidad de corte elevada y modificar el avance durante el trabajo, pues el avance afecta más a la máquina que la velocidad de corte, siempre claro está, que no se llegue al límite de calentamiento admisible.

3° En los trabajos de desbastado se debe adoptar una velocidad de corte media. Para el acabado se debe reducir el avance y aumentar la velocidad de corte, para mejorar así la superficie.

4° Refrigerar con líquidos de corte la herramienta para conseguir un enfriamiento máximo.

5° Emplear solo herramientas de corte de acero rápido en aquellos trabajos en que se tenga un calentamiento excesivo. [12]

Fuerza de corte y potencia.

Fuerza de corte.

La fuerza de corte se encuentra definida por la ecuación expresada en Kilogramos fuerza.

$$F = k_s \times A \quad \dots 1.10$$

Dónde:

k_s : Fuerza específica de corte

A : Sección de la viruta

La sección de viruta se encuentra definida por la siguiente ecuación expresada en mm².

$$A = s \times a \quad \dots 1.11$$

Dónde:

s: Avance (mm/rev)

a: Profundidad (mm)

Reemplazando estas ecuaciones, la fuerza de corte está definida por la ecuación

$$F_c = k_s \times a \times s$$

Por lo tanto, es necesario determinar la fuerza específica de corte la cual se realiza a continuación.

Si designamos *k* a la fuerza específica de corte, la fuerza de:

$$F = k \cdot S \quad \dots 1.12$$

Potencia.

Potencia absorbida, será:

$$P = \frac{F \cdot v}{p} \quad \dots 1.13$$

$$P = \frac{F \cdot v}{60p} \quad \dots 1.14$$

Y si deseamos obtener *P* en CV:

$$P = \frac{F \cdot v}{60.75 \cdot p} = \frac{F \cdot v}{4500p} \quad \dots 1.15$$

Si la velocidad de la pieza viene en r.p.m. como:

$$V = 2\pi \cdot R \cdot n \quad \dots 1.16$$

Sustituyendo en *P*.

$$P = \frac{F \cdot 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{4500 \cdot p} = \frac{F \cdot R \cdot n}{716.2 \cdot p} \quad \dots 1.17$$

Estas fórmulas son válidas tanto para taladrado, fresado y mandrinado en oposición como para concordancia, variando solo el rendimiento p que es inferior en el fresado en oposición, por el rozamiento de las herramientas con la pieza.

Además la relación potencia área:

$$\frac{P_{real}}{A_{real}} = \frac{P_{ref}}{A_{ref}} \quad \dots 1.18$$

Dónde:

P_{real} : Potencia de corte real

P_{ref} : Potencia de corte referencial

A_{real} : Área real

A_{ref} : Área referencial [8]

Relación entre la potencia y energía en el maquinado.

Una operación de producción en maquinado requiere potencia. La fuerza de corte en una operación de maquinado puede exceder 1000 N.

El producto de la fuerza cortante y la velocidad dan la potencia (energía por unidad de tiempo) requerida para ejecutar la operación de maquinado.

$$P_c = F_c v \quad \dots 1.19$$

Donde P_c potencia de corte, W, F_c fuerza de corte, N, y v velocidad de corte, m/s, las unidades en el sistema acostumbrado en Estados Unidos pueden convertirse a caballos de fuerza dividiendo entre 33000, de aquí que:

$$HP_c = \frac{F_c v}{33\ 000} \quad \dots 1.20$$

Donde HP_c potencia en caballos fuerza hp, la potencia bruta requerida para operar la máquina herramienta es más grande que la potencia usada en el proceso de corte, debido a las pérdidas mecánicas en el motor y la transmisión de la máquina. Estas pérdidas se pueden contabilizar para la eficiencia mecánica de la máquina herramienta.

$$P_g = \frac{P_c}{E} \quad \dots 1.21$$

Donde P_g potencia bruta del motor de la máquina herramienta en W, y E, eficiencia mecánica de la máquina herramienta es aproximadamente 90%.

Muchas veces es útil convertir la potencia en potencia por unidad de volumen de corte del metal. A este se le llama potencia unitaria P_U (o caballos de fuerza unitarios HP_u) y se define como:

$$P_U = \frac{P_c}{R_{MR}} \quad \dots 1.22$$

Donde R_{MR} tasa de remoción del material, mm^3/s . la tasa de remoción de material se puede calcular como el producto de $v t_0 w$. Esta es la ecuación 1.1. La potencia unitaria también se conoce como la energía específica, U.

$$U = P_u = \frac{P_c}{R_{MR}} = \frac{F_c v}{v t_c w} = \frac{F_c}{t_0 w} \quad \dots 1.23$$

Las unidades para la energía unitaria son típicamente $N\cdot m/mm^3$. Sin embargo, la última expresión en la ecuación 1.1 sugiere que las unidades puedan reducirse a $N\cdot m/mm^3$.

Elementos sometidos a compresión-general.

Columnas con cargas centradas: La fuerza crítica de la columna terminada en articulación de la figura 1.11 está dada por:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{l^2} \quad \dots 1.24$$

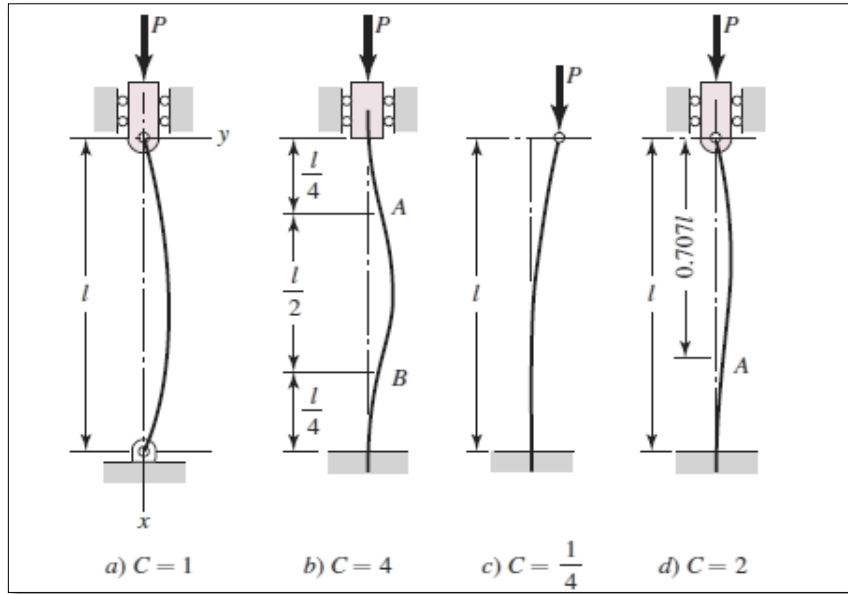


Figura 1.11. Flexión en columnas (pandeo)

La cual se conoce como fórmula de Euler para columnas. La ecuación anterior puede extenderse para aplicarse a otras condiciones de extremo al escribir

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad \dots 1.25$$

Donde la constante C depende de las condiciones de los extremos como se muestra en la figura 1.11. Mediante la relación $I = Ak^2$, donde A es el área y k el radio de giro, es posible reacomodar la ecuación anterior en la forma más conveniente. [10]

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 EI}{(l/k)^2} \quad \dots 1.26$$

Análisis estático

Caracteriza a este tipo de análisis el hecho que las cargas actuantes sobre la estructura o elemento no dependen del tiempo y solo se evalúan mediante la resistencia a la fluencia de dichos elementos. [9]

a) Teoría de Von Mises o de energía de distorsión máxima

La teoría de la energía predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.

El esfuerzo de Von Mises para un plano, sería:

$$\sigma_{V.M} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad \dots 1.27$$

Dónde:

$\sigma_{V.M}$: Esfuerzo de Von Mises (Pa)

σ : Esfuerzo normal aplicado (Pa)

τ : Esfuerzo cortante aplicado (Pa)

b) Factor de seguridad:

Mediante la formulación de Von Mises, el factor de seguridad se determinaría, como. [10]

$$FDS = \frac{S_y}{\sigma_{V.M}} \quad \dots 1.28$$

Dónde:

S_y : Esfuerzo a la fluencia (MPa)

$\sigma_{V.M}$: Esfuerzo de Von Mises (MPa)

Criterio ED-Goodman para carga por fatiga:

Con lo antes mencionando para el dimensionamiento de los ejes, se considera un diseño por esfuerzos en ejes para la posición crítica, por el criterio ED-Goodman se tiene la siguiente ecuación (Libro de Diseño en Ingeniería Mecánica - Shigley).

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \dots 1.29$$

Dónde:

M_a : Momento flexionante alternante,

M_m : Momento flexionante medio,

T_a : Par de torsión alternante,

T_m : Par de torsión medio,

k_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión,

k_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de la torsión,

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica,

S_{ut} : Resistencia a la tensión mínima,

n : Factor de seguridad,

d : Diámetro del eje.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, entonces M_m y T_a se puede igualar a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$
$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{2(k_f M_a)}{S_e} + \frac{\sqrt{3}(k_{fs} T_m)}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad \dots 1.30$$

Mediante la ecuación, se determinará el diámetro mínimo del eje porta cuchillas, por lo cual se estará hallando los parámetros que intervienen en la ecuación.

- ✓ Para cálculos posteriores se considera al Acero ASTM A36 que tiene un límite de fluencia de $S_{ut} = 250 \text{ MPa}$, por las facilidades de adquisición que existe en el país de este acero.
- ✓ Se considera que el eje porta cuchillas, no presenta ninguna irregularidad o discontinuidad (ranuras o muescas), por lo que la sensibilidad a la muesca “ q ” es igual a cero, con lo que se tiene lo siguiente.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \xrightarrow{q=0} \quad k_f = 1$$
$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) \quad \xrightarrow{q=0} \quad k_{fs} = 1$$

- ✓ Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica del eje porta cuchillas “ S_e ”, vendría ser:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_e \quad \dots 1.31$$

Dónde

k_a : Factor de superficie,

k_b : Factor de tamaño,

k_c : Factor de carga,

k_d : Factor de temperatura,

k_e : Factor de confiabilidad, S'_e : Límite de resistencia a la fatiga

1.3.4 Software de diseño y simulación Solidworks.

Mediante la herramienta Solidworks se realiza un análisis de movimiento detallado y evalúa el rendimiento mecánico del diseño.

El análisis de movimiento de solidworks utiliza las relaciones de posición de ensamblaje, junto con los contactos de piezas y un sólido basado en la física para determinar con precisión los movimientos físicos de un ensamblaje con carga. Una vez realizado el cálculo de las fuerzas y movimiento del ensamblaje, puede llevarse a cabo un análisis estructural de los componentes para garantizar el rendimiento del diseño.

Existen dos tipos de análisis de movimiento: cinemático y dinámico.

- El análisis cinemático estudia cómo se mueve el diseño debido a las fuerzas y movimientos que los controladores aplican al ensamblaje. Los resultados clave de interés son el intervalo de movimiento del ensamblaje, y la determinación de desplazamientos de piezas, velocidades y aceleraciones.
- El análisis de movimiento dinámico evalúa las fuerzas generadas por el movimiento, así como el propio movimiento.

El análisis de movimiento puede resolverse con dos modelos de soluciones diferentes: movimiento basado en el tiempo y movimiento basado en eventos.

- En un análisis basado en el tiempo, las acciones externas se producen en un momento previsto, con independencia del movimiento del ensamblaje.
- En un análisis del movimiento basado en eventos, el movimiento del ensamblaje activa la acción externa.

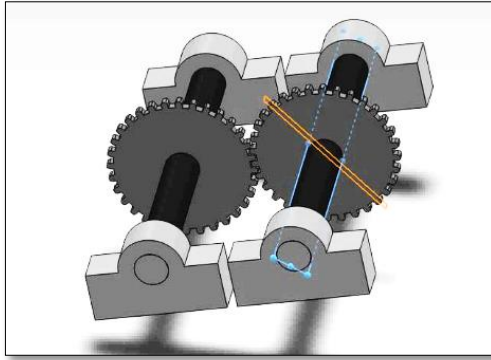


Figura 1.12 estudio de movimiento de ensamblaje.

1.3.5 Estudio financiero.

a. Valor actual neto:

Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad \dots 1.32$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

b. Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno de una inversión o proyecto, es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual neto de todos los flujos de efectivo (tanto positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a cero.

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad \dots 1.33$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno [%]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\\$]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\\$]

1.4 Formulación del problema.

¿Cuáles son las características técnicas de una maquina mandrinadora portátil para el mecanizado de los alojamientos de pines en los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A. (CMH)?

1.5 Justificación del estudio.

Relevancia económica:

El diseño de una mandrinadora portátil para mecanizar los alojamientos de pines en cucharones de cargadores frontales, permitirá a la empresa Lely Special Corporation S.A.C. mayor rapidez en los trabajos encomendados por la minera Horizonte, mayor demanda del servicio y con esto lograr un mayor beneficio económico para la empresa.

Relevancia tecnológica:

La aplicación de la ingeniería en el diseño de una máquina mandrinadora portátil, logrará obtener elementos de mayor duración, con alta confiabilidad operacional. Permitiendo a la empresa Lely Special Corporation S.A.C. estar un paso adelante frente a otras empresas del rubro.

Relevancia institucional:

El estudio de problemáticas en el sector industrial, como el diseño de máquinas, permitirá al alumno de la Universidad Cesar Vallejo extender su conocimiento hacia el campo laboral adquiridos durante la vida universitaria.

Relevancia socio-ambiental:

Mejorar las condiciones de operación y trabajo para los técnicos de mantenimiento. La reducción de la masa de hierro, debido al aumento de la vida útil de los elementos de la máquina mandrinadora portátil, contribuyendo con el medio ambiente.

1.6 Hipótesis.

Mediante el método generalizado de diseño es posible determinar las características técnicas de una maquina mandrinadora portátil para mecanizar los alojamientos para pines de cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A. (CMH)

1.7 Objetivos.

1.7.1. Objetivo General

Diseñar una maquina mandrinadora portátil para mecanizar los alojamientos de pines en los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A. (CMH)

1.7.2. Objetivos específicos

1. Conocer las características de los alojamientos para pines de los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa Consorcio Minero Horizonte S.A.
2. Utilizar el método generalizado para el diseño mecánico de la máquina y elaborar tres alternativas de solución para la maquina mandrinadora portátil para determinar la solución óptima de diseño.
3. Diseñar y seleccionar los componentes de la maquina mandrinadora portátil.
4. Modelar y simular el mecanismo de la mandrinadora portátil software SolidWorks.
5. Realizar el análisis económico de la máquina obtenida VAN y TIR.

II. METODO.

2.1 Diseño de investigación:

- No experimental descriptivo

2.2 Variables.

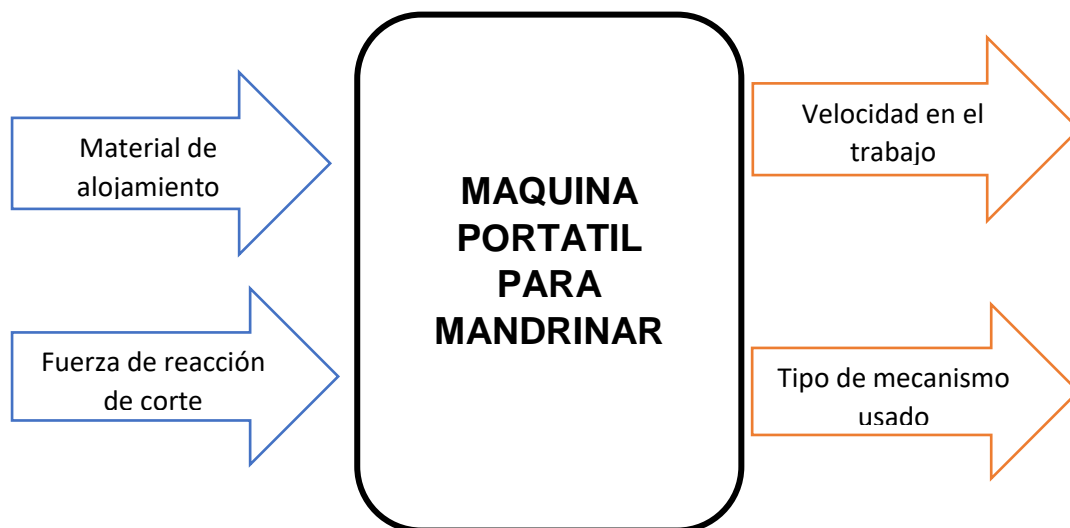
2.2.1 Variables independientes

- Material de la maquina mandrinadora
- Fuerza de reacción de corte

2.2.2 Variables dependientes

- Características técnicas de la maquina mandrinadora portátil.

Tabla 2.1 caja negra (fuente propia)



2.3 Operacionalización de variables

Tabla 2.2. Operacionalización de variables (fuente propia).

Variable Independiente	Definición Conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala
Material de alojamiento	Resistencia a la tracción es una característica mecánica del material maquinado.	Es la capacidad del material para resistir el arranque de viruta.	Resistencia (kg/mm ²)	20-250
Fuerza de reacción de corte	Es la fuerza necesaria para arrancar la viruta	Es la fuerza sobre el área de acción de la herramienta de corte	Fuerza (N)	0-10
Velocidad de avance	Velocidad de corte de la herramienta en el material	Es la velocidad promedio de corte de la herramienta	Velocidad (mm/min)	0-30
Variable Dependiente	Definición Conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala
Especificaciones Técnicas de La maquina	Proporciona la resistencia para soportar todas las fuerzas en el trabajo.	Resistencia de los elementos de la maquina bajo régimen de trabajo.	Esfuerzo (Mpa)	100-600
	Conjunto de elementos para el funcionamiento de la maquina	Mecanismo de transmisión de movimiento	(mm/min)	0-30

2.4 Población y muestra

2.4.1 Población:

Maquinas herramientas para mandrinar los alojamientos de pines de cargadores frontales en el área de mantenimiento de la empresa Lely Special corporation S.A.C.

2.4.2 Muestra:

Maquina mandrinadora portátil para hacer los alojamientos de los pines en cucharones de los cargadores frontales 966h CAT.

2.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Para la recolección de datos del presente proyecto de investigación, serán necesarias las técnicas de análisis:

Tabla 2.3. Técnicas e instrumentos

Técnicas	Instrumentos	Validación
Entrevista	Ficha de la entrevista (ver anexo A1)	Supervisor de mantenimiento de la empresa Lely Special corporation S.A.C
Análisis de documentos	Ficha de registro (ver anexo A3)	Libros de la biblioteca de la Universidad Cesar Vallejo. Información de catálogos CAT sobre los cargadores frontales.

2.6. Métodos de análisis de datos

Secuencia de análisis de datos.

1° A través del análisis de fichas técnicas, se tomaran datos importantes de los cucharones de cargadores frontales 966h CAT, material, diámetro de alojamiento para pines.

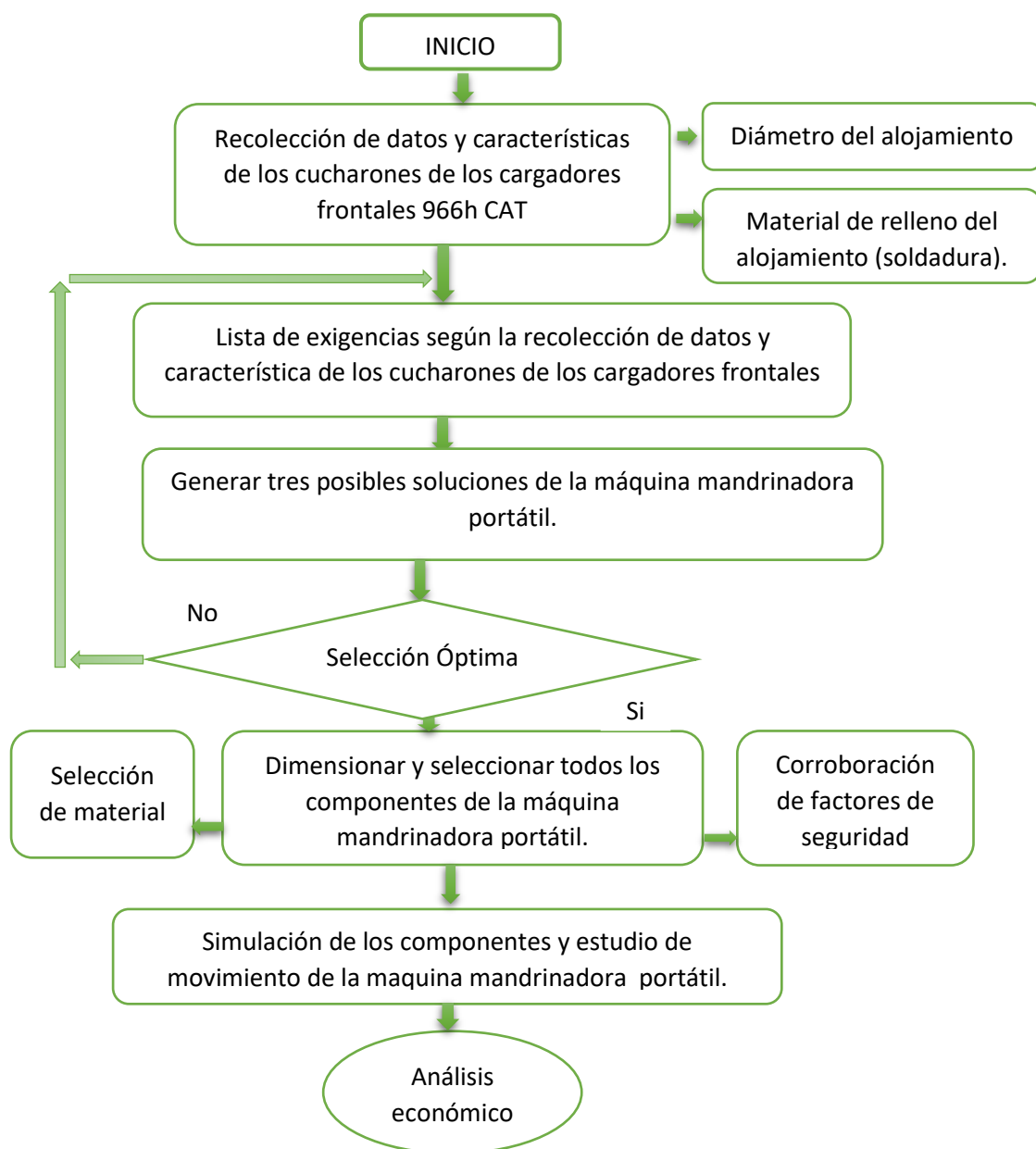
2° Se estudia el estado de la tecnología basada en la función principal, producción, calidad, control, operación, seguridad, fabricación, montaje, mantenimiento y ergonomía de la máquina mandrinadora portátil.

3° Se plantean 3 alternativas de solución. Se evaluará cada solución mediante dos aspectos: valor técnico y valor económico.

4° Se realiza un estudio estático y dinámico del diseño de la máquina mandrinadora portátil.

5° Se dimensionarán y seleccionarán los elementos de la máquina mandrinadora portátil, para determinar: presión de empuje, potencia, soporte, ejes, y factores de seguridad.

Figura 2.1. Flujo grama del proyecto de investigación (fuente propia)



III. RESULTADOS

3.1. Características técnicas de los alojamientos de pines en cucharones de los cargadores frontales 966h CAT:

Las características técnicas en la tabla 3.1 de donde fue necesario tomar medidas en campo. Datos obtenidos en campo que nos serán útiles para conocer los requerimientos necesarios para diseñar la máquina mandrinadora.

Tabla 3.1 Características de los alojamientos de pines en cucharones de cargadores frontales 966h CAT.

Descripción	Valor/Características	Unidad
Ancho de cucharon	3320	Mm
Largo de cucharon	1200	Mm
Alto de cucharon	1300	Mm
Material	Acero de alta resistencia (HSLA)	

Según norma SAE J732C

Descripción	Valor/Características	Unidad
Diámetro de pin	101.60	Mm
Diámetro de alojamiento	104.78	Mm
Diámetro exterior	152.40	Mm
Separación entre alojamientos horizontal	441.30	Mm
Separación entre alojamientos vertical	565.15	Mm
Material del alojamiento	Acero de alta resistencia (HSLA)	
Material de relleno	Soldadura 7018	

3.2. Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño:

De acuerdo a lo anteriormente planteado, se puede establecer una serie de requerimientos, se desea un diseño muy lineal y ordenado y distinguir cada componente de la máquina rápidamente. Dividiremos la máquina en bloques:

- Sistema para el giro angular
- Sistema para el avance
- Sistema de sujeción y transmisión del movimiento.

Tabla 3.2 método del proceso del diseño. (Fuente propia).

Lista de exigencias		
	D: deseado; E: exigente.	Elaborado por Fernando Aspajo Choton
E	Denominación	Concepto
D		
E	La máquina deberá ser capaz de mandrinar piezas de acero y rectificar los alojamientos para pines.	Función
E	El control, se buscará al máximo precisión del proceso por lo que el avance es un punto importante.	Precisión
D	Se quiere obtener un diseño en el cuál las posibles reparaciones, modificaciones o mejoras sean lo más sencillas y rápidas posibles.	Fabricación
E	Motor eléctrico, chumaceras, rodamientos, el husillo, cuchillas, tornillo de avance, pernos, bases de apoyo, soldadura, los materiales a usarse deben encontrar en el mercado nacional.	Materiales
D	Una de las premisas más importantes será la accesibilidad y comodidad del operario.	Ergonomía
E	Se buscará la regulación de la velocidad en cuanto a giro y avance se refiere que no sobrepase los 100 RPM para dar un acabado suave.	Velocidad
D	Debe ser fácil y seguro con piezas desmontables	Mantenimiento
E	La relación costo beneficio debe de ser la más adecuada y no sobrepasar los \$5 000.00	Costo

a. Estructura de funciones.

La función principal de mandrinado se puede subdividir en:

Montar: la mandrinadora o máquina de mandrinado se acopla a la pieza que será mecanizada para que le sirva de bancada o punto de apoyo.

Alinear: el eje que portara la herramienta de corte debe alinearse concéntrico con el alojamiento.

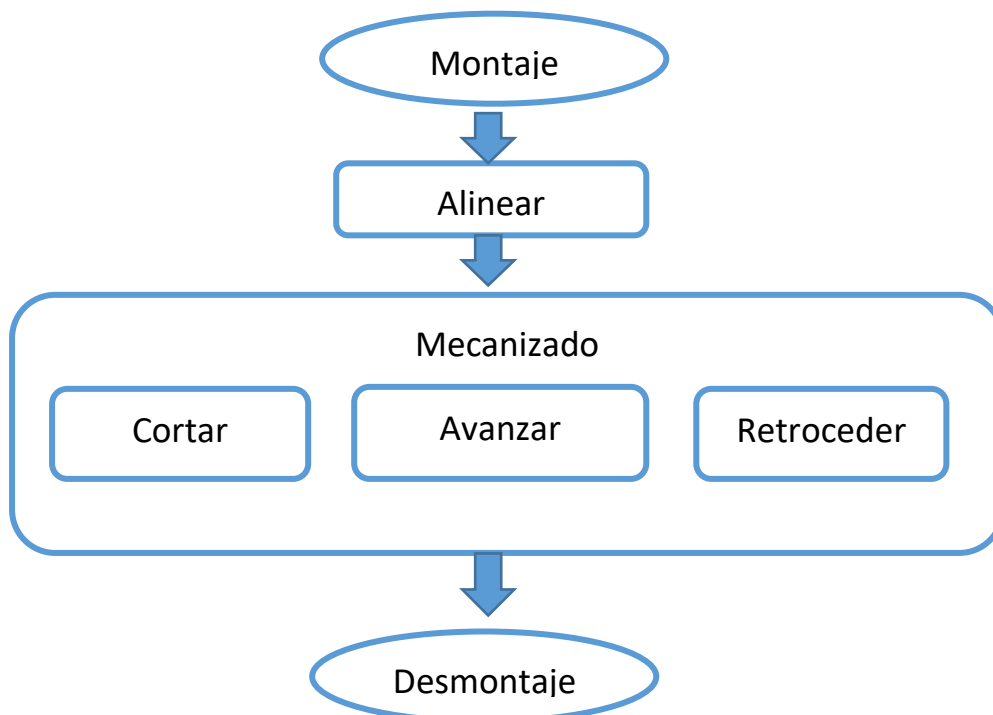
Cortar: es el sistema que da el movimiento circular para que la herramienta de corte produzca el desprendimiento de material en el mecanizado.

Avanzar: es el movimiento rectilíneo que se da a la herramienta de corte para dar el avance de la misma en la zona de mecanizado.

Retroceder: de manera inversa a la acción de avanzar.

Desmontar: la maquina se desacopla de la pieza a mecanizar luego de realizar el trabajo.



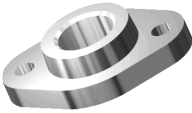

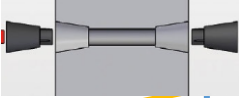






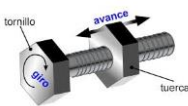






Figura 3.1 Esquema de la estructura de funciones



b. Matriz morfológica.




Para obtener diferentes soluciones se ordena las funciones de la matriz y se plantean distintas formas de realizar los procesos descritos anteriormente con mecanismos alternativos y maquinas auxiliares.

Tabla 3.3 Matriz morfológica.

N°	Sub funciones			
01	Montar			
02	Alinear			
03	Girar			
04	Avanzar			
05	Retroceder			
05	Desmontaje			

Siguiendo la secuencia señalada por las líneas de colores se especifica en la tabla 3.3. La leyenda de los conceptos de solución.

Tabla 3.4 conceptos de solución

CONCEPTO DE SOLUCION	TIPO DE LINEA
Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	

c. Proyectos preliminares.

Concepto de solución 1:

Se plantea una alternativa de mandrinadora portátil, esta máquina está compuesta por los componentes que se muestran en la figura 3.2 se monta en el cucharón el cual le sirve de bastidor, primero alineamos el eje con los conos metálicos para que dos chumaceras extremas a los alojamientos, todos estos se posicionan concéntricos, luego de alinear se suelda las placas en forma de L de donde se apoyan las chumaceras. Una vez hecho el alineamiento se retiran los conos metálicos y se montan el motor sobre una placa soldada al cucharón, en el acople se encuentra el sistema de avance piñón cremallera, ajustamos la herramienta de corte el eje.

El proceso de maquinado se realiza con el encendido del motor eléctrico que acciona el sistema de giro angular y el sistema de avance lo acciona el operario según la velocidad de corte que se esté dando.

Luego de terminar con el mandrinado retiramos todos los componentes de la máquina y limpiamos el cucharón.

Ventajas:

- Su mantenimiento es fácil debido a que sus componentes son piezas sencillas.
- Es de fácil manejo y operación
- Es liviano y de fácil transporte tanto para el montaje como desmontaje.
- Su construcción es sencilla.

Desventajas:

- El actuador de avance no proporciona una buena precisión por ser manual.
- No proporciona una alta velocidad para efectuar el trabajo.
- El operario debe estar completamente al pendiente del trabajo.

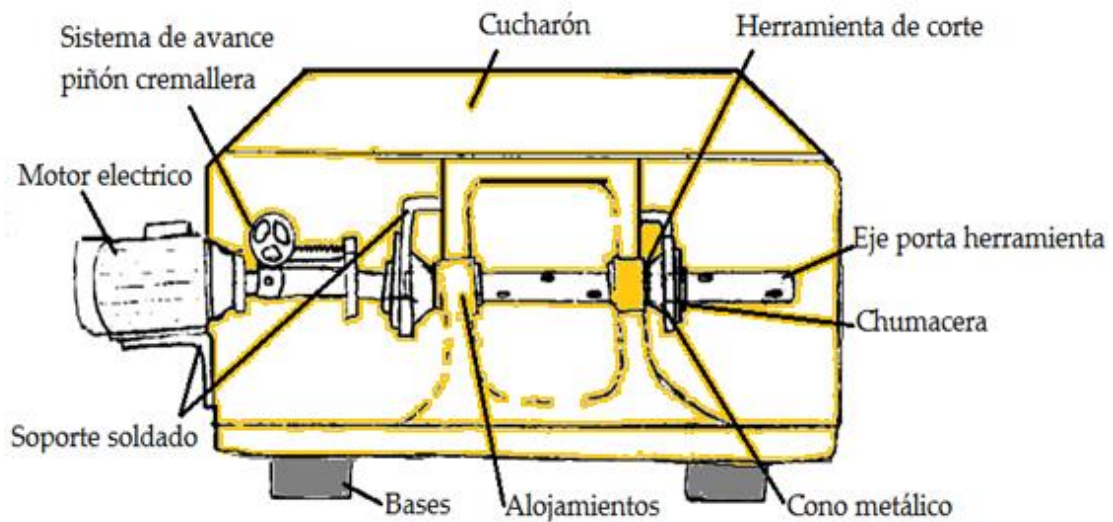


Figura 3.2 Alternativa de solución 1.

Concepto de solución 2:

Se plantea otra alternativa de mandrinadora portátil, esta máquina está compuesta por los componentes descritos en la figura 3.3 se monta en el cucharón para que le sirva de bastidor, el alineamiento se realiza con dos bridas de ajuste acopladas al alojamiento para centrar el eje porta herramienta. Luego de realizar este trabajo se sueldan las bridas a los extremos de los alojamientos, luego armamos el sistema de corte y avance que es guiado por unas varas que se encuentran en una brida triangular, luego de esto se montan el motor eléctrico y las poleas las cuales se mueven por acción del motor mediante unas fajas que están conectadas al sistema de avance y a una caja de engranes que da distintas velocidades al husillo o eje porta herramientas.

La mandrinadora se acciona encendiendo el motor eléctrico al igual que la anterior y esta transmite el movimiento, cuando se está dando el movimiento angular o de corte a la vez va transmitiendo el avance del eje.

Luego de terminar con el mandrinado retiramos todos los componentes de la máquina y limpiamos el cucharón.

Ventajas:

- El montaje es fácil y seguro.
- Presenta varias barras guía para reducir la flexión de estas.
- Su sistema de sujeción no deja rastros de soldadura que se usa para sujetar la mandrinadora.

Desventajas:

- La velocidad de avance está determinada por el movimiento angular que le proporciona el motor y no es regulable.
- Su precio es elevado debido a los sujetadores con rodamiento y otros componentes.

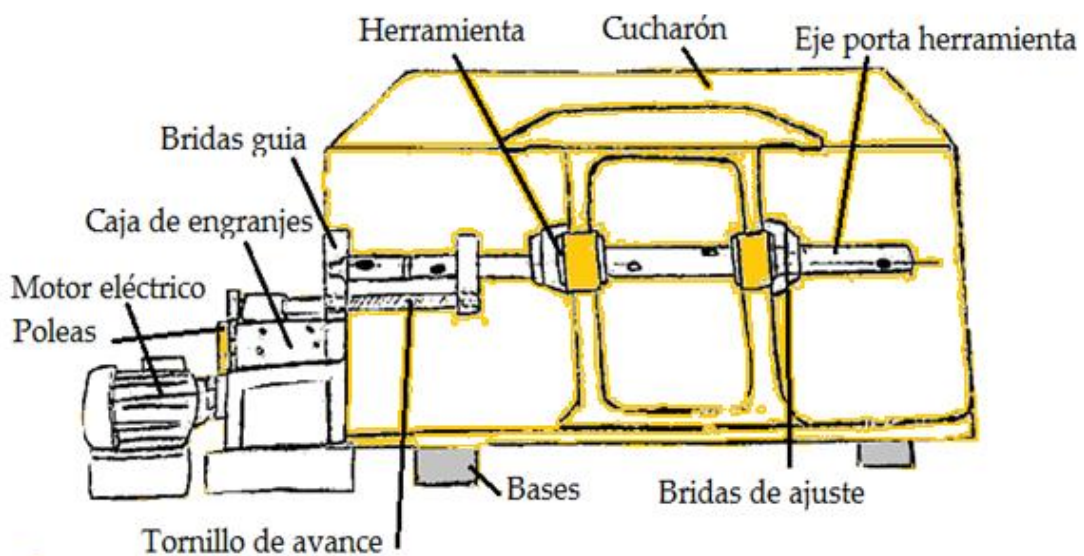


Figura 3.3 Alternativa de solución 2.

Concepto de solución 3:

Se presenta otra alternativa de solución, donde el montaje se realiza soldando unas placas de sacrificio en forma de C en el cucharón luego se alinean dos bidas que contienen rodajes y estas son empernadas a las placas en C para fijarlas bien, la transmisión de movimiento se da medio de un cardan que está fijado al eje porta herramienta y al eje del motor. El motor se suspende apoyado en una brida que

posee un esparrago guía y da el avance a la herramienta. El motor le da el movimiento circular y el operario determina el avance por medio de un sistema perno tuerca estos componentes se grafican en la figura 3.4.

La mandrinadora se acciona encendiendo el motor eléctrico al igual que la anterior y esta transmite el movimiento angular.

Luego de terminar con el mandrinado retiramos todos los componentes de la máquina y limpiamos el cucharón sin dejar rastro de soldadura para fijar la máquina.

Ventajas:

- Posee un sistema fácil de montar y desmontar y cardan que mantiene la linealidad del eje de transmisión.
- Posee variar barras guía que lo protegen de la flexión y soportan el peso del motor.
- El sistema de fijación le da rigidez a la máquina de mandrinar.

Desventajas:

- El peso del motor suspendido tiende a flexionar el equipo.
- El motor requiere ser levantado con algún dispositivo para ser alineado.
- Tiene que ser reforzado para evitar la vibración.

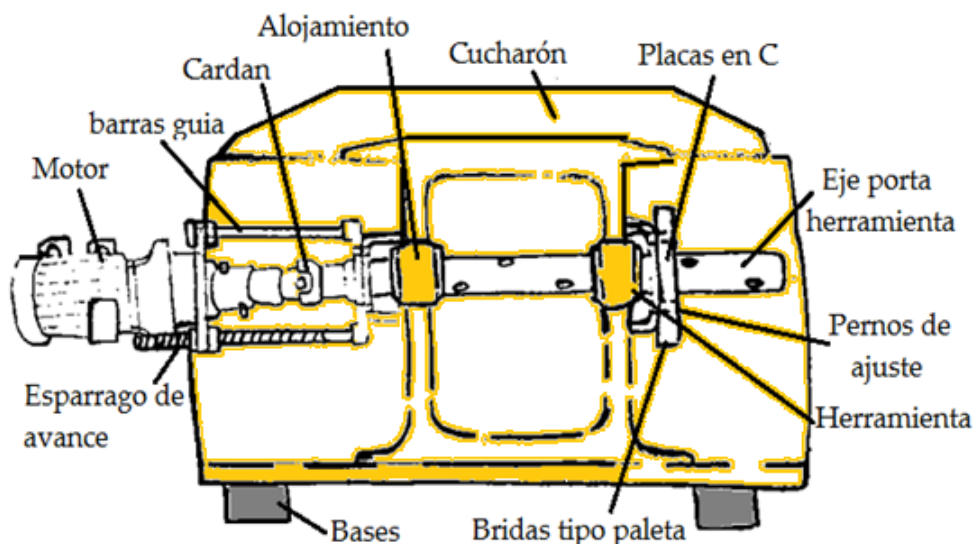


Figura 3.4 Alternativa de solución 3.

d. Evaluación de las alternativas de solución:

Evaluación de conceptos de solución:

La evaluación es según escala VDI 2225 como se explicó en el capítulo 1 donde se detalla la metodología para el diseño.

El puntaje i : peso ponderado de cada criterio de evaluación en la escala 3 = muy importante; 2 = importante; 1 = poco importante. Y para p : puntaje para cada alternativa de solución, 0 = no satisface; 1 = aceptable a las justas; 2 = aceptable; 3 = bien; 4 muy bien.

Según el estado del arte y las especificaciones cualitativas de cada alternativa de solución, se determinan los puntajes guardando una correlación con el funcionamiento.

Evaluación técnica:

Tabla 3.5 Evaluación técnica

EVALUACION DE PROYECTOS valor X_i			AREA: Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos.							
<p>p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal)</p> <p>i: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación.</p> <p>i = peso ponderado. 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante.</p>										
Criterios técnicos de evaluación para diseños en fase de conceptos										
Variantes de Concepto / Proyectos			S1		S2		S3		S ideal	
N°	Criterios de Evaluación	i	P	ip	p	ip	p	ip	p	ip
1	Función	3	4	12	4	12	4	12	4	12
3	Operatividad	3	3	9	3	9	4	12	4	12
4	Fabricación	2	3	6	2	4	3	6	4	8
5	Diseño	3	3	9	3	9	3	9	4	12
6	Montaje	3	3	9	3	9	4	12	4	12
7	Mantenimiento	2	3	6	3	6	3	6	4	8

8	Seguridad	3	3	9	2	6	4	12	4	12
PUNTAJE TOTAL $PT = \sum p_i x (\%) i / 100$				60		55		69		76
PUNTAJE UNITARIO $PU = PT \times 100 / 4$				78.94 %		72.37 %		90.79 %		100 %
ORDEN				2		3		1		

En el aspecto económico los criterios guardan gran relación con los aspectos técnicos y también se basan en las características cualitativas que presentan las alternativas de solución en su descripción y funcionamiento.

Evaluación económica:

Tabla 3.6 Evaluación económica

EVALUACION DE PROYECTOS valor Y_i				AREA: Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos.							
Criterios económicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal) i: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación.											
i = peso ponderado. 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante.											
Variantes de Concepto / Proyectos				S1		S2		S3		S ideal	
N°	Criterios de Evaluación	I	P	ip	p	ip	p	ip	p	ip	
1	Diseño	3	3	9	3	9	4	12	4	12	
2	Material	3	3	9	3	9	4	12	4	12	
3	Fabricación	3	3	9	2	6	3	9	4	12	
4	Montaje	2	4	8	2	4	3	6	4	8	
5	Transporte	2	3	6	3	6	4	8	4	8	
6	Mantenimiento	3	3	9	2	6	3	9	4	12	

PUNTAJE TOTAL PT= $\sum p_i x_i(\%) / 100$		50	40	56	60
PUNTAJE UNITARIO PU=PTx100/4		83.33 %	66.66 %	93.33 %	100 %
ORDEN		2	3	1	

Dónde: Valor técnico: $X_i, Y_i = \frac{p_1+p_2+p_3 \dots p_n}{np_{max}}$ (Según norma VDI 2225)

Tabla 3.7 Valores técnico-económico.

SOLUCION	VALOR TECNICO DE X	VALOR ECONOMICO DE Y
SOLUCION 1	0.78	0.83
SOLUCION 2	0.72	0.66
SOLUCION 3	0.91	0.93

De la figura 3.5 se puede observar que la solución 3 tiene una tendencia hacia el valor ideal tanto técnica como económica, por lo que la solución 3 es la más adecuada para este proyecto.

La mejor solución será la que se aproxime a la recta de pendiente 45°, en este caso es el Proyecto Preliminar (S3).

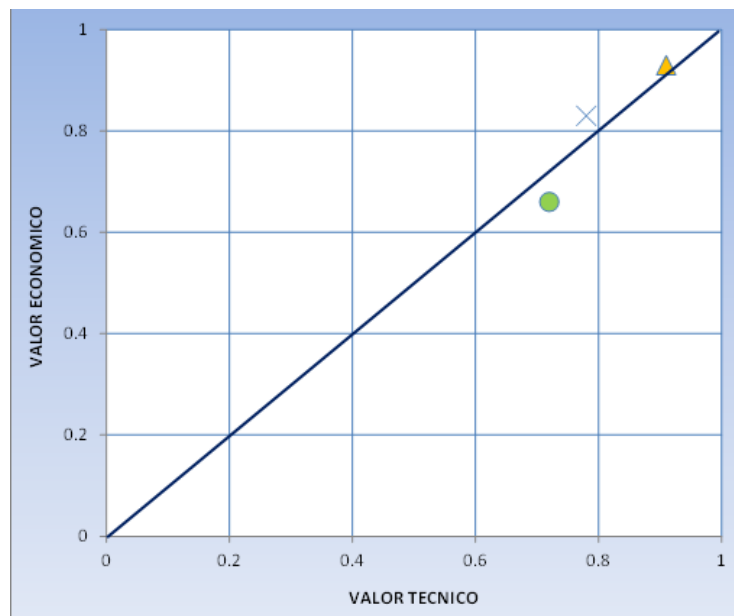


Figura 3.5 Diagrama de evaluación según VDI 2225

3.3. Diseño y cálculo del modelo optimo:

Una vez planteado el modelo óptimo de la maquina mandrinadora tendremos en cuenta algunos factores que nos ayudaran a dimensionar los componentes de la máquina y así evaluar su correcto funcionamiento.

Entre estos componentes se encuentra la fuerza de corte y la potencia necesaria de corte para realizar el maquinado, entonces para ellos debemos conocer y seleccionar el tipo de herramienta.

Para comenzar nuestros cálculos necesitamos tener bien definida la herramienta que usaremos.

La cuchilla de acero rápido que está compuesta de varios elementos entre los principales se tiene el tungsteno, con el cual la herramienta puede soportar temperaturas de hasta 650° C, y otros compuestos que permiten incrementar la resistencia a la temperatura.

Las características de la cuchilla usada para los trabajos de mandrinado es la que se muestra en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 valores de la herramienta de corte

Herramienta de tungsteno	Valor
Resistencia a la tracción	90-110 kg/mm ²
Avance	0.2-3.2 mm por giro



Figura 3.6 Cuchilla de corte de tungsteno aleado

Calculo de la fuerza de corte:

En el proceso de mecanizado se generan varias fuerzas que se transmiten a la herramienta, el resultado de estas es la fuerza de corte, entonces esta tiene que ser ligeramente mayor y de sentido contrario a la reacción del material sobre la cuchilla.

El diseño empieza con el cálculo de la fuerza de corte y la potencia de corte que se necesitan para realizar el desbaste de los alojamientos. Seguidamente se diseñan los demás elementos que basan sus resultados en la potencia de corte.

Una vez obtenido los cálculos de los elementos se procede a la selección de los elementos normalizados tales como: rodamientos, chumaceras, entre otros.

Fuerza Específica de Corte: La fuerza específica de corte (k_s) se define como fuerza por unidad de sección de viruta cortada del material que se desea mecanizar, este valor depende de los siguientes factores:

- Material de la pieza
- Geometría de la pieza
- Angulo de posición
- Espesor de viruta y velocidad de corte

Para este trabajo en el anexo A2, donde se encuentra tabulados los valores referenciales de la fuerza específica de corte, para lo cual es necesario tomar en cuenta el material a mecanizar y establecer el avance de corte de la cuchilla.

Avance (s): Considerando que el prototipo propuesto en el presente diseño tiene un dispositivo de control manual para el avance, se selecciona un avance intermedio en los tabulados en la tabla del anexo A2, donde este valor de avance está en el intervalo propuesto en la tabla 3.7.

El avance de corte esta expresado en mm por giro, será el siguiente:

$$s = 0.2 \text{ mm/rev}$$

Con lo antes mencionado la fuerza específica de corte (Anexo A3) es:

$$k_s = 3600 \text{ N/mm}^2$$

Por tanto, el cálculo de la fuerza de corte se realiza en base a la ecuación:

$$F_c = k_s \times a \times s$$

$$F_c = 3600 \frac{N}{mm^2} \times 2.5 \text{ mm} \times 0.2 \frac{mm}{rev}$$

$$F_c = 1800 \text{ N}$$

Conversión de la unidad:

$$F_c = 1800 \frac{kg \times m}{s^2} \times \frac{s^2}{9.8 \text{ m}}$$

$$F_c = 184 \text{ kgf}$$

Potencia de corte:

Para el cálculo de la potencia se utiliza la tabla del anexo A3 que obtiene del libro “Libro GTZ, Tablas para la Industria Metalúrgica” contiene valores referenciales de sección de viruta para una potencia de accionamiento $P=1 \text{ KW}$.

En base a estos valores se realiza el cálculo de la potencia necesaria de accionamiento para el mandrinado.

Velocidad de Corte (V_c):

Generalmente, la velocidad de corte óptima de cada herramienta y el avance de la misma vienen indicados en el catálogo del fabricante de la herramienta o, en su defecto, en los prontuarios técnicos de mecanizado.

En este caso del avance de corte por giro:

$$s = 0.2 \text{ mm/rev}$$

Determinamos la velocidad de corte V_c de la tabla del anexo A3 en el que se establece las diferentes velocidades de corte que dependen tanto del material a mecanizar, como el tipo de cuchillas seleccionada para el mecanizado.

Con los parámetros ya mencionado la velocidad de corte determinada es:

$$V_c = 24 \text{ m/min}$$

Con la velocidad y la fuerza específica de corte, se presenta la Tabla 3.8 que es un extracto de la expuesta en el anexo A3, y es la base para el cálculo de la sección de viruta, que posteriormente se utiliza para el cálculo de la potencia de corte.

Tabla 3.9 Sección de viruta (mm²) para una potencia de accionamiento P=1 KW

Velocidad de corte m/min	Fuerza Específica de Corte en N/mm ²						
		4800	4100	3600	3000	2600	
20	<<<	0.47	0.55	0.63	0.76	0.88	>>>
24		0.39	0.46	0.53	0.63	0.73	
25		0.38	0.44	0.51	0.61	0.70	

La fuerza específica de corte en este caso es 3600 N/mm², y la velocidad de corte es 24 m/min; por lo tanto, la sección de viruta referencial (A_{ref}) es:

$$A_{ref} = 0.53 \text{ mm}^2$$

Con la siguiente ecuación se realiza el cálculo de la potencia de corte necesaria para el presente caso de mandrinado.

$$\frac{P_{real}}{A_{real}} = \frac{P_{ref}}{A_{ref}}$$

Despejando P_{real} :

$$P_{real} = \frac{P_{ref} \times A_{real}}{A_{ref}}$$

Utilizando la ecuación de área se realiza el cálculo de la sección de viruta real:

$$A_{real} = A = s \times a$$

$$A_{real} = 0.2 \times 2.5$$

$$A_{real} = 0.5 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, la potencia real es:

$$P_{real} = \frac{1 \times 0.5}{0.53}$$

$$P_{real} = 0.94 \text{ kW}$$

Realizando la conversión de unidades se tiene:

$$P_{real} = 0.94 \text{ KW} \times \frac{1 \text{ hp}}{0.746 \text{ KW}}$$

$$P_{real} = 1.26 \text{ HP}$$

Para la potencia real se considera: $P_{real} = 2 \text{ HP}$

Programación de mecanizado:

Para realizar la programación de mecanizado es necesario realizar el cálculo de la velocidad de rotación de la herramienta, la cual se determina a continuación:

Velocidad de Rotación de la Herramienta (N):

El cálculo de la velocidad de rotación de la herramienta (N) se realiza utilizando la ecuación 1.1, esta ecuación depende básicamente de la velocidad de corte y del diámetro que se está mecanizando:

$$N = \frac{1000 \times V_c}{\pi \times D}$$

Dónde:

$$V_c = 24 \frac{m}{min}$$

$D = \text{diámetro del pin: } 104 \text{ mm}$

Despejando N:

$$N = \frac{1000 \times 24}{\pi \times 104}$$

$$N = 73.40 \text{ RPM}$$

Para la velocidad de rotación de la herramienta se considera a 75 RPM.

Selección del motoreductor:

El requerimiento principal para la selección del motor se realiza tomando en consideración la potencia que se requiere de 1.25 HP, con un reductor de velocidad a 75 RPM, con estos datos se realiza un estudio del mercado para la selección del variador de velocidad, por lo tanto, con las especificaciones ya mencionadas el motor que se encuentra en el mercado es de 2 HP con un reductor o un variador de velocidad a 75 RPM (ver anexo A4).

Selección del Cardan:

Para la selección del cardan, se necesita el torque máximo producido por el motoreductor seleccionado, el cual es de 120 N.m, con las especificaciones mencionadas se elige un cardan corto con las características descritas en el anexo (ver anexo A5).

El uso de cardan se efectúa con el fin de transmitir la rotación así los ejes no estén alineados por efectos de deformación en los elementos.

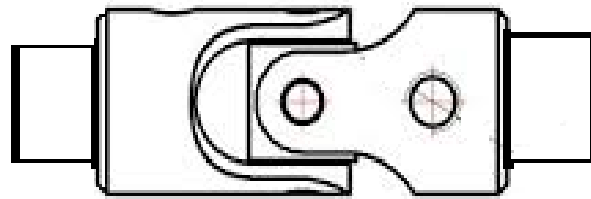


Figura 3.7 Esquema de cardan

Sistemas de fuerzas en el proceso de corte:

La distribución de las fuerzas por la teoría de maquinado se da de la siguiente manera:

F_c : Fuerza de corte, esta fuerza es la mayor y responde al 99 % de la potencia requerida en el proceso.

F_t : Fuerza de avance actuante en la dirección del avance de la herramienta, esta acostumbra a ser el 50% de F_c .

F_r : Fuerza radial, esta fuerza es perpendicular a la superficie mecanizada y es el 50% de F_t .

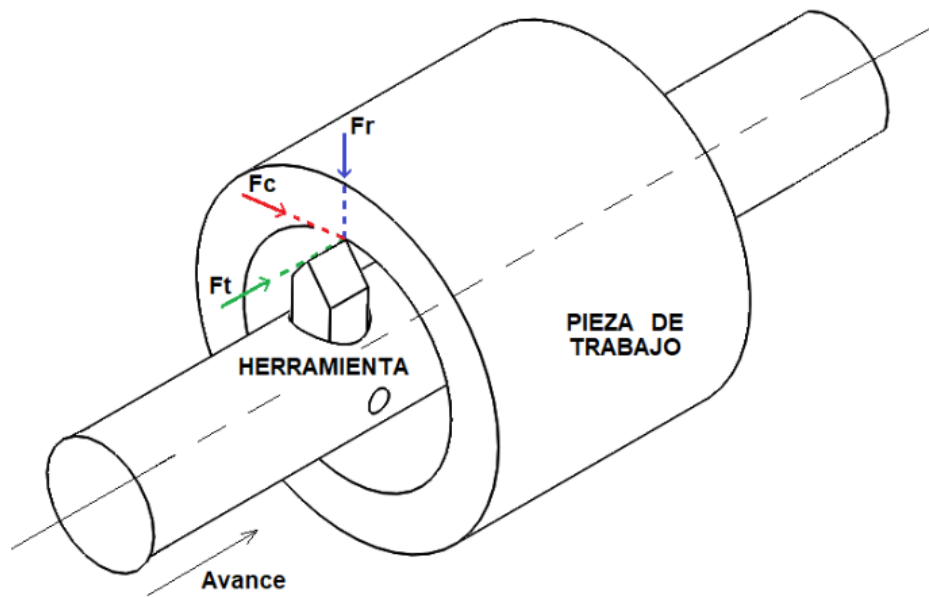


Figura 3.8. Fuerzas en el mandrinado.

Como la fuerza de corte (F_c), vendría ser:

$$F_c = 1800 \text{ N}$$

La fuerza de avance (F_t), es:

$$F_t = 1800 \text{ N} \times 0.5$$

$$F_t = 900 \text{ N}$$

La fuerza radial (F_r), es:

$$F_r = 900 \text{ N} \times 0.5$$

$$F_r = 450 \text{ N}$$

- **Diseño del eje porta cuchillas:**

El diseño del eje porta cuchillas, considerando que el trabajo se realizar primero con la cuchilla C1 y posteriormente se realiza otro cálculo para la cuchilla C2, con el objetivo de disminuir las vibraciones del dispositivo y el abaratamiento de costos ya que, si se realiza simultáneamente el mandrinado de los dos alojamientos se requiere el doble de potencia calculada.

En la figura 3.9, se observa la posición 1, cuando empieza el mandrinado, y la posición 2, cuando finaliza el mandrinado. Donde se tomará las respectivas medidas que sirven para determinar los momentos máximos, que posteriormente se utiliza en el dimensionamiento de los ejes.

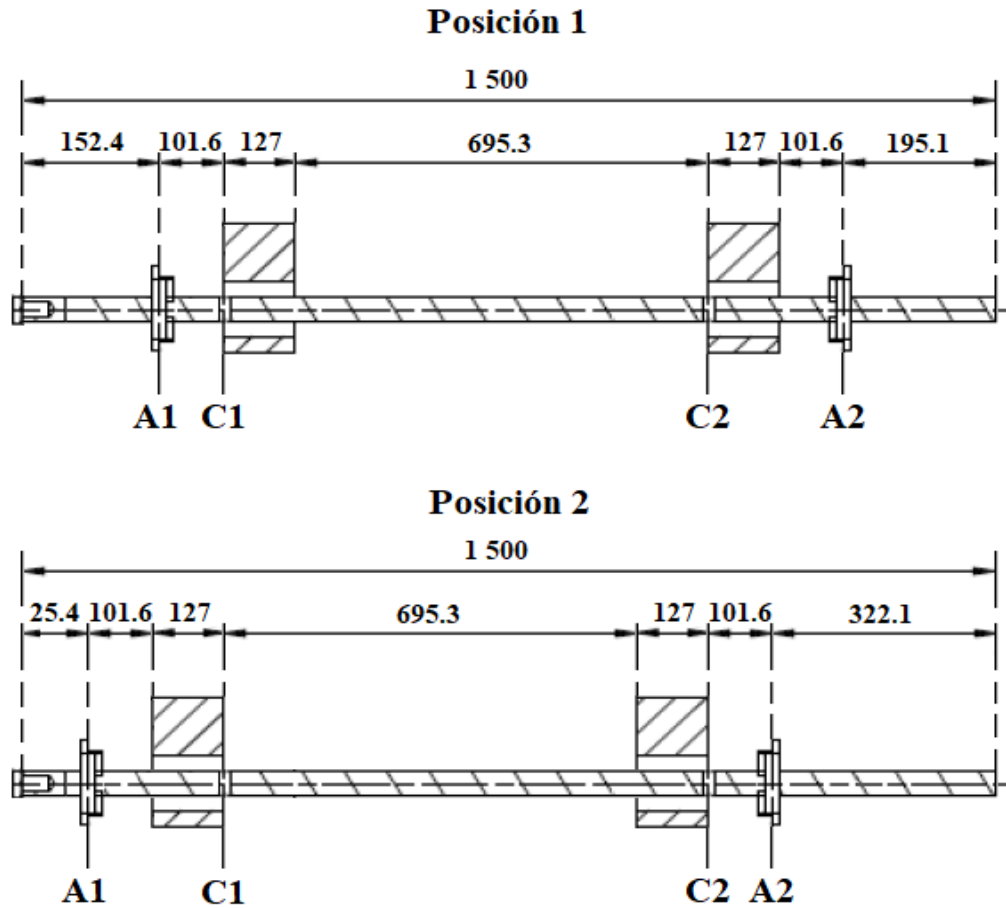


Figura 3.9 Esquema para dimensiones de apoyos y fuerzas (unidades en mm)

Dónde:

A1: Primer apoyo de guía del eje porta cuchillas

A2: Segundo apoyo de guía del eje porta cuchillas

C1: Cuchilla en la posición para el primer alojamiento

C2: Cuchilla en la posición para el segundo alojamiento.

Diagramas de Cuerpo Libre del Eje Porta Cuchillas:

Con lo antes mencionado se realiza dos cálculos para la posición 1, primero con las cargas aplicadas en la cuchilla C1 y posteriormente con las cargas aplicadas en la cuchilla C2, el mismo procedimiento se realiza para posición 2 del dispositivo.

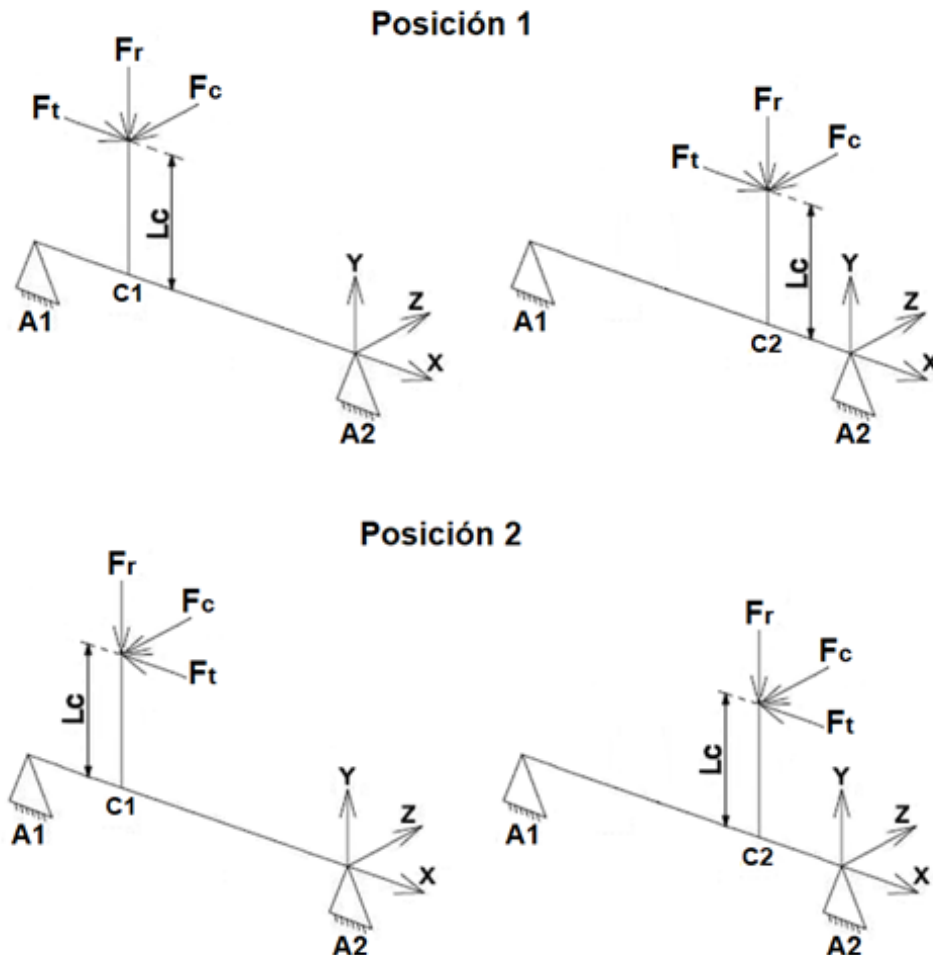


Figura 3.10. Diagrama de cuerpo libre de la posición 1 y 2

Para lo cual la longitud máxima de la cuchilla vendría ser la mitad del diámetro de pin, con un valor de 50.8 mm.

Por lo tanto:

$$F_c = 1.8 \text{ KN}$$

$$F_t = 0.9 \text{ KN}$$

$$F_r = 0.45 \text{ KN}$$

$$M_{xy} = F_t \times L_C = 900 \text{ N} \times 50.8 \text{ mm} = 45\,720 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{xy} = 45.72 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

a. Posición 1 y Cargas Aplicadas en la Cuchilla C1:

En la figura 3.11 se muestra el eje trabajando en la posición 1 – C1.

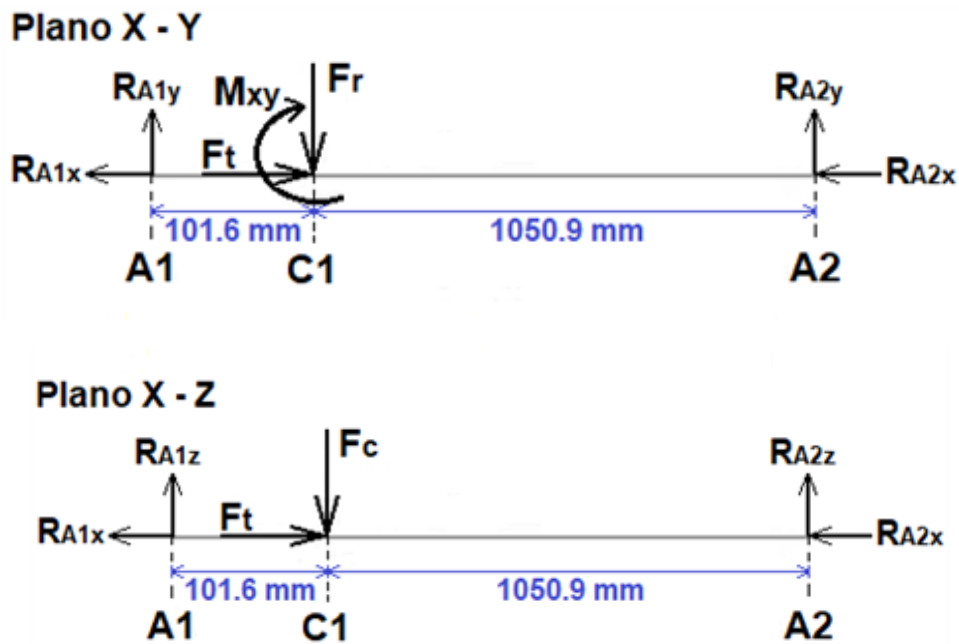


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre de la posición 1 – C1

Se calculan las reacciones en los apoyos de guía del eje porta cuchillas, para la posición 1 – C1.

Plano x-y:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{A1x} + R_{A2x} = F_t \xrightarrow{\text{Donde}} R_{A1x} = R_{A2x} \rightarrow R_{A1x} = R_{A2x} = F_t/2$$

$$R_{A1x} = R_{A2x} = 0.45 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = F_r \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = 0.45 \text{ KN} \quad (i)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1y} \times 1152.5 \text{ mm} + M_{xy} - F_r \times 1050.9 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1y} = \frac{F_r \times 1050.9 \text{ mm} - M_{xy}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{0.45 \text{ KN} \times 1050.9 \text{ mm} - 45.72 \text{ KN} \cdot \text{mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1y} = 0.37 \text{ KN}$$

De la relación (i), se obtiene:

$$R_{A2y} = 0.08 \text{ KN}$$

Plano x-z:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = F_c \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = 1.8 \text{ KN} \quad (ii)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1z} \times 1152.5 \text{ mm} - F_c \times 1050.9 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1z} = \frac{F_c \times 1050.9 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{1.8 \text{ KN} \times 1050.9 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1z} = 1.64 \text{ KN}$$

De la relación (ii), se obtiene:

$$R_{A2z} = 0.16 \text{ KN}$$

Luego se desarrolla los diagramas de corte y momento en el eje porta cuchillas, para la posición 1 – C1.

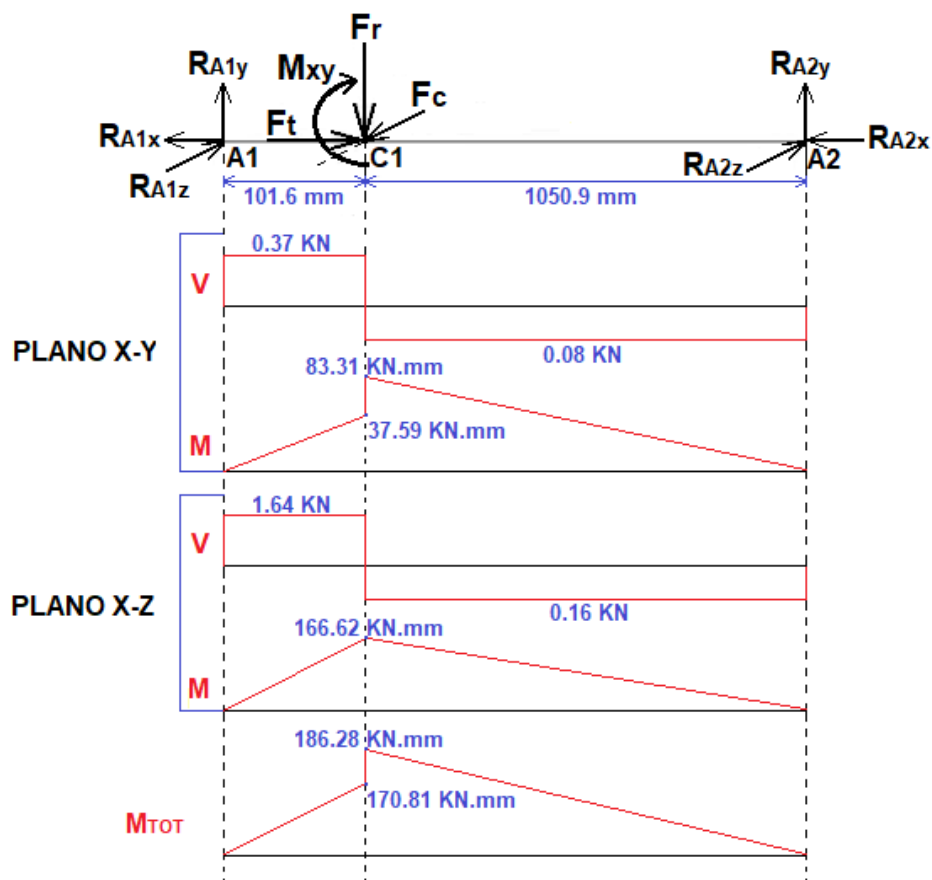


Figura 3.12. Diagrama de corte y momento (Posición 1-C1)

Combinando los planos ortogonales como vectores para obtener el momento total para la posición 1 – C1:

$$M_{1-C1} = \sqrt{83.31^2 + 166.62^2}$$

$$M_{1-C1} = 186.28 \text{ KN.m} = 186.28 \text{ N.m}$$

b. Posición 1 y Cargas Aplicadas en la Cuchilla C2.

En la figura 3.13 se muestra el eje trabajando en la posición 1 – C2.

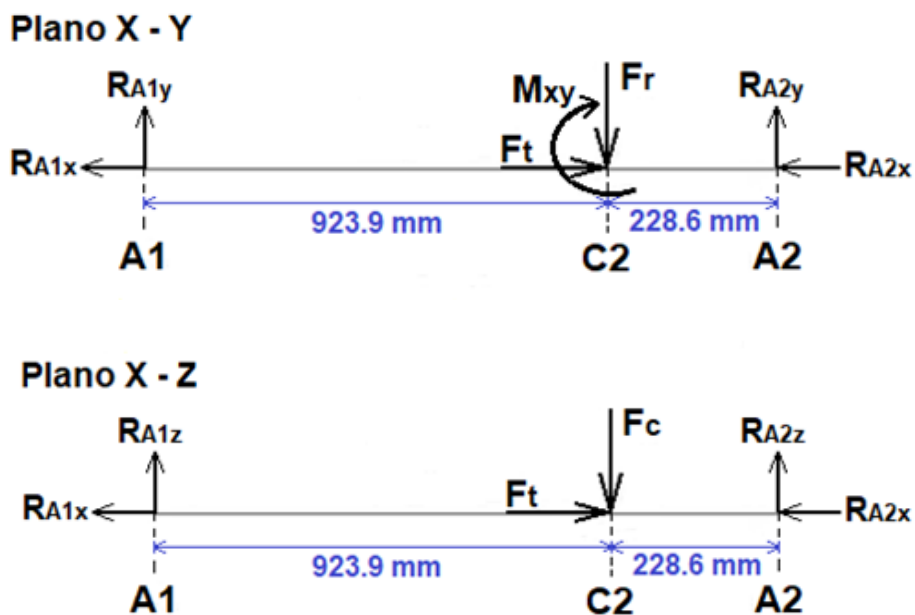


Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre de la posición 1 – C2

Se calculan las reacciones en los apoyos de guía del eje porta cuchillas, para la posición 1 – C2.

Plano x-y:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{A1x} + R_{A2x} = F_t \quad \xrightarrow{\text{Donde}} \quad R_{A1x} = R_{A2x} \rightarrow R_{A1x} = R_{A2x} = F_t/2$$

$$R_{A1x} = R_{A2x} = 0.45 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = F_r \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = 0.45 \text{ KN} \quad (i)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1y} \times 1152.5 \text{ mm} + M_{xy} - F_r \times 228.6 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1y} = \frac{F_r \times 228.6 \text{ mm} - M_{xy}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{0.45 \text{ KN} \times 228.6 \text{ mm} - 45.72 \text{ KN} \cdot \text{mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1y} = 0.05 \text{ KN}$$

De la relación (i), se obtiene:

$$R_{A2y} = 0.40 \text{ KN}$$

Plano x-z:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = F_c \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = 1.8 \text{ KN} \quad (ii)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1z} \times 1152.5 \text{ mm} - F_c \times 228.6 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1z} = \frac{F_c \times 228.6 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{1.8 \text{ KN} \times 228.6 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1z} = 0.36 \text{ KN}$$

De la relación (ii), se obtiene:

$$R_{A2z} = 1.44 \text{ KN}$$

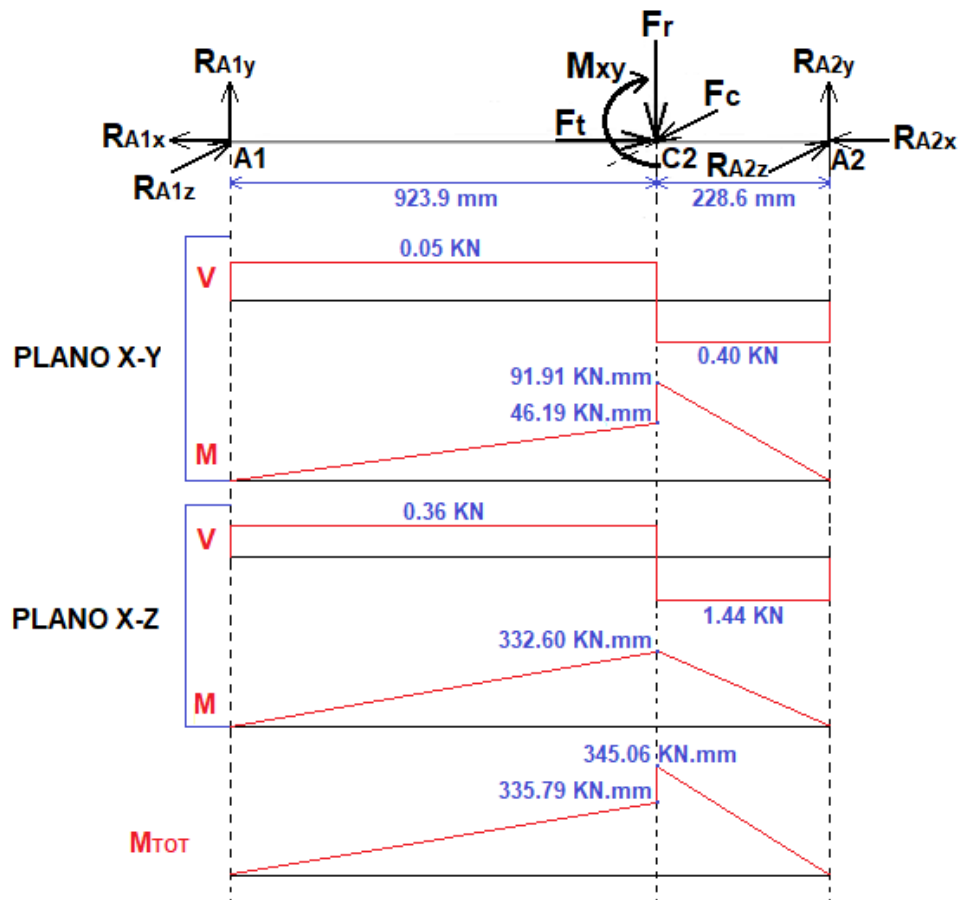


Figura 3.14. Diagrama de corte y momento (Posición 1-C2)

Luego se desarrolla los diagramas de corte y momento en el eje porta cuchillas, para la posición 1 – C2.

Combinando los planos ortogonales como vectores para obtener el momento total para la posición 1 – C2:

$$M_{1-C2} = \sqrt{91.91^2 + 332.60^2}$$

$$M_{1-C2} = 345.06 \text{ KN} \cdot \text{mm} = 345.06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

c. Posición 2 y Cargas Aplicadas en la Cuchilla C1

En la figura 3.15 se muestra el eje trabajando en la posición 2 – C1.

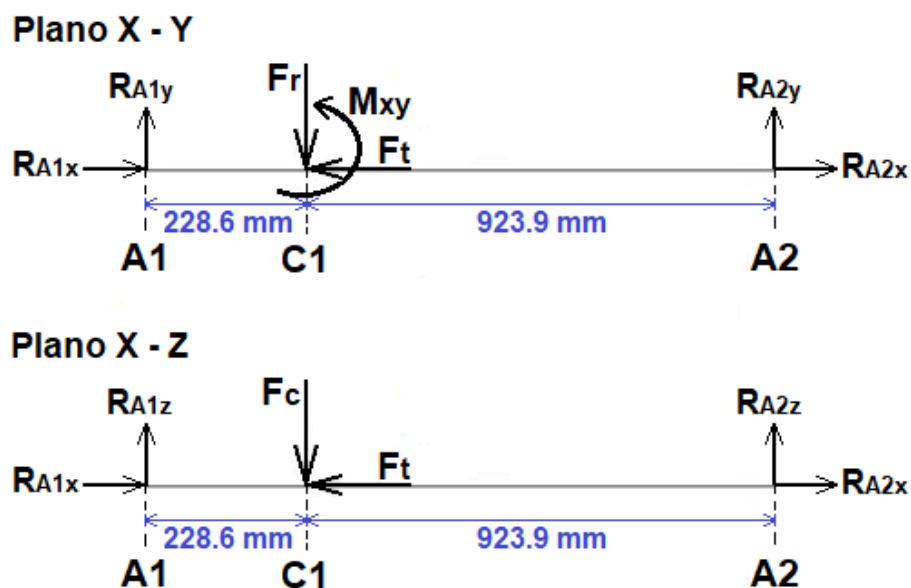


Figura 3.15. Diagrama de cuerpo libre de la posición 2 – C1

Se calculan las reacciones en los apoyos de guía del eje porta cuchillas, para la posición 2 – C1.

Plano x-y:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{A1x} + R_{A2x} = F_t \quad \xrightarrow{\text{Donde}} \quad R_{A1x} = R_{A2x} \rightarrow R_{A1x} = R_{A2x} = F_t/2$$

$$R_{A1x} = R_{A2x} = 0.45 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = F_r \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = 0.45 \text{ KN} \quad (i)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1y} \times 1152.5 \text{ mm} - M_{xy} - F_r \times 923.9 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1y} = \frac{F_r \times 923.9 \text{ mm} + M_{xy}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{0.45 \text{ KN} \times 923.9 \text{ mm} + 45.72 \text{ KN} \cdot \text{mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1y} = 0.40 \text{ KN}$$

De la relación (i), se obtiene:

$$R_{A2y} = 0.05 \text{ KN}$$

Plano x-z:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = F_c \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = 1.8 \text{ KN} \quad (ii)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1z} \times 1152.5 \text{ mm} - F_c \times 923.9 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1z} = \frac{F_c \times 923.9 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{1.8 \text{ KN} \times 923.9 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1z} = 1.44 \text{ KN}$$

De la relación (ii), se obtiene:

$$R_{A2z} = 0.36 \text{ KN}$$

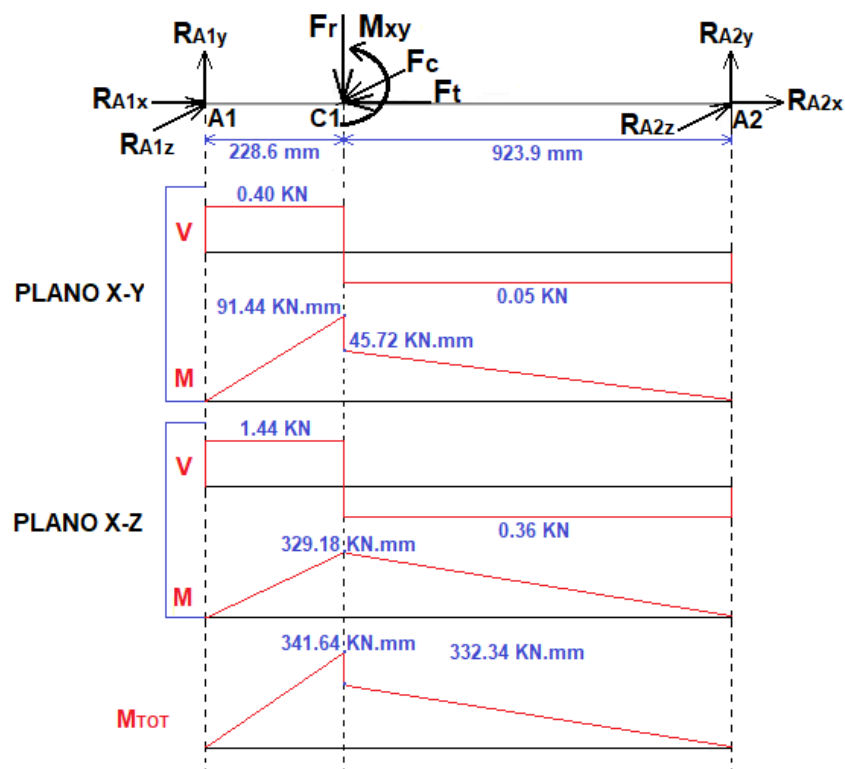


Figura 3.16. Diagrama de corte y momento (Posición 2-C1)

Luego se desarrolla los diagramas de corte y momento en el eje porta cuchillas, para la posición 2 – C1.

Combinando los planos ortogonales como vectores para obtener el momento total para la posición 2 – C1:

$$M_{2-C1} = \sqrt{91.44^2 + 329.18^2}$$

$$M_{2-C1} = 341.64 \text{ KN} \cdot \text{mm} = 341.64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

d. Posición 2 y Cargas Aplicadas en la Cuchilla C2.

En la figura 3.17 se muestra el eje trabajando en la posición 2 – C2.

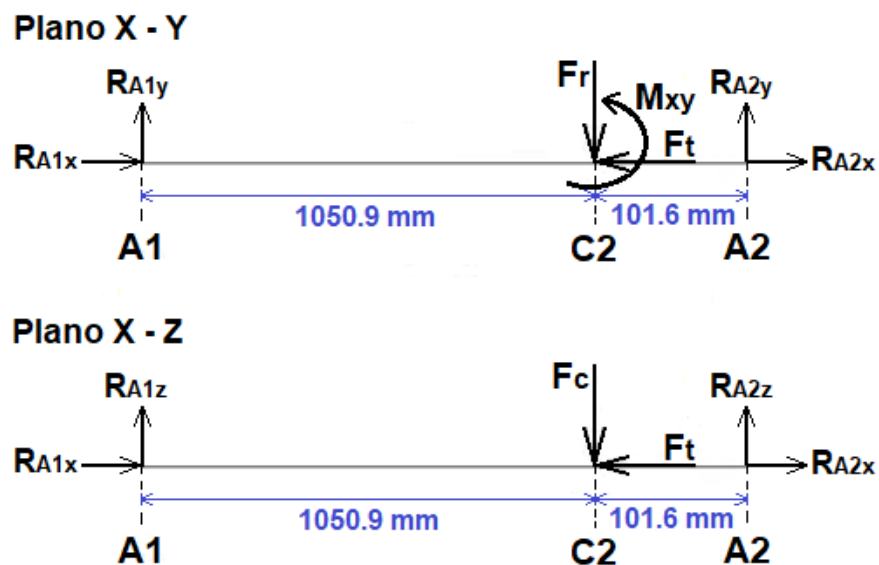


Figura 3.17. Diagrama de cuerpo libre de la posición 2 – C2

Se calculan las reacciones en los apoyos de guía del eje porta cuchillas, para la posición 2 – C2.

Plano x-y:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{A1x} + R_{A2x} = F_t \quad \xrightarrow{\text{Donde}} \quad R_{A1x} = R_{A2x} \rightarrow R_{A1x} = R_{A2x} = F_t/2$$

$$R_{A1x} = R_{A2x} = 0.45 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = F_r \rightarrow R_{A1y} + R_{A2y} = 0.45 \text{ KN} \quad (i)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1y} \times 1152.5 \text{ mm} - M_{xy} - F_r \times 101.6 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1y} = \frac{F_r \times 101.6 \text{ mm} + M_{xy}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{0.45 \text{ KN} \times 101.6 \text{ mm} + 45.72 \text{ KN} \cdot \text{mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1y} = 0.08 \text{ KN}$$

De la relación (i), se obtiene:

$$R_{A2y} = 0.37 \text{ KN}$$

Plano x-z:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = F_c \rightarrow R_{A1z} + R_{A2z} = 1.8 \text{ KN} \quad (ii)$$

$$\sum M_{A2} = 0 \rightarrow R_{A1z} \times 1152.5 \text{ mm} - F_c \times 101.6 \text{ mm} = 0$$

$$R_{A1z} = \frac{F_c \times 101.6 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}} = \frac{1.8 \text{ KN} \times 101.6 \text{ mm}}{1152.5 \text{ mm}}$$

$$R_{A1z} = 0.16 \text{ KN}$$

De la relación (ii), se obtiene:

$$R_{A2z} = 1.64 \text{ KN}$$

Luego se desarrolla los diagramas de corte y momento en el eje porta cuchillas, para la posición 2 – C2.

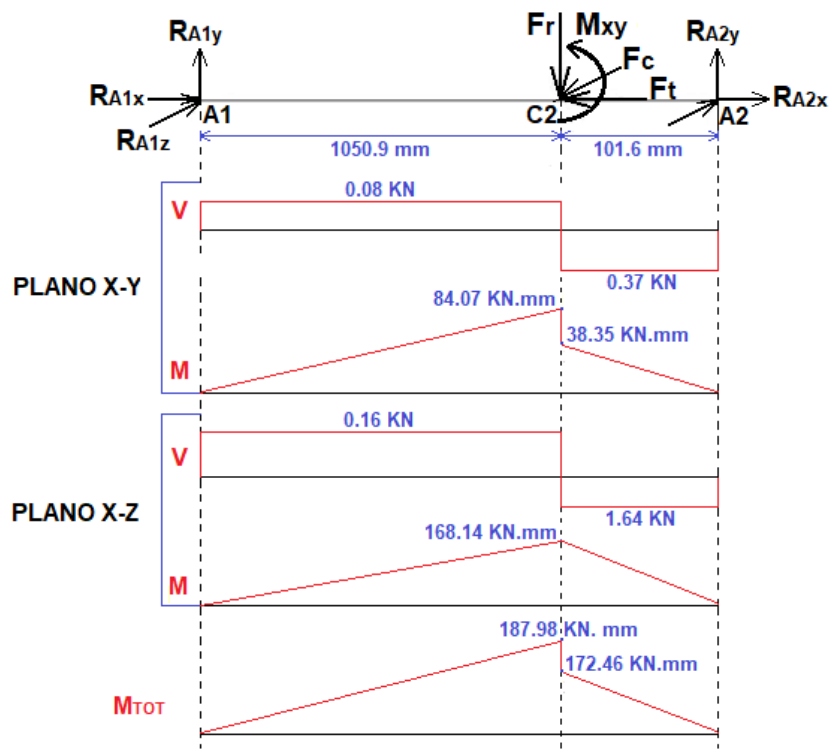


Figura 3.18. Diagrama de corte y momento (Posición 2-C2)

Combinando los planos ortogonales como vectores para obtener el momento total para la posición 2 – C2:

$$M_{2-C2} = \sqrt{84.07^2 + 168.14^2}$$

$$M_{2-C2} = 187.98 \text{ KN.m} = 187.98 \text{ N.m}$$

Calculo del diámetro del eje porta cuchillas.

Con lo antes mencionando para el dimensionamiento de los ejes, se considera un diseño por esfuerzos en ejes para la posición crítica, por el criterio ED-ASME se tiene la siguiente ecuación (Libro de Diseño en Ingeniería Mecánica - Shigley).

Para propósitos de diseño, despejando el diámetro del eje “d”, se obtiene:

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

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, entonces M_m y T_a se puede igualar a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Mediante la ecuación, se determinará el diámetro mínimo del eje porta cuchillas, por lo cual se estará hallando los parámetros que intervienen en la ecuación.

- ✓ Para cálculos posteriores se considera al Acero ASTM A36 que tiene un límite de fluencia de $S_y = 250 \text{ MPa}$ y una resistencia a la tracción de $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$, por las facilidades de adquisición que existe en el país de este acero.
- ✓ Se considera que el eje porta cuchillas, no presenta ninguna irregularidad o discontinuidad (ranuras o muescas), por lo que la sensibilidad a la muesca “q” es igual a cero, con lo que se tiene lo siguiente.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \xrightarrow{q=0} \quad k_f = 1$$

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) \quad \xrightarrow{q=0} \quad k_{fs} = 1$$

- ✓ Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica del eje porta cuchillas “ S_e ”, vendría ser:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_e$$

- Para determinar (S'_e), se utiliza el anexo A6, lo cual es:

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 400 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 200 \text{ MPa}$$

- Para determinar (k_a), se utiliza la tabla del anexo A7, lo cual es:

$$k_a = a \times S_{ut}^b \xrightarrow{\text{Maquinado}} k_a = 4.51 \times 400^{-0.265}$$

$$k_a = 0.92$$

- Para determinar (k_b), como este factor depende del diámetro del eje, lo cual es la que queremos determinar, entonces para “ k_b ” se considera un valor de:

$$k_b = 0.9$$

- Para determinar (k_c), se utiliza el cuadro del anexo A8, lo cual elegimos el valor de la carga por torsión (El más bajo).

$$k_c = 0.59$$

- Para determinar (k_d), se utiliza la tabla del anexo A9, lo cual es:

$$k_d \xrightarrow{T=20^\circ C} k_d = 1$$

- Para determinar (k_e), se utiliza la tabla del anexo A10, para una confiabilidad del 99.99%, es de:

$$k_e = 0.702$$

Calculando S_e , a partir de lo establecido:

$$S_e = 0.92 \times 0.9 \times 0.59 \times 1 \times 0.702 \times 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 68.59 \text{ MPa}$$

- ✓ Para el factor de seguridad (n), se considera un factor de $n = 2$, que influye la seguridad de las personas y las incertidumbres en la resistencia.

- ✓ El par de torsión medio (T_m), se determina de la siguiente manera:

$$T_m = F_c \times L_c = 1.8 \text{ KN} \times 50.8 \text{ mm}$$

$$T_m = 91.44 \text{ N.mm}$$

- ✓ El momento flexionante alternante (M_a), vendría ser el momento flexionante mas alto, la cual se da en la posición 1 – C2, con un valor de:

$$M_a = M_{1-C2} = 345.06 \text{ N.m}$$

Calculando el diámetro del eje porta cuchillas por la ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{(1)(345.06)}{68.59 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{(1)(91.44)}{250 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.047 \text{ m} = 47 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo para el eje porta cuchillas vendría ser 47 mm, por lo que se tiene la siguiente relación:

$$D_{eje} \geq 47 \text{ mm}$$

El diámetro que se aproxima a las medidas estándar para una barra redonda de acero ASTM A36, es de 2 pulgadas o 50.8 mm.

- **Análisis de pandeo del eje porta cuchillas:**

Con las distancias ya determinadas como se muestra en la figura 3.19 y un diámetro de 50.8 mm. Evaluamos si el eje sufre del fenómeno de pandeo.

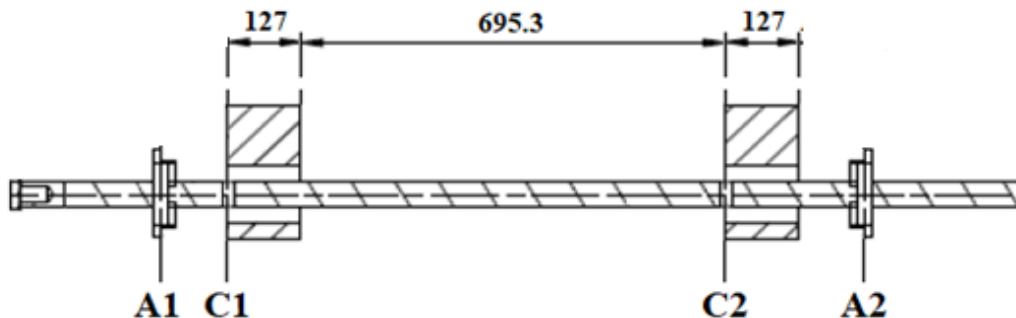


Figura 3.19 Eje porta herramientas

Longitud: 695 mm

Diámetro: 50.8 mm

De la ecuación para una columna sometida a una carga centrada tenemos:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{l_e}{k}\right)^2}$$

El radio de giro será:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$k = \sqrt{\frac{\frac{\pi r^4}{4}}{\pi r^2}} = \sqrt{\frac{r^2}{4}} = \sqrt{\frac{0.0254}{4}}$$

$$k = 79.6 \cdot 10^{-3}$$

Para el acero de eje se tiene un módulo elástico de 200 GPa.

El área será:

$$A = \pi r^2 = \pi(0.0254)^2$$

$$A = 20.27 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

La longitud corregida para un lado considerado como empotrado:

$$l_e = 0.5 l = 0.5 \times 695 = 0.3475 \text{ m}$$

Entonces la fuerza crítica de pandeo será:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \times 200 \times 10^9 \times 20.27 \times 10^{-4}}{\left(\frac{0.3475}{0.00796}\right)^2}$$

$$P_{crit} = 20.99 \times 10^5 \text{ N}$$

Para un factor de seguridad de 5 tenemos:

$$P_{crit} = \frac{20.99 \times 10^5 \text{ N}}{5} = 419 \text{ kN}$$

La relación con la fuerza de avance 0.9 kN que origina carga axial en el eje será:

$$0.9 \text{ kN} < 419 \text{ kN}$$

La fuerza aplicada es menor por lo tanto no sucede pandeo.

- **Alojamientos para las cuchillas:**

El eje está formado por dos alojamientos principales para las cuchillas y alojamientos auxiliares distribuidos cada 250 mm uno con otro para otros posibles trabajos, cuyo diámetro se determina en base a la cuchilla seleccionada, en el presente caso la cuchilla es de 3/4 pulg o 19.05 mm, el procedimiento que se realiza, es hacer pasar una circunferencia por los vértices de la cuchilla (ver figura 3.20), así el diámetro que se aproxima es de 27 mm. A continuación, se selecciona una broca normal al agujero pasante con una calidad basta para facilitar el manejo de la cuchilla, por lo tanto, la broca que se utiliza es de diámetro 29 mm.

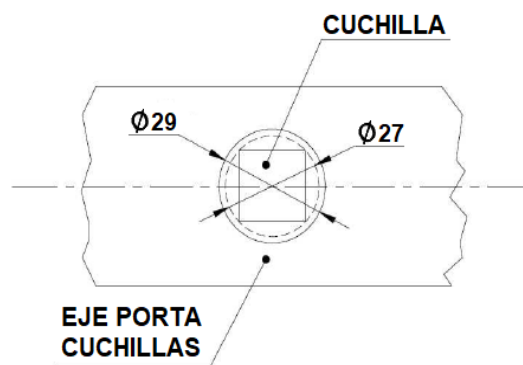


Figura 3.20. Alojamiento para la cuchilla.

- **Prisioneros:**

La función específica de los prisioneros es garantiza la sujeción y posicionamiento de las cuchillas en el proceso de mandrinado. (Ver figura 3.21).

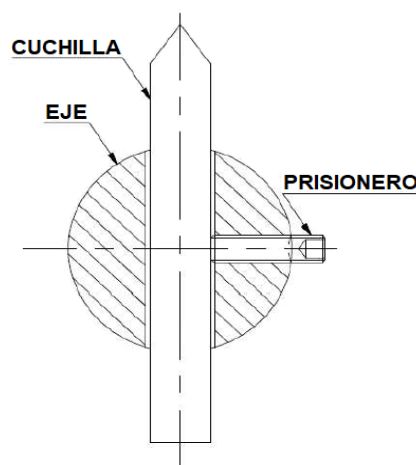


Figura 3.21. Sujeción de la cuchilla.

Los prisioneros se calculan a corte considerando la carga $F_t = 0.9 \text{ KN}$.

(Ver figura 3.22)

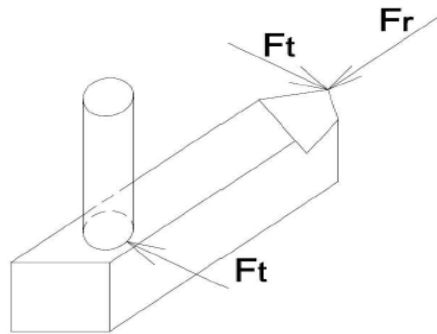


Figura 3.22. Diagrama de cuerpo libre para el prisionero.

Calculo de esfuerzo para el prisionero:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A}$$

Dónde:

F : Carga o fuerza de avance, $F = F_t$

A : Área de la sección transversal, $A = \pi \times r^2$

Reemplazando:

$$\sigma_{max} = \frac{F_t}{\pi \times r^2}$$

Además, con la siguiente condición:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{permisible}$$

Se conoce que el esfuerzo permisible vendría ser:

$$\sigma_{permisible} = \frac{S_y}{n}$$

Dónde:

S_y : Límite de fluencia del material, (Acero A36, $S_y = 250 \text{ MPa}$)

n : Factor de seguridad, ($n = 2.5$)

Entonces:

$$\sigma_{max} = \frac{F_t}{\pi \times r^2} \leq \frac{S_y}{n} = \sigma_{permisible}$$

$$\frac{F_t}{\pi \times r^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

Despejando “r”:

$$r \geq \sqrt{\frac{F_t \times n}{\pi \times S_y}}$$

Reemplazando:

$$r \geq \sqrt{\frac{0.9 \times 10^3 \times 2.5}{\pi \times 250 \times 10^6}}$$

$$r \geq 0.0017 \text{ m}$$

$$r \geq 1.7 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se necesita de un prisionero con un diámetro mayor a 3.4 mm y por facilidad de adquisición en el mercado se coloca prisioneros de M10x25.

- Selección de Rodamientos

Para la selección del rodamiento calculan las cargas axiales y radiales que soportan cada uno de ellos, la cuales se determinaron anteriormente para las cargas en los apoyos del guía del eje porta cuchillas donde se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 3.10: Resumen de cargas en los apoyos

CARGAS EN LOS APOYOS A1 Y A2 PARA TODAS LAS POSICIONES								
Cargas	Posición 1 – C1		Posición 1 – C2		Posición 2 – C1		Posición 2 – C2	
	A1	A2	A1	A2	A1	A2	A1	A2
RX	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN	0.45 KN
RY	0.37 KN	0.08 KN	0.05 KN	0.40 KN	0.40 KN	0.05 KN	0.08 KN	0.37 KN
RZ	1.64 KN	0.16 KN	0.36 KN	1.44 KN	1.44 KN	0.36 KN	0.16 KN	1.64 KN

Para las cargas que resisten los rodamientos en los apoyos, estas serán las cargas máximas para lo cual la carga radial y axial será:

$$F_r = 1.64 \text{ KN} \quad F_a = 0.45 \text{ KN}$$

Estas cargas máximas serán las que resista los rodamientos con un diámetro igual a el eje porta cuchillas ($d = 50 \text{ mm}$), se procede a seleccionar los rodamientos, con la siguiente formula.

Selección del tamaño del rodamiento utilizando la fórmula de la vida útil.

- Carga equivalente:

La carga dinámica equivalente “P” del rodamiento se puede calcular con la siguiente ecuación general.

$$P = X F_r + Y F_a$$

Dónde:

F_r : Carga radial, $F_r = 1.64 \text{ KN}$

F_a : Carga axial, $F_a = 0.45 \text{ KN}$

X : Factor de carga radial

Y : Factor de carga axial

Para un rodamiento rígido de bolas de una hilera, los factores de carga son:

$$X = 0.56 \quad Y = 1.6$$

La carga dinámica equivalente vendría ser:

$$P = 0.56 \times 1.64 \text{ KN} + 1.6 \times 0.45 \text{ KN}$$

$$P = 1.638 \text{ KN} = 1638 \text{ N}$$

➤ Vida estimada para el rodamiento:

De la guía de valores SKF, la vida nominal L_{10h} , sería:

$$L_{10h} = 750 \text{ hrs.}$$

Según la ecuación, de la vida de un rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times N} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Tenemos:

- ✓ Velocidad del eje: $N = 75 \text{ RPM}$
- ✓ Se seleccionará un rodamiento rígido de bolas de una hilera, donde: $p = 3$

De la ecuación de la vida del rodamiento despejamos la carga de dinámica:

$$60 \times N \times L_{10h} = 10^6 \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$\sqrt[p]{\frac{60 \times N \times L_{10h}}{10^6}} = \frac{C}{P}$$

$$C = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times N \times L_{10h}}{10^6}}$$

Se procede a calcular la carga dinámica (C):

$$C = 1\,638 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 75 \times 750}{10^6}}$$

$$C = 2\,457\,N = 2.46\,KN$$

De las tablas SKF, para rodamientos rígidos de bolas de una hilera se selecciona para un diámetro de eje $d = 50\,mm$, con cargas dinámica $C = 2.46\,KN$, seleccionamos rodamientos con la designación 61810 (Ver anexo A.11), esto para los dos rodamientos que se ubicando en el apoyo A1 y A2.

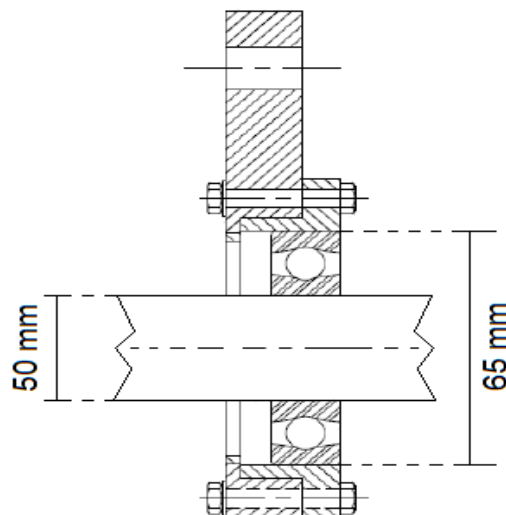


Figura 3.23. Rodamiento rígido de bolas de una hilera (SKF-61810)

- Selección del Soporte o Apoyo del Eje Porta Cuchillas

La selección del soporte o apoyo del eje porta cuchillas se realiza en base a la medida del rodamiento, entonces se selecciona un soporte-brida de tres agujeros UCFB210 (Ver anexo A.12).

- Tornillo y Guías de Unión Brida del Control de Avance.

Para el control de avance, se establecerá una unión brida desde el motor hasta el apoyo A1, esto por medio de un tornillo que servirán para fijar el motor con el eje porta cuchillas.

Para unir la brida cilíndrica se usarán 1 tornillo métrico y 2 guías (M24) con una longitud total de 500 mm cada uno. Estarán distribuidos de forma radial separados 120° y situados a 100 mm del eje de las piezas:

El tornillo soportara la fuerza axial que se produce en el eje porta cuchillas para ser transmitida por este, para ello calcularemos primero la fuerza cortante donde esta se considera igual a la fuerza axial.

$$Q(\text{cortante}) = F_a$$

Por medio de la tabla anterior (Tabla 3.2), la fuerza axial (F_a) es 0.45 KN.

Luego la fuerza cortante soportada por el tornillo es:

$$Q_p = 450 \text{ N}$$

Donde Q_p , es la fuerza cortante soportada por el tornillo, y esta carga se le multiplica por un factor de seguridad de 2.5 para certificar su funcionamiento.

$$Q_{p,a} = 2.5 \times Q_p = 2.5 \times 450 \text{ N} = 1125 \text{ N}$$

Luego, para el cálculo del esfuerzo cortante seguiremos con el procedimiento que se describe en el apartado de uniones atornilladas del libro "Diseño de máquinas" de Robert L. Norton.

Comenzaremos por calcular el área cortante por barrido:

$$A_s = \pi \times d_r \times w_i \times p$$

Para una rosca ISO de tamaño M24 (Ver anexo A.13).

d_r : Diámetro menor del tornillo, $d_r = 20.32 \text{ mm}$

w_i : Factor de paso, $w_i = 0.8$

p : Paso, $p = 3.0 \text{ mm}$

Por lo tanto:

$$A_s = \pi \times 20.32 \times 3.0 \times 0.8 = 153.21 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante para cada uno de los pernos será:

$$\tau_p = \frac{Q_{p,a}}{A_s} = \frac{1\ 125 \text{ N}}{153.21} = 7.34 \text{ N/mm}^2$$

Para la tensión admisible tomaremos:

$$\tau_{adm} = 0.577 \times S_{yt}$$

Donde S_{yt} , es la resistencia a la tracción del tornillo, la cual mediante la siguiente tabla se muestran los siguientes valores:

Tabla 3.11: Valores de resistencia a la tracción del tornillo

Clase de resistencia	Resistencia a rotura R_m en $[\text{N/mm}^2]$	Límite elástico R_e en $[\text{N/mm}^2]$
4.6	400	240
5.6	500	300
5.8	500	400
6.8	600	480
8.8	800	640
10.9	1000	900
12.9	1200	1080

Para lo cual el tornillo a utilizar será de una calidad de 8.8, donde su resistencia a la tracción será de 800 N/mm^2 , por consiguiente, se tiene:

$$\tau_{adm} = 0.577 \times 800 = 461.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \tau_p = 7.34 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, el tornillo seleccionado cumple al esfuerzo cortante calculado para este dispositivo.

Las los dos guías estarán sometidos a un esfuerzo flexionante junto al tornillo, provocado por el momento que causan todas las piezas con respecto a la situación de estas guías junto al tornillo. Para el cálculo de este esfuerzo flexionante que involucra solo el peso del motor y del reductor, esto debido a que las guías junto al tornillo están cargando con el peso del motor reductor con el cardan, mas no el eje porta cuchillas. Como podemos ver en la figura 3.24.

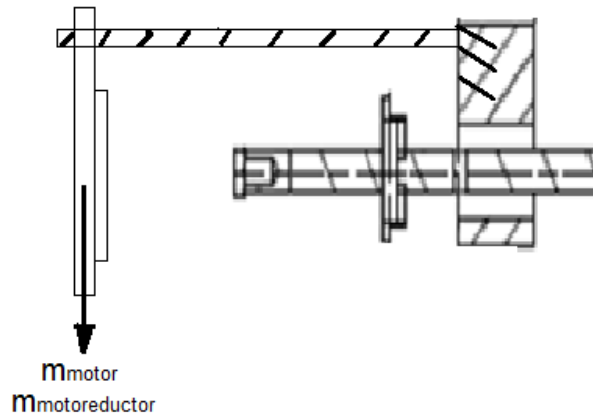


Figura 3.24 Carga en las barras guía.

Luego se tiene el momento flexionante para la posición crítica por medio de la siguiente ecuación:

$$M = \sum P \times d$$

Donde “P” es el peso total del motor y del reductor seleccionado, y “d” es la distancia máxima que se encuentra el peso total con respecto al guía junto a los tornillos.

Para la distancia máxima “d”, se le considera la longitud total establecida anteriormente: $d = 500 \text{ mm}$

El peso total “P”, es la suma de las masas del motor con el reductor por la gravedad.

$$P = (m_{motor} + m_{reductor}) \times g$$

Dónde:

$$m_{motor} = 15 \text{ Kg}$$

$$m_{reductor} = 5 \text{ Kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Entonces el peso total es:

$$P = (15 + 5) \times 9.81$$

$$P = 196.2 \text{ N}$$

Reemplazamos para obtener el momento flector:

$$M = 196.2 \text{ N} \times 500 \text{ mm}$$

$$M = 98\,100 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Este momento flector es soportado por los 2 guías junto al tornillo (M24), entonces se divide por 3 para obtener el momento flector soportado por cada elemento.

$$M_e = \frac{M}{3} = \frac{98\,100 \text{ N}\cdot\text{mm}}{3} = 32\,700 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

La fuerza resultante con respecto al eje, vendría ser:

$$F = \frac{M_e}{r}$$

Donde "r" es el radio de la circunferencia que contiene al tornillo junto a los guías.

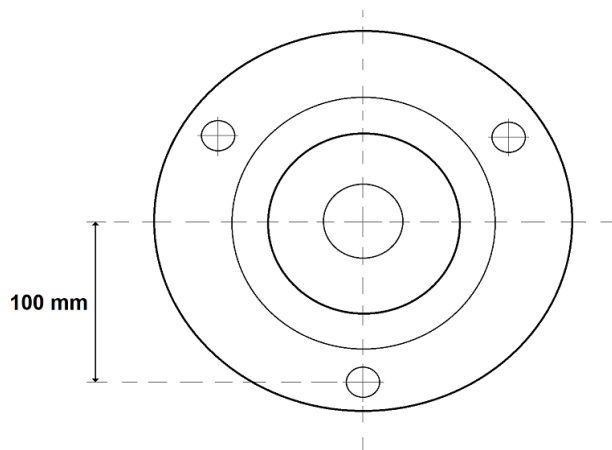


Figura 3.25 Posición de guías y tornillo de avance en la brida soporte

Donde el radio es 100 mm, entonces se tiene:

$$F = \frac{32\,700 \text{ N}\cdot\text{mm}}{100 \text{ mm}} = 327 \text{ N}$$

Nuevamente se le multiplica por un factor de seguridad de 2.5 para certificar su funcionamiento.

$$F_m = 2.5 \times 327 = 817.5 \text{ N}$$

Como anteriormente, siguiendo el procedimiento descrito en “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton, la tensión se calculará:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

Para M10, de acuerdo al anexo A13: $A_t = 352.5 \text{ mm}^2$

La tensión será:

$$\sigma = \frac{F_m}{A_t} = \frac{817.5 \text{ N}}{352.5 \text{ mm}^2} = 2.32 \text{ N/mm}^2$$

Para las dos guías y el tornillo de calidad 8.8 la resistencia a tracción es de 800 N/mm² por los que cumple la tracción y se puede afirmar también, que el límite elástico es de 640 N/mm², que las guías y el tornillo trabajaran elásticamente.

Brida soporte.

La brida es un componente adicional que va junto al soporte que está en el apoyo A1, esta tiene que tener un diámetro que contenga a los tornillos y guías que unen al motor-reductor con el eje porta cuchillas.

Por lo cual se establece un diseño con la finalidad que encaje justo en la parte superior del soporte seleccionado:

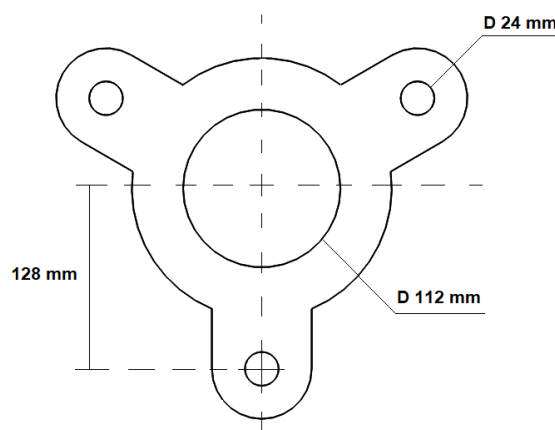


Figura 3.26. Esquema de la Brida seleccionada.

3.4. Modelamiento y análisis de la maquina en software Solidworks.

El modelado y esquematizado de la maquina portátil se describe en la figura 3.27

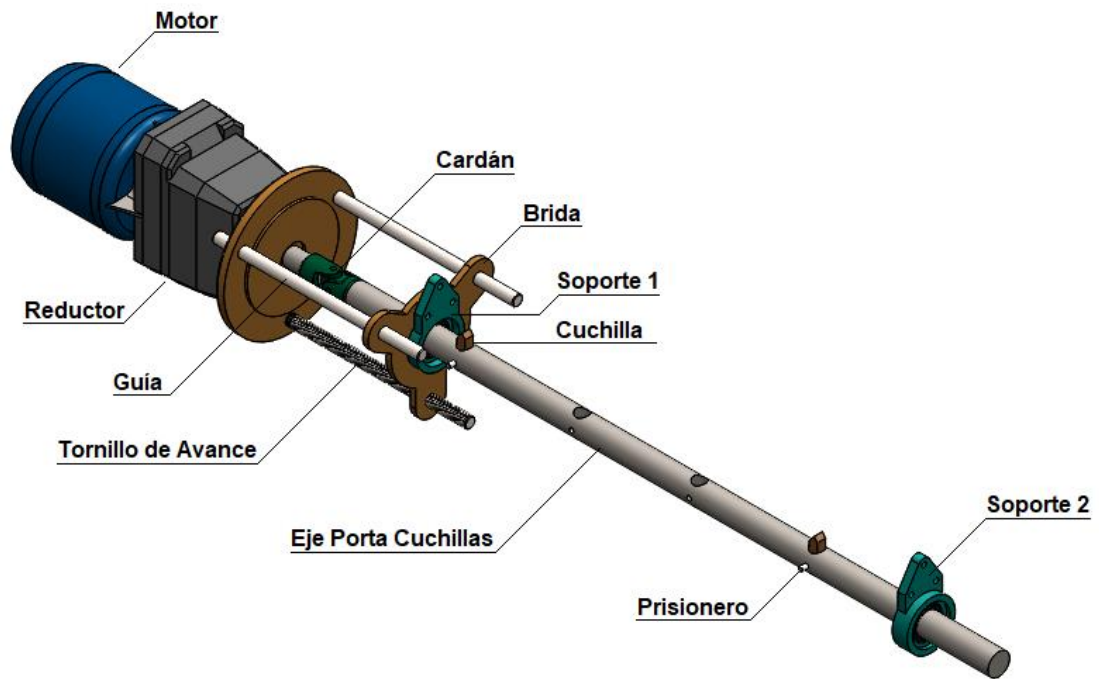


Figura 3.27. Maquina Mandrinadora. (Modelamiento SolidWorks)

Con la ayuda del software SolidWorks, se llegó a elaborar los elementos de cada parte de la maquina mandrinadora con la finalidad de poder observar la maquina completa ensamblada, con sus respectivas vistas (Figura 3.28).

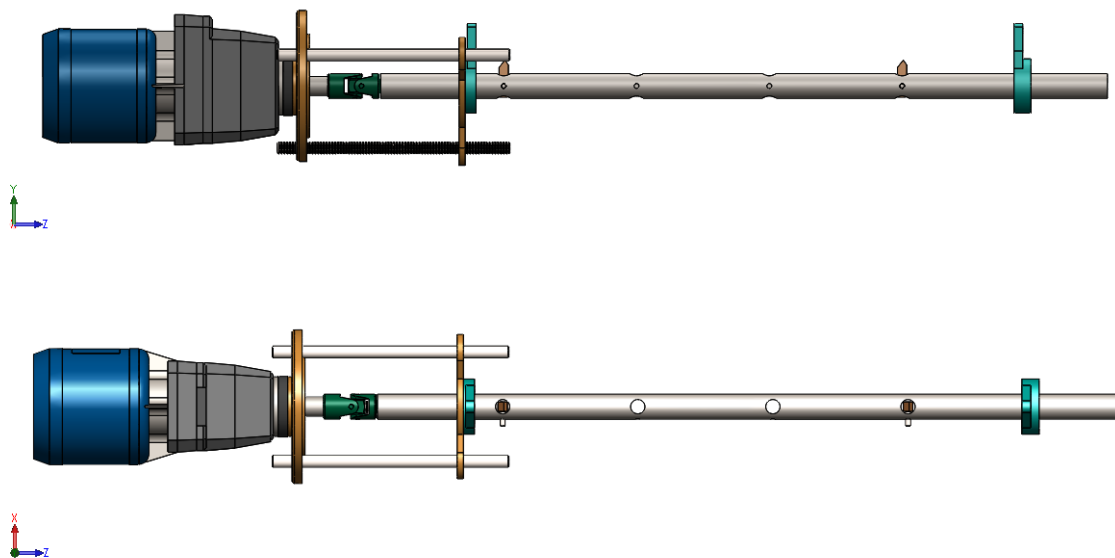


Figura 3.28. Maquina Mandrinadora vista frontal y superior.

Análisis del eje porta cuchillas.

Así mismo se llegó a simular el eje porta cuchillas, por medio del Software SolidWorks, para la máxima tensión producida (Von Mises).

Para lo cual, primero se llegaron a establecer las sujeciones justo en los apoyos que se encuentra en cada lado de los extremos (Verde) y así mismo las cargas externas para posición crítica fuerza de corte 1800 N en el eje Y, fuerza de avance 900 N en el eje Z y fuerza radial 450 N en el eje X; la cual se da para la posición 1 aplicada en la cuchilla 2 (Magenta), como se muestra en la siguiente imagen.

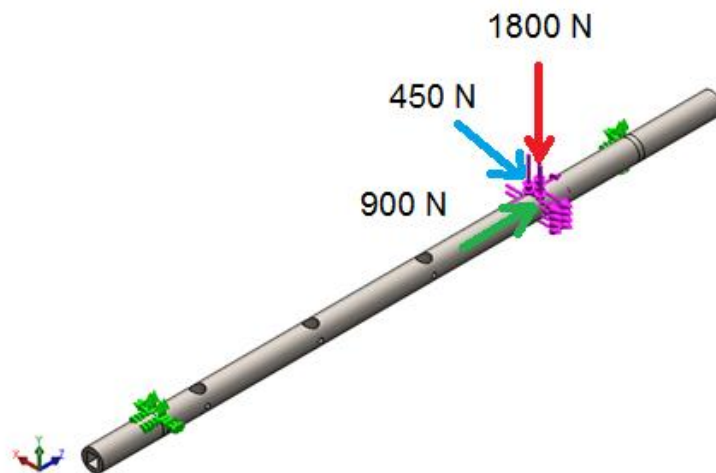


Figura 3.29. Sujeciones y Cargas externas para el eje porta cuchillas.

Luego se establece el enmallado correspondiente para solidos curvos, con una densidad malla intermedia, como se muestra a continuación (Figura 3.30).



Figura 3.30. Mallado del eje porta cuchillas.

Para terminar, se ejecuta el estudio de simulación para el eje porta cuchillas, obteniendo el siguiente resultado.

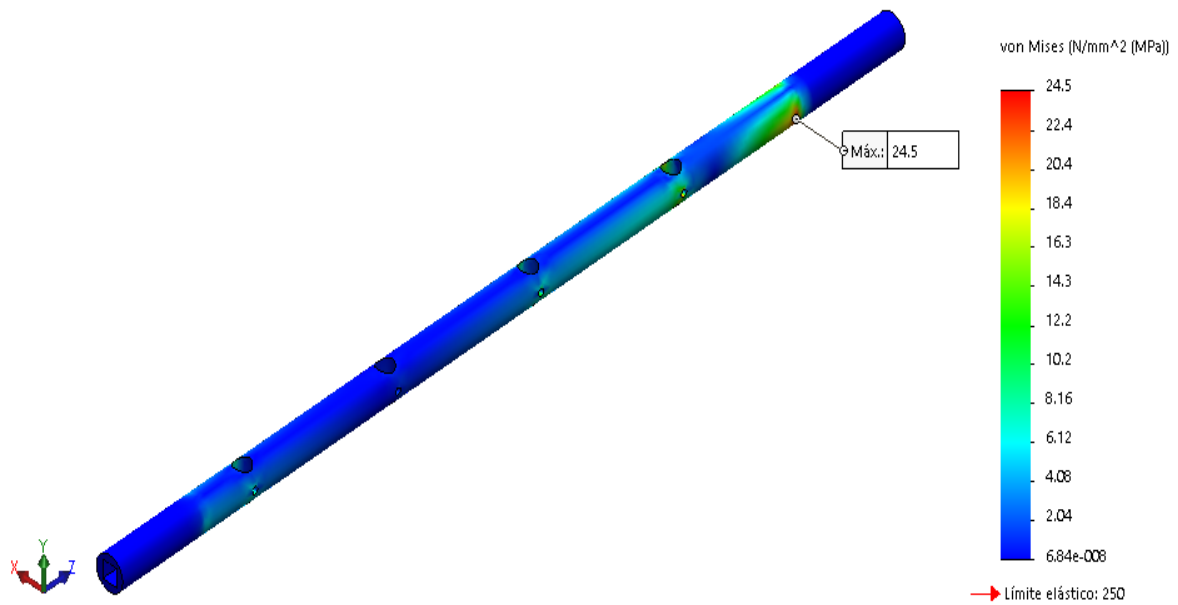


Figura 3.31. Estudio de tensiones para el eje porta cuchillas

Se puede observar en el estudio de tensiones para el eje porta cuchillas que la tensión máxima es de 24.5 MPa, ubicada justo en donde se ubica el soporte 2.

También se ejecutó el estudio para el desplazamiento máximo en el eje porta cuchillas, obteniendo lo siguiente.

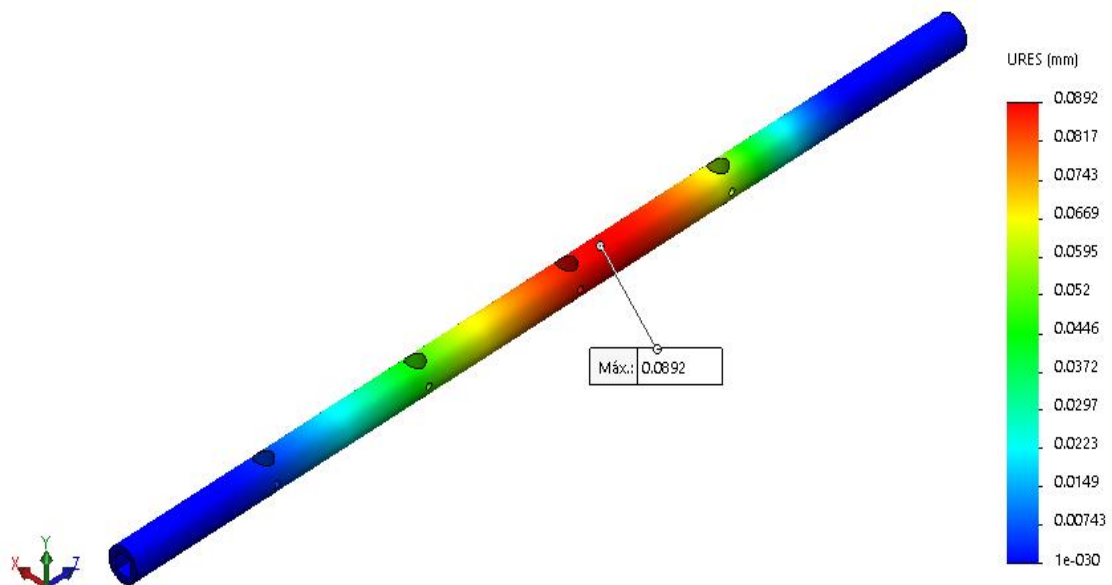


Figura 3.32. Estudio de desplazamientos para el eje porta cuchillas

Se puede observar en la figura 3.32, que el desplazamiento máximo vendría ser de 0.0892 mm, aproximadamente en la parte del medio del eje porta cuchillas.

Por último, se llegó a establecer el factor de seguridad para el eje porta cuchillas, obteniendo la siguiente figura 3.33.

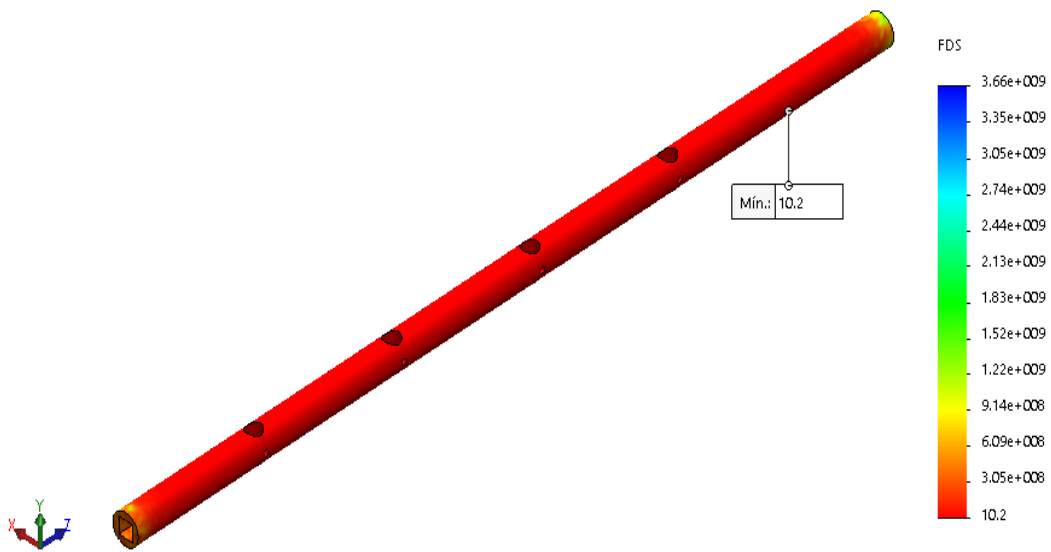


Figura 3.33. Factor de seguridad para el eje porta cuchillas

Se puede observar en la figura 3.33, que el factor de seguridad es de 10.2, el cual se encuentra ubicado en el soporte 2, con este valor se puede apreciar que el eje no presenta ningún inconveniente al momento de su funcionamiento.

3.5. Análisis económico del proyecto.

El presupuesto para la fabricación de la maquina está compuesto por los siguientes materiales.

Tabla 3.12. Análisis económico del proyecto (fuente propia)

Descripción	Precio	Cantidad	Total (S/.)
Motor de 2 hp	1 200.00	1	1200.00
Motor reductor	450.00	1	450.00
Eje porta herramienta de 2 pulg.	350.00	1	350.00
Cardan	250.00	1	250.00
Palanca para la barra de avance	75.00	1	75.00
Cuchilla herramienta de tungsteno	180.00	1	180.00
Bridas de ajuste	85.00	2	170.00
Rodajes modelo 61810	45.00	2	90.00
Barra de acero de 1 pulg.	70.00	2	140.00
Barra roscada de 1 pulg.	95.00	1	95.00
Tornillos de ajuste	5.00	6	30.00
Prisioneros M10x25	2.00	16	32.00
Costos por maquinado de piezas	300.00	1	300.00
Total			3 362.00

Los precios de ensamblado es de S/. 2000.00

Entonces eso genera una inversión de S/. 5 362.00

Análisis económico de la empresa Lely Special Corporation S.A.C.

INVERSIONES	Cantidad	Precio S/	Sub total S/.
Costo de materiales	1	3 362.00	3 362.00
Fabricación	1	2 000.00	2 000.00
			5 362.00

Beneficio:

Gasto de operación en llevar los cucharones a planta	3 500.00
Gasto de operación la mandrinadora portátil	1 500.00
Total ahorro	2 000.00

Muestra VAN Y TIR del cliente.

FLUJO DE FONDO NETOS		
Años	Flujo de fondos	Movimiento en el periodo - meses
INVERSION	S/. 5 362.00	Costo inicial de fabricación
1	2 000.00	Beneficios netos mensuales
2	2 000.00	
3	2 000.00	
4	2 000.00	
TIR	22%	TIR > Tasa interés
TASA INTERES	15%	Proyecto es rentable
VAN	S/. 347.00	VAN > 0

PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION	
2.8	Meses

IV. DISCUSIONES

- La característica de los alojamientos para pines en los cucharones de cargadores frontales son semejantes a los alojamientos para ejes de plataformas de camas bajas del transporte de carga pesada descritos por Champutiz H. de acero de alta resistencia.

- La alternativa elegida se dio por medio del método generalizado de diseño, como en los antecedentes, los modelos óptimos fueron elegidos de varias alternativas por las cualidades que estas presentaban.

- El cálculo analítico para determinar la geometría de muchos de los elementos de la maquina mandrinadora se realizaron de forma similar a los conceptos descritos por los anteriores trabajos. Para determinar la potencia requerida por que la máquina realice el trabajo de mandrinado se consideraron los parámetros de maquinado, para nuestro resultado tenemos un motor de 2 hp con un motor reductor a una velocidad 78 rpm, y las fuerzas de corte 1800 N, de avance 900 N y radial 450 semejantes a las encontradas por Champutiz H. en su investigación descrita en los antecedentes donde usa un motor de potencia 2 hp, y la fuerza de corte es 2300 N, fuerza de avance 1750 N y la fuerza radial 575 N.

- Los procesos de manufactura que se presentan en los antecedentes son procesos similares que por medio de un sistema de giro angular rectifican el diámetro de piezas de forma cilíndrica de diferentes diámetros, estos son el bruñido y el alesado que tienen un comportamiento general al torneado interno.

V. CONCLUSIONES

- Mediante las técnicas de recolección de datos como la observación en campo y el análisis de documentos se logró conocer las características de los alojamientos para pines de los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT como el diámetro de 4 pulgadas y el material de acero de alta resistencia que lo conforma.
- Mediante el método generalizado de diseño mecánico se eligió un modelo preliminar de la maquina portátil de mandrinado luego de conocer los requerimientos como la funcionalidad de la maquina comprendida en tres sistemas importantes: sistema para el giro angular mediante un motor eléctrico de 2 hp, sistema para el avance mediante tornillo de precisión de paso 3 mm y sistema de sujeción y transmisión del movimiento mediante bridas y cardan.
- El diseño de los componentes de la maquina mandrinadora portátil se realizó mediante la teoría de diseño de elementos de máquinas y las consideraciones de los parámetros de mecanizado los cuales son la velocidad, fuerza y potencia. La velocidad de avance es 2 mm/rev. La fuerza distribuida en tres, fuerza de corte 1800 N, fuerza de avance 900 N y fuerza radial 450 N. con la potencia se determinó usar un motor de 2 hp con un moto reductor de 78 rpm. También se determinó el elemento principal llamado eje porta cuchillas de longitud 1500 mm y diámetro 2 pulgadas con cuatro agujeros para las herramientas. Los rodamientos seleccionados son del modelo 61810 con diámetro interno de 2 pulgadas.
- Se modeló en software Solidworks la maquina mandrinadora portátil y realizo el análisis de carga estática para el eje porta herramientas encontrando un esfuerzo máximo de 24.5 MPa para una cuchilla trabajando.
- Los indicadores económicos arrojaron que el proyecto es rentable y requiere poco tiempo de retorno de la inversión ya que con el dinero que se ahorre por transporte de las piezas como cucharones de cargadores frontales devolverá esa inversión haciendo una buena relación costo beneficio.

VI. RECOMENDACIONES

En el trabajo de diseño nos enfocamos en la parte funcional y análisis de la resistencia de los elementos que componen la maquina mandrinadora portátil es por eso que encontramos otras áreas que se recomiendan observar y verificar..

- El avance manual del tornillo es de 3 mm/rev. Y el avance manual puede ser impreciso por falta de experiencia del operador es por eso que se recomienda hacer uso de sistemas electrónicos para el control del avance y precisión.
- El proyecto de diseño de una maquina mandrinadora tiene que ser más profundizado en el área de control también para los otros sistemas de giro angular y el sistema de transmisión así como la implementación de sensores para la seguridad de la máquina y el operador.
- La máquina mandrinadora portátil se diseñó para aprovechar el volumen y masa de las piezas que se necesitan mandrinar utilizándolas como bancada al ser fijada a esta, es por esto que la pieza se debe de encontrar firme y en un lugar donde la vibración producida por la maquina no haga que esta se desplace.
- Se debe realizar el análisis de vibración de la máquina mandrinadora portátil para poder descartar problemas futuros de desgaste, fisuras por fatiga, perdida de efectividad en las conexiones, en los elementos y rodamientos, además de lesiones o malestares en el operador.
- La máquina portátil para mandrinar se realizó con el fin de evitar los gastos de manipulación de las piezas pesadas en mandrinadoras industriales y así minimizar los gastos de operación.

VII. BIBLIOGRAFÍA.

Libros:

[10] SHIGLEY, Joseph. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica . Estados Unidos de America : McGraw–Hill Primis,ISBN.0390764876.

[11] GROOVER, Mikell Fundamentos de manufactura moderna. 1era ed. México, 1997. 15-24p. ISBN 968-880-846-6.

[7] ALBERT G. y Felipe T (2005). Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje. España. International Thomson Editores Spain Paraninfo S.A.

[12] BOOTHROYD G. (1978). Fundamentos del corte de metales y de las máquinas - herramientas. . Estados Unidos de America : McGraw–Hill , ISBN. 968604658-5.

Tesis:

[2] Héctor M. Champutiz (2008) tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Diseño y construcción de un dispositivo para mandrinar en sitio los alojamientos del eje porta balancín de las llantas de las camas bajas y altas. Quito-Ecuador. Escuela Politécnica Nacional-Ecuador.

[3] Mario J. Acero C. y Fabián H. Díaz P. (2012). Tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Diseño y construcción de una maquina bruñidora vertical hidráulica semiautomática para industrias Lavco Ltda. Universidad Industrial de Santander-Colombia.

[4] Renaldo P. Márquez, Orli A. Perlaza M. (2001). Tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Diseño y construcción de una maquina Alesadora para la empresa inducosta Ltda. Universidad tecnológica de Bolívar-Colombia.

[9] E. Zlatar Velazco, (2008). Diseño de una máquina trituradora de chasises. Metodología para el diseño mecánico, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima- Perú

Página Web:

[1] Lely Special Corporation. (2015), de Lely Special Corporation Sitio web: <http://www.corporacionlely.com.pe/lely.html>

[5] Caterpillar Inc. (2017). Accesorios CAT. 2017, de CAT Sitio web: https://www.cat.com/es_MX.html

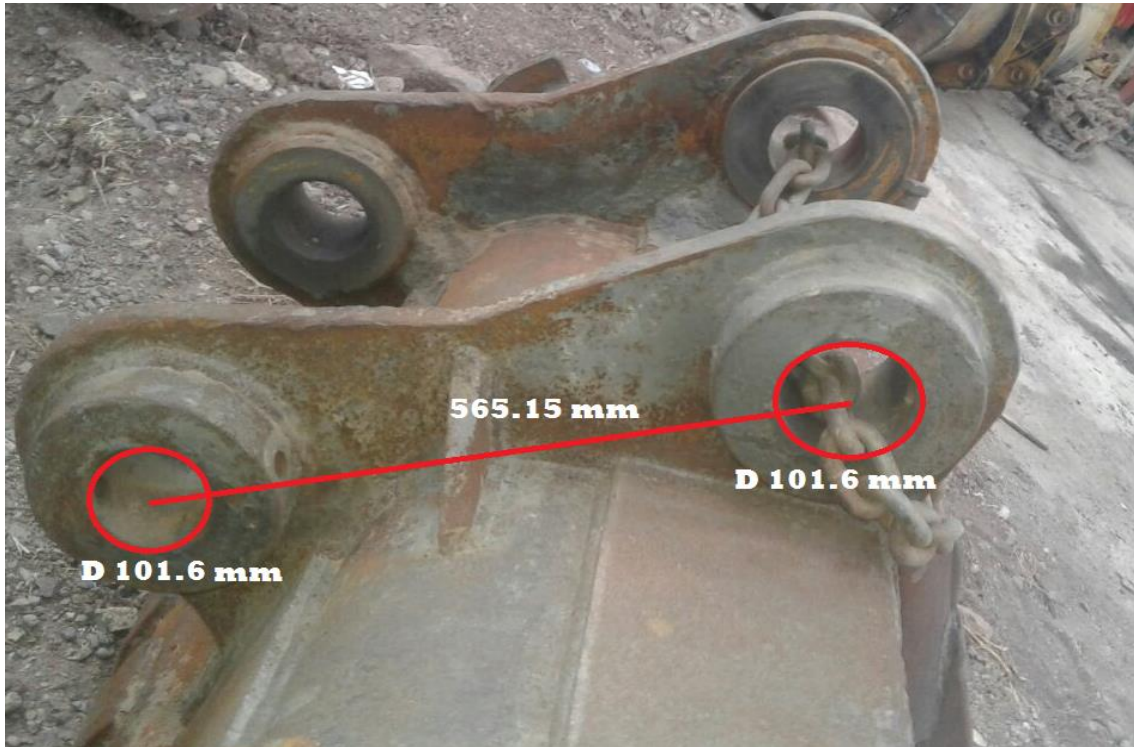
[6] FERREYROS. 2016. [En línea] 1 de Enero de 2016. [Citado el: 25 de Octubre de 2016.] <https://www.ferreyros.com.pe/nosotros/acerca-de-ferreyros/historia>.

[8] Centro de estudios de Cartagena. (2012). Mecanizado y mantenimiento de máquinas. 5 de julio del 2014, de Equipo de profesores del centro de documentación de Cartagena. España. Sitio web: <http://www.cede.es>

ANEXO:


Anexo A1

Dimensiones de cucharon tomadas en campo (fuente propia)



Extracción AWF 158

Valores de orientación para vel. de corte-ángulo de corte-fuerza esp. de corte



Los valores se refieren a corte en seco con:

- útiles de ac. rápido para vel. de corte v_{16} (durac. herram. 60 min.)
- útiles de metal duro para vel. de corte v_{240} (durac. herram. 240 min.)
- áng. de posición $\chi = 45^\circ$, áng. punta $\epsilon = 90^\circ$, áng. inclinac. $\lambda = 0...8^\circ$
- con metales ligeros y materiales sintéticos y prensados $\lambda = 5...10^\circ$

Los valores de orientación sirven para profund. de corte hasta 5 mm, para > 5 mm la velocidad de corte es un 10...20% menor.

Los val. de la fza. espec. de corte son para una profund. de corte de 2...10 veces el avance

Material	Util	Ángulos corte		Avance s en (mm/rev)						Avance s en mm/rev			
		α cc	γ °	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	0,1	0,2	0,4	0,8
				Velocidad de corte v en m/min						Fuerza específica de corte k_s Sección de tensiones N/mm ²			
Acero sin alea St 34, St 37, St 42	SS	8	14		60	45	34	25	19				
	S	5	10	280	236	200	170	147	126	3600	2600	1900	1380
St 50, St 60	SS	8	14		44	32	24	18	14				
	S	5	10	240	205	175	145	120	104	4100	2950	2150	1540
St 70	SS	8	14		32	24	18	13	10				
	S	5	10	200	170	132	106	84	72	4400	3150	2300	1640
Acero moldeado	SS	8	10		34	25	19	14	11				
	S	5	6	118	100	85	71	58	50	3600	2600	1900	1360
Aceros aleados	SS	8	10		24	17	12	8,5	(6)				
	S	5	6	150	118	95	75	60	50	5000	3600	2600	1850
Ac. Mn, ac. Cr-Ni Ac. Cr-Mo	SS	8	6		16	11	8	(5,6)					
	S	5	6	95	75	60	50	40	33	5300	3800	2750	2000
y otros aceros aleados	SS	8	6		9,5	6							
	S	5	6	60	48	38	32	26	22	5700	4100	3000	2150
Ac. de herramientas	SS	8	6										
	S	5	6	50	40	32	27	22	18	5700	4100	3000	2150
Ac. duro al Mn	SS												
	S	5	6	40	32	25	20	16	13	6600	4800	3500	2520
Hierro fundido GG-10, GG-15	SS	8	0		48	27	18	14	9,5				
	G	5	0	140	118	95	80	67	57	1900	1360	1000	720
GG-20, GG-25	SS	8	0		32	18	13	9,5	6,3				
	H	5	0	106	90	75	63	53	45	2900	2080	1500	1080
Fund. maleable	SS	8	10		43	28	20	13	9				
	S	5	10	106	90	75	63	53	45	2400	1750	1250	920
Aleaciones de Cu latón	SS	8	0		125	85	56	36					
	G	5	6	600	530	450	400	355	310	1600	1150	850	600
Latón rojo	SS	8	0		85	63	48	34	24				
	G	5	6	500	450	375	335	300	260	1400	1000	700	520
Fund. de bronce	SS	8	0		63	53	43	36	28				
	G	5	6	355	280	236	200	180	160	3400	2450	1800	1280
Metales ligeros Aluminio técnico	SS	12	30		400	300	200	118	75				
	G	12	30	1320	1120	950	850	710	610	1050	760	580	400
Aleaciones de Al (11...13% Si)	SS	12	18		100	67	45	30					
	G	12	18	224	190	160	140	118	100	1400	1000	700	520
Aleac. para émbolos GAl-Si (11...13% Si)	SS	12	14										
	G	12	14	25	22	20	18	17	16	1250	900	650	480
Aleaciones de magnesio	SS	8	6		1000	900	800	750	710				
	G	5	6	1800	1500	1250	1060	900	780	580	420	300	220
Mat. sintét. y prens. Goma dura	SS	12	10										
	G	12	10	300	280	250	224	200	180	480	350	250	180
Masa prens., baquelita Novotext, Pertinax	SS	12	14										
	G	12	14	280	212	170	132	100	80	480	350	250	180

1) SS = acero rápido (Schnelstahl); S, S₂, H, G = metal duro según DIN
= con S)

Fuente: Hernán J. Eduardo S. Rolf L. Tablas para la industria metalúrgica.

Anexo A3.

CAPACIDAD DE MECANIZADO											POTENCIA DE ACCIONAMIENTO												
Sección viruta $f = a \cdot s$ en mm ²											$a =$ profundidad viruta en mm												
Volumen viruta $V = a \cdot s \cdot v$ en cm ³ /min											$s =$ avance en mm/rev.												
Fuerza de corte $F = a \cdot s \cdot ks$ en N/mm ²											$v =$ velocidad de corte en m/min												
Potencia motor $P = \frac{a \cdot s \cdot ks \cdot v}{60 \cdot 102 \cdot \eta}$ en W											$ks =$ fuerza específica de corte en N/mm ²												
											$\eta =$ rendimiento												
Ej. Material St 37. $a = 4$ mm. $s = 0,4$ mm/rev. $ks = 1900$ N/mm ² . $v = 45$ m/min. $\eta = 0,75$.																							
Se busca la potencia necesaria P [kW] $P = \frac{4 \cdot 0,4 \cdot 1900 \cdot 45}{60 \cdot 0,75} = 3030$ W ≈ 3 kW																							
SECCION DE VIRUTA POSIBLE PARA POTENCIA ACCIONAMIENTO $P = 1$ kW																							
Velocidad corte m/min	Fuerza específica de corte en N/mm ²																						
	8000	6200	5000	4000	3100	2500	2000	1500	1200	1000	800	600	500	400	300	250	200	150	100	80	60	50	40
	Sección viruta S en mm ² para $P = 1$ kW ($\eta = 0,75$)																						
5	1,39	1,61	1,83	1,91	2,23	2,55	3,06	3,53	4,27	4,59	4,83	5,73	6,55	7,34	9,18	13,11	18,36	26,22					
6	1,15	1,34	1,53	1,59	1,86	2,12	2,53	2,94	3,55	3,82	4,02	4,78	5,46	6,12	7,65	10,92	15,30	21,85					
8	0,87	1,00	1,14	1,19	1,39	1,59	1,91	2,20	2,66	2,86	3,02	3,56	4,09	4,59	5,73	8,19	11,47	16,39					
10	0,69	0,80	0,91	0,95	1,11	1,27	1,53	1,76	2,13	2,29	2,41	2,86	3,27	3,67	4,59	6,55	9,18	13,11					
13	0,53	0,61	0,70	0,73	0,83	0,98	1,17	1,53	1,64	1,76	1,85	2,20	2,52	2,82	3,53	5,04	7,06	10,08					
14	0,49	0,57	0,65	0,68	0,79	0,91	1,09	1,26	1,52	1,64	1,72	2,04	2,36	2,62	3,27	4,68	6,55	9,36					
15	0,46	0,53	0,61	0,63	0,74	0,85	1,02	1,17	1,42	1,53	1,61	1,91	2,18	2,44	3,06	4,37	6,12	8,74					
18	0,38	0,44	0,51	0,53	0,62	0,70	0,85	0,98	1,18	1,26	1,34	1,59	1,82	2,04	2,55	3,64	5,10	7,28					
20	0,34	0,40	0,45	0,47	0,55	0,63	0,76	0,88	1,06	1,14	1,20	1,43	1,63	1,83	2,29	3,27	4,59	6,55					
24	0,29	0,33	0,38	0,39	0,46	0,53	0,63	0,73	0,88	0,95	1,00	1,19	1,36	1,53	1,91	2,18	3,82	5,46					
25	0,27	0,32	0,36	0,38	0,44	0,51	0,61	0,70	0,85	0,91	0,98	1,14	1,31	1,46	1,83	2,62	3,67	5,24					
27	0,25	0,29	0,34	0,35	0,41	0,47	0,57	0,65	0,79	0,85	0,89	1,06	1,21	1,36	1,70	2,42	3,40	4,85					
32	0,21	0,25	0,28	0,29	0,35	0,39	0,47	0,55	0,66	0,71	0,75	0,89	1,02	1,14	1,43	2,04	2,86	4,09					
34	0,20	0,23	0,26	0,28	0,33	0,37	0,45	0,52	0,62	0,67	0,71	0,84	0,96	1,08	1,35	1,92	2,70	3,85					
40	0,17	0,20	0,22	0,23	0,27	0,31	0,38	0,44	0,53	0,57	0,60	0,71	0,81	0,91	1,14	1,63	2,29	3,27					
45	0,15	0,18	0,20	0,21	0,25	0,28	0,34	0,38	0,47	0,51	0,53	0,63	0,72	0,81	1,02	1,48	2,04	2,91					
50	0,13	0,16	0,18	0,19	0,22	0,25	0,30	0,35	0,42	0,46	0,49	0,57	0,65	0,73	0,91	1,31	1,83	2,62					
53		0,15	0,17	0,18	0,21	0,24	0,28	0,33	0,40	0,43	0,45	0,54	0,61	0,69	0,86	1,23	1,73	2,47					
60		0,13	0,15	0,16	0,18	0,21	0,25	0,29	0,35	0,38	0,40	0,47	0,54	0,61	0,76	1,09	1,53	2,18					
63		0,12	0,14	0,15	0,17	0,20	0,24	0,28	0,33	0,36	0,38	0,45	0,52	0,58	0,73	1,04	1,45	2,08					
67		0,11	0,13	0,14	0,16	0,19	0,22	0,26	0,31	0,34	0,36	0,42	0,49	0,54	0,68	0,97	1,37	1,95					
75		0,10	0,12	0,12	0,14	0,17	0,20	0,23	0,28	0,30	0,32	0,38	0,42	0,48	0,60	0,87	1,22	1,74					
85		0,10	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20	0,25	0,27	0,28	0,33	0,38	0,43	0,54	0,77	1,08	1,54						
95	Et		0,09	0,10	0,11	0,13	0,16	0,18	0,22	0,24	0,25	0,30	0,34	0,38	0,48	0,69	0,96	1,37					
100	$P = 2$ kW	0,09	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,23	0,24	0,28	0,32	0,36	0,45	0,65	0,91	1,31						
106	St 60	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,21	0,22	0,27	0,30	0,34	0,43	0,61	0,86	1,23						
118	$s = 0,4$ mm/rev.	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,15	0,18	0,19	0,20	0,24	0,28	0,31	0,38	0,55	0,79	1,11						
150	$a = 4$ mm	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,14	0,15	0,16	0,19	0,21	0,24	0,30	0,43	0,61	0,87							
170	$v = 32$ m/min	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,19	0,21	0,27	0,38	0,54	0,77							
200	para	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,32	0,45	0,65							
224	$P = 1$ kW se tiene	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,20	0,29	0,40	0,58								
236	$S = 0,66$ mm ² (tabla)	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,13	0,15	0,19	0,27	0,38	0,55								
250	para $S = 0,4 \cdot 4 = 1,6$ mm ²	0,04	0,04	0,05	0,07	0,08	0,08	0,09	0,11	0,13	0,14	0,18	0,26	0,36	0,52								
280	se tiene	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,10	0,11	0,13	0,16	0,23	0,32	0,46								
300	$P = 1,16$ kW	0,03	0,05	0,05	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,15	0,21	0,30	0,43	0,61								
400	$P = 0,66 = 2,4$ kW	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,16	0,22	0,32	0,46								
500	Sección viruta $S = 7$ mm ²	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,13	0,18	0,26	0,36								
600	$ks = 25$ m/min	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,10	0,15	0,21								
800	$ks = 1900$ N/mm ² . $P = 2$ kW					0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,08	0,11	0,16								
1000	Para $P = 1$ kW se tiene $S = 0,98$ mm ² (tabla)															0,06	0,09	0,13					
1500	Para $P = 2$ kW se tiene $S = 0,98 \cdot 2 = 1,04$ mm ² ; para $s = 0,4$ mm/rev. puede tenerse $a = 1,04 : 0,4 = 4,9$ mm															0,04	0,06	0,09					



Fuente: Hernán J. Eduardo S. Rolf L. Tablas para la industria metalúrgica.

Anexo A4.

Motoriduttori ad ingranaggi cilindrici
Helical in-line gearmotors **CMG**

Dati tecnici n_1 1400 min⁻¹ **Technical data**

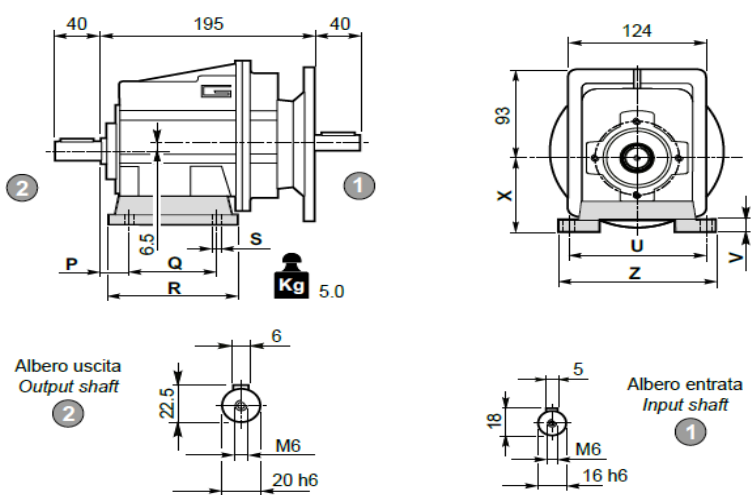
	n_2 [min ⁻¹]	Mn_2 [Nm]	Pn_1 [kW]	i	IEC Motori applicabili IEC Motor adapters			
					63 B5	71 B5/B14	80 B5/B14	90 B5/B14
CMGIS 012								
	367	60	2.4	3.82				
	302	60	2.0	4.63				
	246	60	1.6	5.69				
	181	80	1.6	7.72				
	153	80	1.3	9.17				
	143	80	1.2	9.81				
	122	100	1.3	11.50				
	118	100	1.3	11.90				
	101	120	1.3	13.80				
	95.7	120	1.3	14.62				
	78.4	120	1.0	17.86			X	
	73.4	120	1.0	19.07				
	70.6	120	0.92	19.83				
	59.4	120	0.78	23.56				*
	47.4	120	0.62	29.56				*
	39.5	120	0.52	35.47				*
	30.5	120	0.40	45.89				*
	28.6	120	0.37	49.00				*
	26.3	120	0.34	53.33				*
	23.3	120	0.30	60.15				*

CMG

Dimensioni IEC / IEC Dimensions							
	63 B5	71 B5	71 B14	80 B5	80 B14	90 B5	90 B14
N	95	110	70	130	80	130	95
M	115	130	85	165	100	165	115
P	140	160	105	200	120	200	140
D	11	14	14	19	19	24	24

Dimensioni **Dimensions**

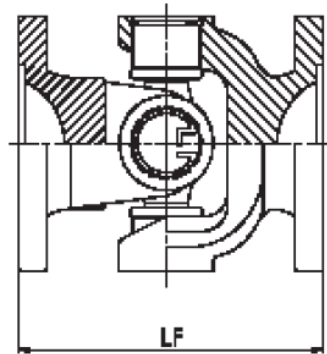
CMG 012 H



CMG

Versione H / H Version										
CMGIS	P	Q	R	S	U	V	X	Z	Piede / Foot	
									Tipo / Type	Peso / Weight [kg]
012	20	85	108	9	115	12	65	139	H65	0.7
	18	80	118	9	110	12	75	140	H75	1.0
	25	85	120	9	120	12	80	140	H80	1.1
	18	50 - 87	118	9	110	12	85	130	H85	1.2
	25	130	154	9	110	12	90	135	H90	1.5
	18	60 - 107.5	135	11	130	12	100	155	H100	1.7

Anexo A5.



MODELO	CRUZETA	TM (N.M)	TN (N.M)	A	B	C	F	LM	R	K	G	H	Z
CD-100	CR-01	250	90	58/60	47	30	2	32	40	61	3,5	5,1	4
CD-200	CR-01	250	110	65	52	35	2	32	40	61	4,5	6,1	4
CD-300	CR-02	400	270	75	62	42	2	39	40	80	6	6,1	4 OU 6
CD-400	CR-03	800	400	90	74,5	47	2,5	51	51	100	7,5	8,1	6
CD-500	CR-03	1350	750	100	84	57	2,5	54	51	100	7,5	8,1	6
CD-600	CR-04	2100	1100	100	84	57	2,5	63	60	120	9	8,1	6
CD-700	CR-04	2300	1400	120	101,5	75	2,5	60	60	120	9	10,1	8
CD-800	CR-05	2500	1650	120	130	90	3	60	90	110	10	12,1	8
CD-900	CR-06	2800	1900	150	130	90	3	76	90	135	12	12,1	8
CD-1000	CR-07	3200	2100	150	130	90	3	76	90	110	12	12,1	8
CD-1100	CR-08	4000	3200	150	130	90	3	76	90	145	12	12,1	8
CD-1200	CR-09	5500	3900	150	130	90	3	76	100	155	12	12,1	8
CD-1300	CR-010	6500	4700	150	130	90	3	92	100	165	12	12,1	8
CD-1400	CR-011	14000	6500	180	155,5	110	3	92	110	185	14	14,1	8 OU 10
CD-1500	CR-012	18000	8000	225	196	140	5	115	120	180	15	16,1	8
CD-1600	CR-013	23000	10000	250	218	140	6	130	152	225	18	16,1	8

MODELO	∅A (mm)	B (mm)
CR-01	19	48,1
CR-02	23,8	61,2
CR-03	27	81,8
CR-04	30,2	106,2
CR-05	34,9	106,2
CR-06	34,9	126,1
CR-07	38,1	57,1
CR-08	45,1	120,3
CR-09	48	125
CR-010	52,1	133
CR-011	57	151,9
CR-012	65	156
CR-013	74	180

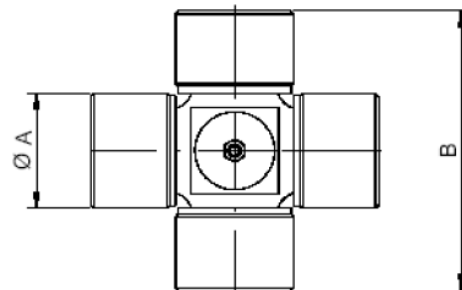


FIG.: 1

Anexo A6.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Anexo A7.

Factor de Superficie.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Factor de Tamaño.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Anexo A8.

Factor de Carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Anexo A9.

Factor de Temperatura.

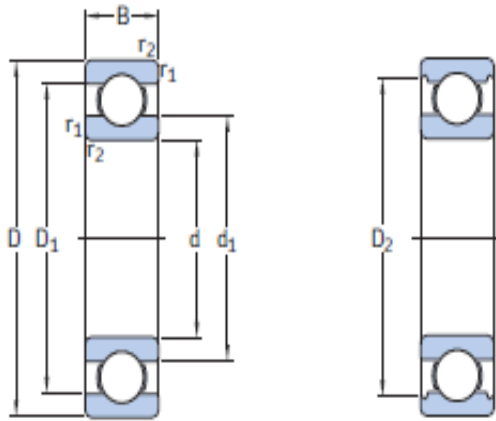
Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Anexo A10.

Factor de Confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Anexo A11.

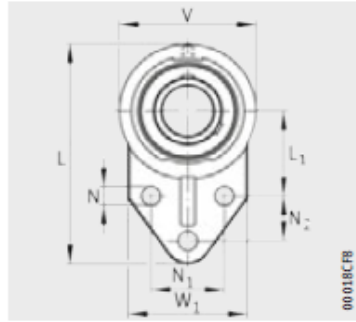


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008	
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008	
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208	
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308	
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
	45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
		68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
75		10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009	
75		16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009	
85		19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209	
100		25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309	
120		29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409	
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810	
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910	
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010	
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010	
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310	
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410	
55	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811	
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911	
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011	
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011	
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211	
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311	
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411	

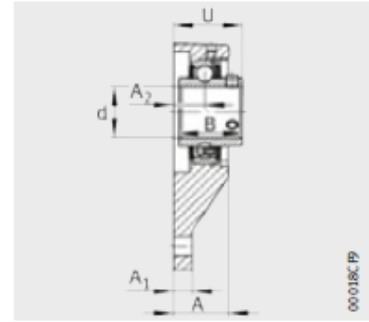
Anexo A12.

Soportes-brida de tres agujeros

soportes de fundición grls con tornillos prisioneros en el anillo interior



UCFB



UCFB

Tabla de medidas · Medidas en mm y en pulgadas

Referencias	Peso m ≈kg	Dimensiones														Soporte	Rodamiento insertable													
		d		L	L ₁	V	W ₁	A	A ₁	A ₂	N	N ₁	N ₂	B	U															
		mm	inch																											
UCFB201	0,57	12	–																										UC201	
UCFB201-08	0,57	12,7	1/2																											UC201-08
UCFB202-09	0,56	14,288	9/16																											UC202-09
UCFB202	0,56	15	–																											UC202
UCFB202-10	0,55	15,875	5/8	110	42	62	52	24	13	13	9,5	32	27	31															UC202-10	
UCFB203	0,54	17	–																											UC203
UCFB203-11	0,54	17,463	11/16																											UC203-11
UCFB204-12	0,53	19,05	3/4																											UC204-12
UCFB204	0,52	20	–																											UC204
UCFB205-13	0,66	20,638	13/16																											UC205-13
UCFB205-14	0,65	22,225	7/8																											UC205-14
UCFB205-15	0,63	23,813	15/16	116	45	68	56	26	13	15	9,5	34	27	34,1															UC205-15	
UCFB205	0,62	25	–																											UC205
UCFB205-16	0,62	25,4	1																											UC205-16
UCFB206-17	0,89	26,988	1 1/16																											UC206-17
UCFB206-18	0,87	28,575	1 1/8																											UC206-18
UCFB206	0,85	30	–	130	50	78	65	29	13	17	9,5	40	29	38,1															UC206	
UCFB206-19	0,85	30,163	1 3/16																											UC206-19
UCFB206-20	0,83	31,75	1 1/4																											UC206-20
UCFB207-20	1,24	31,75	1 1/4																											UC207-20
UCFB207-21	1,22	33,338	1 5/16																											UC207-21
UCFB207-22	1,19	34,925	1 3/8	144	55	90	70	33	15	19	9,5	46	32	42,9															UC207-22	
UCFB207	1,19	35	–																											UC207
UCFB207-23	1,16	36,513	1 7/16																											UC207-23
UCFB208-24	1,67	38,1	1 1/2																											UC208-24
UCFB208-25	1,64	39,688	1 9/16	164	60	100	78	34	16	20	11,1	50	41	49,2															UC208-25	
UCFB208	1,63	40	–																											UC208
UCFB209-26	1,97	41,275	1 5/8																											UC209-26
UCFB209-27	1,93	42,863	1 11/16																											UC209-27
UCFB209-28	1,89	44,45	1 3/4	174	65	106	80	34	18	20	11,1	54	43	49,2															UC209-28	
UCFB209	1,87	45	–																											UC209
UCFB210-29	2,25	46,038	1 13/16																											UC210-29
UCFB210-30	2,2	47,625	1 7/8																											UC210-30
UCFB210-31	2,16	49,213	1 15/16	184	68	112	86	35	18	20	11,1	58	46	51,6															UC210-31	
UCFB210	2,13	50	–																											UC210
UCFB210-32	2,11	50,8	2																											UC210-32

Anexo A13: Dimensiones principales de cuerdas de tornillos estándar métrico ISO

Diámetro mayor (nominal) d (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.5	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.8	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.4	1.50	20.16	333.50
24.0	3.00	20.32	352.5	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.4	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.6	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.6	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.7	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.8	3.00	35.32	1028.4