

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO MECÁNICO DEL CABEZAL Y EL BASTIDOR DE UNA
FRESADORA CNC DE 500x500x300 mm CON MESA DE
TRABAJO TIPO PLATAFORMA DE GOUGH**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico

Que presenta el bachiller:
José Manuel Flores Hernández

ASESOR: Ing. Dante Ángel Elías Giordano

Lima, noviembre de 2012

RESUMEN

En este trabajo se presenta el diseño del cabezal y del bastidor de una fresadora CNC que puede usar una plataforma móvil de 6 GDL como mesa de trabajo. Este proyecto, que se espera desarrollar en la PUCP, abarca únicamente el diseño de los componentes mencionados, quedando pendiente el diseño estructural de la plataforma móvil, así como el sistema que permita configurar la fresadora en CNC, los cuales deben ser abordados posteriormente.

Cabe resaltar que la máquina herramienta, al poseer una plataforma móvil de estas características, brindará mayor movilidad al mecanizado que se practique en la misma. Esto debido a que poseerá 3 desplazamientos ortogonales entre sí, así como 3 orientaciones asociadas a cada eje de desplazamiento. Por lo tanto la pieza a maquinarse se posicionará y orientará según lo que se determine para la plataforma móvil a través de una apropiada acción de control.

Se elaboró el diseño utilizando la metodología que plantea la norma VDI 2225 para el diseño, con lo cual se seleccionaron componentes, materiales y accesorios mediante un análisis técnico económico apropiado. Con esto se determinó que la fresadora debe poseer un motor eléctrico de 5 HP @ 3600 RPM orientado verticalmente, el mismo que accionará el husillo en el cabezal. Igualmente se determinó que el material del bastidor y el cabezal debe ser hierro fundido ASTM A48 clase 20. Asimismo se realizó un análisis dinámico del sistema, asegurando que los componentes sean confiables y que no se presenten imperfecciones durante el mecanizado, afectando el acabado superficial y las tolerancias dimensionales y de forma. Esto se logró mediante el correcto diseño estructural y el uso de montajes niveladores bajo toda la estructura. Cabe mencionar que para el diseño propuesto se puede lograr el mecanizado de materiales tales como fundición de hierro maleable, fundición gris, hierro nodular, aleaciones de aluminio, cobre y aleaciones de cobre, bajo las condiciones de corte especificadas en el cuerpo de esta tesis.

Posterior al diseño se realizó un análisis por elementos finitos, teniendo resultados muy alentadores. Se verificó y se validó el diseño contemplado por el uso de la metodología DIN 8615-4 para el diseño de la fresadora por tolerancias, así como el diseño por resistencia y el análisis vibracional.

Se estimó el costo del diseño, la fabricación de todos los componentes involucrados en este proyecto, y la instalación del mismo en algún taller de maestranza según lo propuesto en esta tesis, el cual sería de aproximadamente \$ 16 500.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	1
1. ANTECEDENTES.....	3
1.1. Antecedentes del proyecto existente.....	3
1.2. Estado del Arte.....	4
1.3. Tipos de fresadoras.....	7
1.4. Elementos principales de una fresadora.....	8
2. DISEÑO CONCEPTUAL.....	10
2.1. Requerimientos.....	10
2.2. Metodología del diseño.....	13
2.3. Alternativas de solución.....	15
2.3.1. Alternativas para la variación de velocidad del husillo.....	15
2.3.2. Alternativas para el diseño del cabezal.....	17
2.4. Evaluación de los conceptos de solución.....	21
2.5. Dimensionamiento básico.....	24
3. SELECCIÓN DE COMPONENTES Y DISEÑO ESTRUCTURAL.....	27
3.1. Definir la operación.....	28
3.2. Definir el material a mecanizar.....	29
3.3. Seleccionar la herramienta de corte.....	29
3.4. Determinación de la condiciones de corte.....	31
3.5. Selección del motor de accionamiento.....	33
3.6. Selección de componentes.....	36
3.7. Apoyos y sujeción de la máquina herramienta.....	47
3.8. Diseño Estructural.....	49
3.8.1. Diseño por tolerancias.....	49
3.8.2. Cálculo por resistencia.....	59
3.8.3. Análisis de retemblado del sistema.....	66
3.9. Análisis de deformación por elementos finitos.....	78

3.9.1. Mallado del sólido.....	79
3.9.2. Desplazamientos en el sistema.....	80
4. PLANOS Y COSTOS.....	83
4.1. Planos.....	83
4.2. Costos de diseño, fabricación e instalación	84
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	86
CONCLUSIONES.....	88
BIBLIOGRAFÍA.....	89

ÍNDICE DE ANEXOS

A.1: Catálogo del motor eléctrico de accionamiento del husillo.....	1
A.2: Catálogo del variador de frecuencia y panel de operación.....	3
A.3: Catálogo de la electrobomba para el sistema de refrigeración.....	5
A.4: Esquema de instalación de la electrobomba para el sistema de refrigeración.	6
A.5: Catálogo del cono y portafresas del husillo.....	7
A.6: Catálogo y especificaciones técnicas del aislador de vibración.....	8
A.7: Catálogo y especificaciones técnicas del montaje nivelador.....	9
A.8: Catálogo de la manguera para refrigeración Loc-line.....	10
A.9: Tabla de valores de “K” para el cálculo del requerimiento de potencia.....	11
A.10: Materiales de las plaquitas de corte.....	12

ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla 2.1.: Lista de exigencias.....	12
Tabla 2.2.: Alternativas para la variación de velocidades del husillo.....	18
Tabla 2.3.: Valor Técnico de cada concepto solución, según VDI 2225.....	22
Tabla 2.4.: Valor Económico de cada concepto solución, según VDI 2225.....	23
Tabla 3.1.: Velocidades de corte recomendadas para los materiales K y N.....	32
Tabla 3.2.: Extracto de catálogo de motores <i>Siemens</i>	36
Tabla 3.3.: Extracto de catálogo <i>Siemens</i> para variadores de frecuencia.....	37
Tabla 3.4.: Resultados de la iteración del programa <i>Cepermatic</i>	40
Tabla 3.5.: Precio de conductores en el mercado nacional.....	41
Tabla 3.6.: Valores experimentales de la rigidez dinámica.....	68
Tabla 3.7.: Modos principales de vibración para el diseño propuesto.....	72
Tabla 3.8.: Coeficientes de condiciones de corte según tipo de retablado.....	73
Tabla 3.9.: Profundidades de corte crítica según la velocidad de giro.....	75
Tabla 4.1.: Costos de fabricación e instalación del nuevo centro de mecanizado...	85

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1.: Vistas lateral y frontal de una plataforma de <i>Gough</i>	4
Figura 1.2.: <i>Robocrane</i> en las instalaciones del <i>NIST</i>	5
Figura 1.3.: <i>Variax</i> por <i>Giddings & Lewis</i>	6
Figura 1.4.: Cabezal divisor de una fresadora.....	7
Figura 1.5.: Cono Morse.....	8
Figura 1.6.: Mesa de trabajo de una fresadora convencional.....	9
Figura 2.1.: Fresado periférico y fresado frontal.....	14
Figura 2.2.: Diversas variantes del fresado frontal.....	17
Figura 2.3.: Fresadora de banco fijo y orientación vertical.....	18
Figura 2.4.: Fresadora de banco fijo y orientación horizontal.....	19
Figura 2.5.: Matriz morfológica con 5 posibles soluciones.....	21
Figura 2.6.: Alternativas de solución para la máquina herramienta.....	23
Figura 2.7.: Evaluación del Proyecto según VDI 2225.....	25
Figura 2.8.: Diseño básico de la fresadora.....	26
Figura 2.9.: Dimensionamiento básico de la fresadora con componentes principales (Dibujo no a escala).....	26
Figura 3.1.: <i>Coromill 300</i> con plaquitas de corte redondas.....	29
Figura 3.2.: Herramienta sólida de corte para mecanizar cavidades.....	29
Figura 3.3.: Herramientas <i>Coromill 300</i> e Inserto circular.....	30
Figura 3.4.: Formas constructivas de motores según IEC 34-7.....	35
Figura 3.5.: Esquema eléctrico del circuito del motor de accionamiento.....	37
Figura 3.6.: Variador de frecuencia <i>SINAMICS G110 FS (Frame Size) B</i>	38
Figura 3.7.: Panel de operación.....	39
Figura 3.8.: Cable conductor [<i>Plastotene (CPI) 1x6 mm²</i>].....	41
Figura 3.9.: Cono ISO 40 con extensión sólida y herramienta <i>Coromill 300</i>	47
Figura 3.10.: Sistema de bloqueo del cono con componentes principales.....	43
Figura 3.11.: Manguera flexible para refrigerante <i>Loc-line</i>	44
Figura 3.12.: Esquema del sistema de refrigeración.....	46

Figura 3.13.: Mesa ranurada en “t”. BFEW.....	48
Figura 3.14.: Montaje nivelador AAC.....	48
Figura 3.15.: Esquema de deformación de los componentes de la estructura.....	50
Figura 3.16.: Esquema de deformaciones en plano lateral y frontal de la estructura.....	50
Figura 3.17.: Esquema tridimensional de la estructura de la fresadora con dimensiones principales.....	52
Figura 3.18.: Mecanizado de perfiles.....	53
Figura 3.19.: Descomposición de las fuerzas para el perfilado.....	54
Figura 3.20.: (a) Fresado frontal. (b) Descomposición de las fuerzas.....	54
Figura 3.21.: Descomposición de las fuerzas para el fresado frontal.....	55
Figura 3.22.: Fuerzas en condición de carga crítica.....	55
Figura 3.23.: Estructura de la fresadora bajo cargas.....	56
Figura 3.24.: Esquema de la columna como viga en voladizo.....	57
Figura 3.25.: Secciones críticas de la estructura.....	60
Figura 3.26.: Corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 1 con fuerzas y momentos que actúan sobre ella.....	61
Figura 3.27.: Corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 2 con fuerzas y momentos que actúan sobre ella.....	63
Figura 3.28.: Estructura celular de diversas maquinas herramienta.....	65
Figura 3.29.: Modo vertical de vibración.....	67
Figura 3.30.: Modos horizontales de vibración.....	67
Figura 3.31.: Tipos de retemblado para la teoría general de retemblado.....	70
Figura 3.32.: Diagrama de estabilidad según la teoría del umbral de la estabilidad	71
Figura 3.33.: Diagrama de estabilidad del sistema.....	77
Figura 3.34.: Diagrama de estabilidad del sistema en función de la velocidad de giro del husillo.....	78
Figura 3.35.: Mallado del sistema bajo cargas.....	80
Figura 3.36.: Deformaciones en los 5 primeros modos de vibración del sistema dinámico.....	82

INTRODUCCIÓN

En una fresadora convencional se dispone de una máquina con diversos grados de libertad con el objetivo de lograr el mayor alcance y versatilidad de la herramienta. Sin embargo; los ejes en los que se logran grados de libertad son cartesianos, lo que limita muchas veces el proceso.

En el presente proyecto se diseña una fresadora CNC con la variante que llevará como mesa de trabajo una plataforma móvil de 6 GDL, cuya dinámica se regirá a partir de una correcta acción de control. Así, la mesa de trabajo permitirá 3 desplazamientos y 3 orientaciones. La presente tesis contempla el diseño mecánico del cabezal y del cuerpo de la fresadora CNC, así como la selección de componentes internos.

De esta forma, la pieza a maquinar podrá posicionarse según lo determine la plataforma móvil mediante una acción de control apropiada. Esta variante en el proceso de mecanizado permite obtener piezas complejas como moldes y otros donde se requieren curvaturas bajas y buenos acabados, sin necesidad de recurrir a la fundición que evidentemente implica mayores costos de producción y acabados de baja calidad. En un centro de mecanizado convencional se dispone de una máquina herramienta con diversos grados de libertad con el objetivo de lograr el mayor alcance y versatilidad de la herramienta. Sin embargo, los ejes en los que se logran grados de libertad son cartesianos, de tal manera que el proceso de mecanizado es geoméricamente limitado. Como se sabe una fresadora convencional ofrece a la herramienta 4 grados de libertad: X, Y, Z y el giro de la herramienta. El giro en sí es aquel que permite el arranque de viruta y manifiesta la potencia de la máquina, mientras que los otros 3 son los que dan el alcance de la herramienta.

Como se aprecia, la implementación de este aparato brindaría gran versatilidad en cuanto a variantes de mecanizado. Es por esto que la estructura debe ser correctamente diseñada, usando las normas de diseño apropiadas para una máquina herramienta, con el fin de evitar fallas durante el funcionamiento. Asimismo se tendrá en cuenta para el diseño que las vibraciones no afecten la dinámica del movimiento relativo entre la pieza a mecanizar y la herramienta de corte, asegurando así que las piezas mecanizadas

obtengan una calidad superficial apropiada. Esto se logrará mediante el estudio del comportamiento dinámico del sistema. Posterior al diseño se efectuará un análisis por elementos finitos sobre el sistema, de esta manera se podrá determinar si los resultados concuerdan con los resultados obtenidos mediante el uso de las metodologías propuestas para el diseño.

De esta manera, se culminará el proyecto elaborando los planos de fabricación de la máquina herramienta para que pueda ser implementada en algún centro o taller de mecanizado. Además se estimará el costo de su diseño, fabricación unitaria e instalación.





CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En el presente capítulo se describirá en detalle las partes del proyecto con el que se trabaja, y que se desarrollarán en la presente tesis. Asimismo se mencionarán proyectos existentes, y se profundizará en los elementos principales de una fresadora que es parte del amplio campo de las máquinas herramienta.

1.1. Antecedentes del proyecto existente

El proyecto a tratarse consiste en el uso de una fresadora convencional con el uso de una plataforma de móvil de 6 GDL como mesa de trabajo. En una fresadora, para lograr el arranque de viruta, por lo general se procede a fijar al movimiento relativo entre la herramienta y la pieza mediante algún mecanismo, que se encuentra en la mesa de trabajo o bien en el cabezal de la estructura. La innovación de este proyecto consiste en el hecho que el movimiento relativo de estos dos elementos en cuestión, se dará gracias a una plataforma móvil de 6 GDL. Así el cabezal deberá estar completamente fijo, anclado a

una estructura lo suficientemente rígida para soportar los esfuerzos y posibles vibraciones que aparecerán durante la operación.

A lo largo de esta tesis se desarrolla el diseño de la estructura de la fresadora, así como la selección de los componentes que deban ir dentro de la misma para su operación. Dejando de lado el diseño de la plataforma, así como la cimentación de la toda la máquina herramienta.

Al concluir este trabajo, se determinarán condiciones geométricas exactas de la estructura de la fresadora, así como las condiciones de trabajo para el fresado. Con esto queda implícito que el diseño de la plataforma móvil debe tomar en cuenta estos datos para que el proyecto sea funcional.

1.2. Estado del arte

En el presente proyecto se combina la funcionalidad de la plataforma móvil de 6 GDL, tal como una plataforma de Gough, que permite seis grados de libertad de movimiento (GDL), con la versatilidad de una máquina herramienta que nos permite obtener mediante el arranque de viruta infinidad de piezas y componentes mecánicos. Esta combinación ha sido evaluada por ciertos grupos de investigación y diseño en universidades norteamericanas, teniendo resultados muy positivos. En la Figura 1.1 se muestra un plano de una plataforma de Gough que podría ser usada como mesa de trabajo en este proyecto.

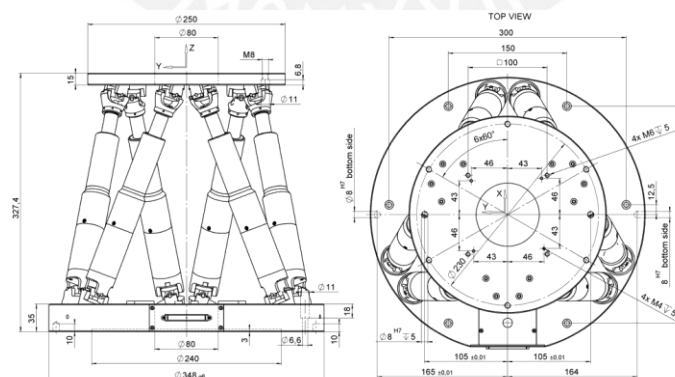


Figura 1.1.: Vistas lateral y frontal de una plataforma de Gough¹

¹ Disponible en: <http://www.physikinstrumente.com/en/products/primages.php?sortnr=700810&picview=4#gallery>

A continuación se muestra algunos ejemplos de proyectos que usan plataformas móviles de más de 3 GDL, que es lo convencional, para potenciar sus máquinas herramienta

a) *Robocrane*

El *Robocrane* es un tipo de manipulador que se asemeja a una plataforma de Gough, pero utilizando un conjunto octaédrico de cables en lugar de los puntales. Al igual que la plataforma de Gough, el *Robocrane* tiene seis grados de libertad.

Este manipulador fue desarrollado por James S. Albus del Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST) de los EEUU., utilizando control en tiempo real que es un sistema de control jerárquico. Debido a su inusual habilidad de "volar" herramientas en torno a un lugar de trabajo, tiene muchas posibles aplicaciones como la talla de piedra, construcción naval, construcción de puentes, mantenimiento de tuberías y de soldaduras en embarcaciones navales, entre otras. En la Figura 1.2 se aprecia el *Robocrane*.



Figura 1.2.: *Robocrane* en las instalaciones del NIST²

² Disponible en: <http://www.sciencephoto.com/media/344796/enlarge>

b) VARIAX

Este proyecto fue desarrollado por investigadores de la Universidad de Illinois de los EEUU, quienes obtuvieron un mecanismo de enlace paralelo cinemático para reemplazar la base convencional y la herramienta del cabezal de una fresadora. El análisis mostró que el tipo de movimiento y las fuerzas necesarias podrían facilitar en gran parte usando una plataforma Gough. La firma Giddings y Lewis, posteriormente, diseñó el VARIAX que se muestra en la Figura 1.3.

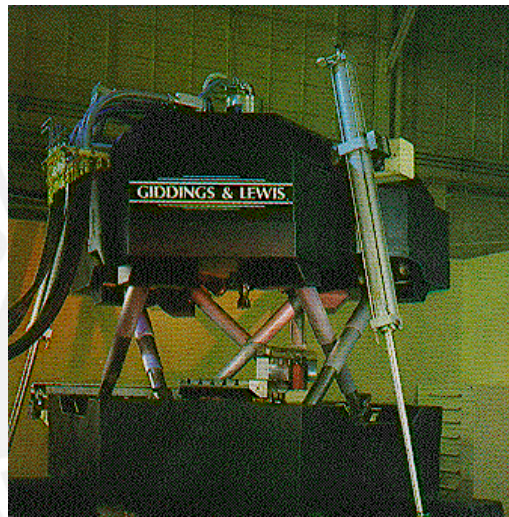


Figura 1.3.: Variax por Giddings & Lewis³

Esta máquina herramienta consiste en una plataforma inferior, una plataforma superior y seis actuadores dispuestos como se muestra en la Figura 1.3 que conectan las dos plataformas. La plataforma superior (cabezal) contiene el husillo de la máquina y la plataforma inferior (mesa de trabajo) sostiene la pieza de trabajo. El cabezal realiza la tarea de posicionar la herramienta según lo deseado sobre la pieza a mecanizar. Puesto que la máquina no tiene eje principal, sin rodamientos lineales y sin grados de libertad restringidos, se logra obtener una extraordinaria rigidez de la máquina.

³ Disponible en: http://www.cnczone.com/forums/videos/81475-giddings_lewis_-_vari_ax.html

1.3. Tipos de fresadoras

Las fresadoras pueden ser clasificadas según su orientación, su aplicación, entre otros; se mostrarán todos los tipos de fresadoras en un solo listado.

a) Fresadora Vertical

En este tipo de fresadoras, el eje principal de la herramienta de corte se encuentra a lo largo de un eje vertical y por lo general perpendicular a la pieza a mecanizar.

b) Fresadora Horizontal

En una fresadora horizontal, el eje principal de la herramienta de corte se encuentra a lo largo de un eje horizontal con respecto al piso, por lo general esto es paralelo a la pieza a trabajarse.

c) Fresadora Universal

La fresadora universal cuenta en su mesa de trabajo con un grado de libertad adicional que le permite girar horizontalmente. Además cuenta con un dispositivo llamado cabezal divisor que le permite realizar cortes helicoidales y otros, haciéndola muy versátil. En la Figura 1.4 se muestra este complejo dispositivo que permite un giro del husillo incluso durante la operación de la máquina herramienta.



Figura 1.4.: Cabezal divisor de una fresadora⁴

⁴ Disponible en: http://ca.wikipedia.org/wiki/Fitxer:Cabezal_divisor_universal.JPG

1.4. Elementos principales de una fresadora

En una fresadora por lo general se distingue elementos fijos y móviles; sin embargo, en nuestro caso la mesa de trabajo, que será la plataforma móvil de 6 GDL, será aquella que brinde los movimientos al sistema. Es por esto que no se hará distinción en estos elementos y serán listados a continuación.

a) Bastidor

El bastidor de la fresadora está generalmente hecho de hierro fundido, debido a las propiedades de este material que tienden a amortiguar mejor el sistema, reduciendo así las vibraciones en el mismo. El bastidor está diseñado de tal manera que soporta los esfuerzos que se produce en el momento de la operación y hace que las piezas mecanizadas tengan un correcto acabado manteniendo las tolerancias especificadas según las normas. Dentro del bastidor se encuentran los componentes mecánicos que producen el giro en la herramienta, tanto motor de accionamiento como cajas reductoras, circuitos electrónicos, etc.

b) Husillo

El husillo es el componente que se encarga de sujetar la herramienta de trabajo. Los conos de los husillos están estandarizados para así tener facilidad en cuanto a comercialización de las herramientas de corte, que son las que sufren desgaste más frecuentemente y deben ser reemplazadas sin problemas de compatibilidad. En la Figura 1.5 se muestra un cono Morse, estandarizado por la norma DIN 228.

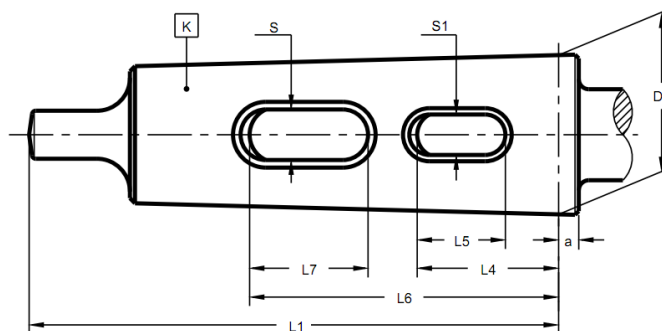


Figura 1.5: Cono Morse⁵

⁵ Disponible en: <http://www.laip.es/catalogo/pdfs/02.pdf>

c) Mesa de trabajo

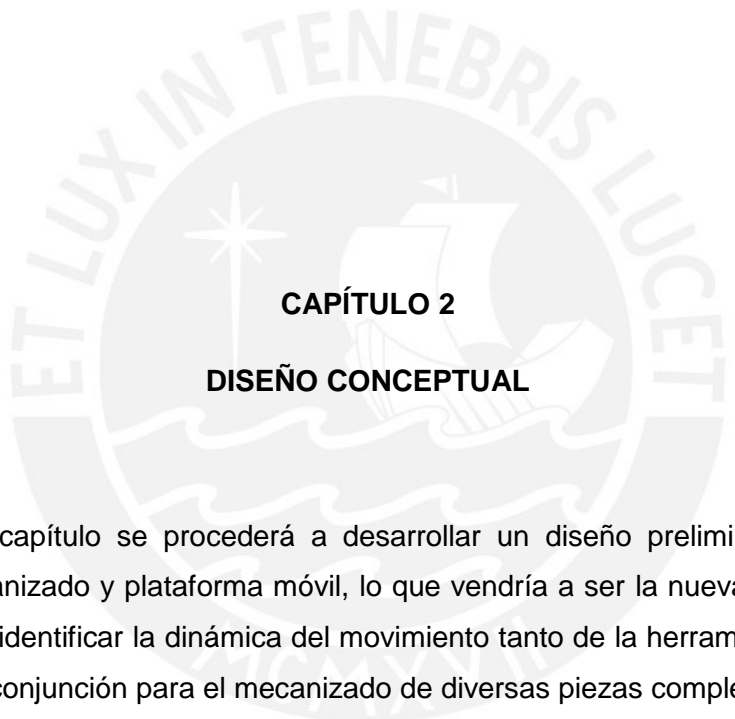
La mesa de trabajo por lo general también está fabricada de hierro fundido y está unida al bastidor por la columna, donde es entornillada. En nuestro caso la mesa de trabajo es una plataforma móvil de 6 GDL, que no está unida a la estructura, sino apoyada sobre la base de toda la máquina herramienta. En la Figura 1.6 se muestra la mesa de trabajo de una fresadora convencional.



Figura 1.6: Mesa de trabajo de una fresadora convencional⁶

En el siguiente capítulo se determinará qué tipo de fresadora será la apropiada para este proyecto; sin embargo, no bastará con acondicionar una ya existente; por el contrario, se deberá partir el diseño desde cero, debido a que al momento de diseñar una máquina herramienta se debe tener en cuenta que la dinámica del mecanizado no genere esfuerzos que puedan dañar la integridad de la estructura ni sus componentes. Así, si tomamos una máquina previamente diseñada no sabremos con qué criterios de diseño se fabricó, factores de seguridad utilizados, entre otros factores.

⁶ Disponible en: <http://toolsandmore.us/steelix-d3695-horizontal-milling-worktable.aspx>



CAPÍTULO 2

DISEÑO CONCEPTUAL

En el presente capítulo se procederá a desarrollar un diseño preliminar del conjunto cabezal de mecanizado y plataforma móvil, lo que vendría a ser la nueva fresadora. Este diseño permitirá identificar la dinámica del movimiento tanto de la herramienta como de la plataforma y su conjunción para el mecanizado de diversas piezas complejas.

2.1. Requerimientos

La máquina herramienta a desarrollarse debe ser capaz de realizar mecanizados con total precisión y rapidez al igual que una máquina herramienta convencional. Para lograr esto se debe tener en cuenta la rigidez de la herramienta, y para esto se debe seleccionar apropiadamente los materiales de toda la estructura e incurrir en un diseño confiable. Esta estructura debe ser capaz de absorber las vibraciones y posibles impactos que se le impriman durante el mecanizado.

La fuerza de control que proporciona el sistema a la plataforma móvil debe entonces ser lo suficientemente veloz. Asimismo se debe tener en cuenta que existirá un retardo propio de la característica del sistema dinámico.

Durante el diseño se debe asegurar que los componentes sean fácilmente ensamblables a cualquier fresadora vertical que desee adaptarse a este tipo de mecanizado. Para lograrlo se deben usar articulaciones robustas y lo suficientemente rígidas, pues las cargas vibratorias se distribuirán tanto en ellas como en la base de la máquina herramienta.

Asimismo, las líneas de refrigeración de la fresadora deben ser correctamente aisladas y ordenadas para evitar inconvenientes con el personal o con el mismo proceso de manufactura. Paralelamente con la seguridad de la máquina se debe asegurar la calidad del proceso, es decir, mantener las tolerancias geométricas apropiadas.

A partir de estos aspectos se puede llegar a crear una lista de exigencias donde se detallan las características del proyecto a realizarse, esta se muestra en la Tabla 2.1:

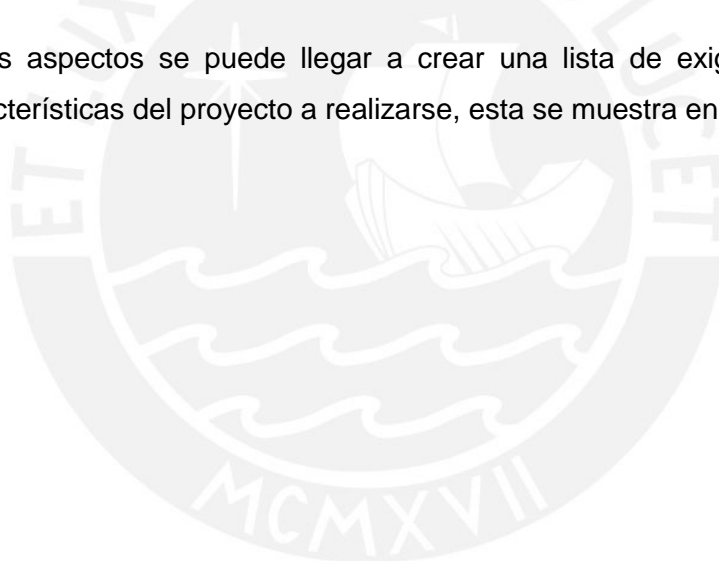


Tabla 2.1.: Lista de Exigencias

PROYECTO	DISEÑO MECÁNICO DEL CABEZAL Y EL BASTIDOR DE UNA FRESADORA CNC DE 500x500x300 mm PARA MESA DE TRABAJO MÓVIL CON 6 GDL
FUNCIÓN PRINCIPAL:	
<ul style="list-style-type: none"> La fresadora debe ser capaz de elaborar piezas de geometría compleja, gracias a la dinámica del movimiento de una plataforma móvil como base de trabajo. Así, se lograrán piezas complejas en menores tiempos de producción, con menores pasadas, y mejores acabados. 	
DIMENSIONES:	
<ul style="list-style-type: none"> La máquina se usará para la fabricación de piezas pequeñas y medianas, según lo recomendado para longitudes de barrenado, barrido horizontal y vertical correspondientes a 300, 500 y 500 mm. 	
CALIDAD:	
<ul style="list-style-type: none"> Para el diseño estructural se seguirá la norma DIN 8615-4 que cuantifica la deformación angular del husillo de la fresadora con respecto a una superficie perpendicular al apoyo de la base de la misma (0.001 rad máx.). 	
FABRICACIÓN:	
<ul style="list-style-type: none"> Se debe asegurar que todos los componentes de esta máquina herramienta sean fácilmente ensamblables y desmontables. Todos los materiales con que se logra fabricar las piezas individuales debe encontrarse en el mercado actual o tener un stock apropiado si se trata de elementos importados. 	
INTERCAMBIABILIDAD DE LA MESA:	
<ul style="list-style-type: none"> La mesa de trabajo móvil debe ser fácilmente intercambiable con alguna de características similares para evitar tiempos muertos en producción. 	
USO:	
<ul style="list-style-type: none"> Se debe asegurar que las máquinas puedan ser operadas por personal con capacitación técnica básica a cargo de un supervisor de producción. 	
SEGURIDAD:	
<ul style="list-style-type: none"> Se colocarán luces de encendido de la máquina ampliamente visibles, así como señales de uso de EPP requerido y vestimenta apropiada. Se cubrirá con medios apropiados las líneas de proporcionamiento y expulsión de líquido hidráulico o aire según la plataforma móvil lo requiera, así como las de refrigerante. 	
AUTOMATIZACIÓN:	
<ul style="list-style-type: none"> La máquina será del tipo de automatización flexible, pues en el mecanizado de superficies irregulares las fuerzas sobre la pieza de trabajo varían con la dirección de la herramienta, y con una variación apropiada de la velocidad se lograrán los acabados deseados. 	
MANTENIMIENTO:	
<ul style="list-style-type: none"> Se debe asegurar que la máquina incurra en el menor número de paradas posibles y que estas sean para un mantenimiento preventivo. 	

2.2. Metodología del diseño

Para la presente tesis se usará la metodología VDI 2225⁷ para el correcto diseño de nuestro centro de mecanizado, ya que esta metodología nos presenta un balance técnico económico de todas las posibles soluciones que existen a nuestro alcance para el proyecto. De esta manera será más sencillo analizarlas y sopesarlas, para poder seleccionar cualitativamente la más apropiada. Apegándonos a la metodología, debemos comenzar abstrayéndonos en cuanto a los procesos que debe cumplir nuestra máquina desde el comienzo de su operación.

Se seguirá la metodología; sin embargo, no se tomarán en cuenta ciertos pasos a medida de simplificación. A pesar de ello se discutirá en puntos posteriores los criterios más importantes a ser seleccionados para el correcto funcionamiento y funcionalidad del aparejo.

2.2.1 Funciones parciales de la fresadora

Entre las funciones parciales que debe ofrecer la máquina resaltan las de orientación del cabezal, tipo de motor y variación de la velocidad en la operación, ya que éstas definen el tipo de piezas que se ha de fabricar. Otras funciones parciales afectan aspectos menos relevantes como calidad de acabados, tiempos de producción y seguridad del operario. A continuación se explica cada una de estas sub-funciones.

2.2.1.1 Orientar el cabezal

La fresadora a desarrollarse debe ser de banco fijo, es decir estar anclada al piso, debido al tipo de cargas que soportará. Además puede tener dos orientaciones posibles en cuanto a ejes principales se refiere, de eje vertical y de eje horizontal.

Como vemos en la Figura 2.1, al contar con una fresadora horizontal la operación fundamental de corte sería un fresado periférico, mientras que con una fresadora vertical se tendría la posibilidad de un fresado frontal, que como se sabe tiene muchas más variantes en cuando operación.

⁷ Disponible en: <http://www.vdi.eu/index.php?id=44869>

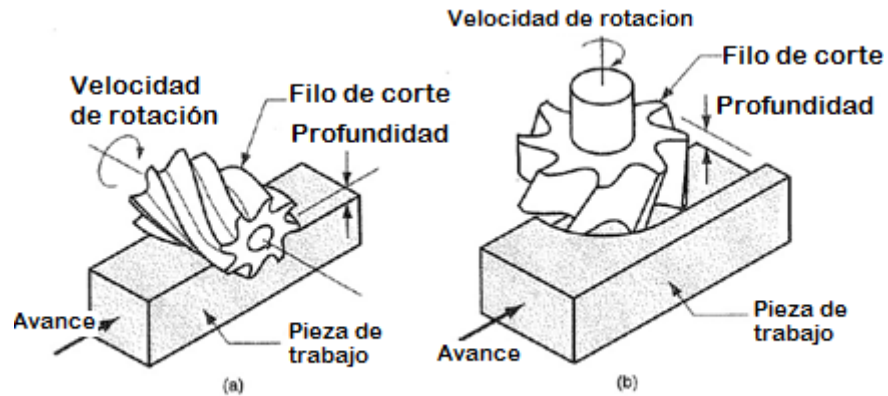


Figura 2.1.: Fresado periférico y fresado frontal⁸

Como se muestra en la Figura 2.2, el fresado frontal tiene muchas variantes tales como:

- (a) Fresado frontal convencional; (b) Fresador frontal parcial; (c) Fresado en escuadra;
- (d) Fresado de perfiles; (e) Fresado de bolsillo

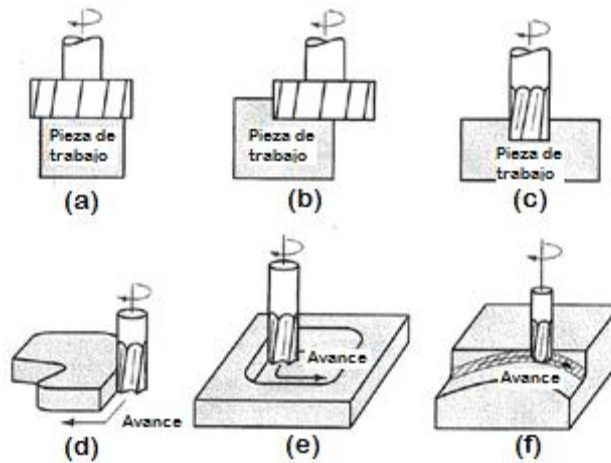


Figura 2.2.: Diversas variantes del fresado frontal⁹

⁸ Disponible en: [Groover, 2007]

⁹ Disponible en: [Groover, 2007]

a) De banco fijo vertical

Una plataforma de Gough tiene sus 6 ejes en posición cuasi vertical, es decir, en caso se use pistones hidráulicos para accionarla, la distribución de esfuerzos sería ideal si se aplica carga en forma vertical y hacia abajo. Esto se logra justamente en una fresadora orientada verticalmente, ya que la herramienta siempre estará generando presión sobre la plataforma y de esta forma transmitiendo esfuerzos combinados con vibraciones que deben ser rápidamente eliminados con una correcta fuerza de control. Estando los pistones orientados en el mismo sentido del esfuerzo perturbador, será más rápido y sencillo eliminarlos o minimizarlos a un régimen estable.

El husillo del portaherramientas en caso esté ubicado en posición vertical, permitirá mayores alcances en cuanto a profundidad al momento de mecanizar una pieza, esto debido a que el giro se da coaxialmente con el eje de la máquina. Por ejemplo, al sujetar una broca para taladrado se logra el alcance propio del desplazamiento vertical del cabezal, así como aquel debido a la longitud de la broca.

El uso de una fresadora de orientación vertical asegura que la herramienta siempre se está auto-ajustando. Esto debido a que los filos cortantes de la herramienta producen fuerzas de reacción periféricas en la misma, originando así un momento torsor; si este posee el sentido adecuado se logrará el efecto deseado. Asimismo, las fuerzas transmitidas durante el avance del cabezal permiten que la pieza sea presionada contra la mesa, asegurándose uno que siempre tiene el mismo nivel de referencia para el mecanizado y arranque de viruta, generando menos errores en el proceso.

En caso se use este tipo de fresadora, la plataforma móvil deberá ser desmontable por uno de los costado para que no interfiera así con el posicionamiento del cabezal. Cabe mencionar que las bases de los actuadores lineales de la plataforma móvil deben ajustarse sobre la máquina, pues ésta última es la que debe absorber la mayor parte de las vibraciones. Esto será fácilmente logrado debido a la correcta cimentación de todo el centro de mecanizado.

En la Figura 2.3 se muestra una fresadora vertical. Como se aprecia, tanto el husillo como el motor eléctrico muestran sus ejes principales orientados verticalmente. Este arreglo se realiza para evitar pérdida de potencia en transmisiones llámese fajas y poleas o engranajes.



Figura 2.3.: Fresadora de banco fijo y orientación vertical¹⁰

b) **De banco fijo horizontal**

Una fresadora orientada horizontalmente, posee tanto la herramienta como el husillo en un eje paralelo al plano del piso. En este caso, la herramienta gira para arrancar material de la pieza mediante contacto tangente a la misma, distinto al caso anterior donde se ejercía la fuerza contra la pieza a mecanizar. El arranque de material a su vez genera esfuerzos y reacción en cierto sentido, que depende a su vez de la ubicación de los filos cortantes en la herramienta.

La herramienta imprimirá una fuerza sobre a la pieza mecanizable hacia un costado, tal que la herramienta se mantendrá fija. En caso esta última no sea lo suficientemente rígida, ésta será la que tienda a pandear o flexionar en un eje pertinente. Esto derivaría en imperfecciones a la hora del mecanizado y tolerancias dimensionales muy pobres.

Se puede concluir que ésta orientación no sería la más adecuada pues constantemente transmitiría la herramienta fuerzas tangenciales que tenderían a moverla, teniendo así que ser la fuerza de control muy constante, es decir, enviar señales en intervalos de tiempo

¹⁰ Disponible en: [http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:Fresadora_vertical.JPG]

muy cortos. El sistema de control además deberá enviar las señales correspondientes al movimiento deseado de la pieza, lo que sería muy pesado para el mismo sistema.

Como se aprecia en la Figura 2.4, esta máquina herramienta orienta su eje principal en un eje horizontal, de esta manera la pieza a mecanizar estará siempre sometida a esfuerzos tangenciales. Esta distribución de los esfuerzos exigiría una respuesta en control demasiado precisa, por lo que se elegirá la orientación vertical.



Figura 2.4.: Fresadora de banco fijo y orientación horizontal¹¹

2.2.1.2 Proporcionar el giro:

Para proporcionar el giro a una fresadora se suele contar con motores eléctricos ya que éstos son de mucha mayor precisión comparados con los motores de combustión interna por ejemplo. De igual manera, los motores eléctricos son más compactos y permite elaborar diseños que den más rigidez a la estructura modular con que pueda contar la máquina herramienta. Por lo general se suelen usar motores asíncronos tipo jaula de ardilla debido a que estos brindan un menor tiempo de arranque y frenado, así como operación en vacío comparado con los motores de corriente continua, siendo además más eficientes. Es apropiado el motor de pasos para la aplicación que así lo exija, en donde el movimiento que genera el motor se debe a los impulsos eléctricos que éste reciba gracias a una apropiada acción de control.

¹¹ Disponible en: [<http://www.solostocks.com/venta-productos/maquinaria/carpinteria/maquinas/mandrinadora-fresadora-horizontal-marca-sacem-modelo-90-mesa-750-x-925-1496872>]

2.2.1.3 Variar la velocidad:

Se analizan 4 posibles alternativas para la variación de la velocidad del husillo de la fresadora. A medida comparativa se mostrarán sus ventajas y desventajas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2.: Alternativas para la variación de velocidades del husillo

Mecanismos de variación de velocidad	Ventajas	Desventajas
Cambios con poleas	La principal ventaja es el hecho que el mecanismo presenta un bajo peso, reduciendo los esfuerzos que se presentan en la máquina. Además es una solución muy económica	Las fajas que se usan en este mecanismo tienden a desgastarse y por lo general no conservan su longitud, haciendo que las velocidades sean inexactas.
Cambios con engranajes	Los engranajes traen consigo la ventaja que presentan una precisión muy buena. Además un tren de engranajes complejo puede dar un sinfín de velocidades así como una marcha en reversa	El peso de todo el tren de engranajes se concentraría en el cabezal de la fresadora, trayendo consigo problemas de flexión en las zonas críticas de la estructura.
Variador de frecuencia	El variador de frecuencia permite al husillo girar a cualquier velocidad que el usuario desee, o en todo caso que el sistema de control lo exija.	Se debe tener mucho cuidado con la calidad de corriente que llega al equipo pues tiende a deteriorarse por ligeras sobre corrientes. Además este equipo es muy costoso
Reóstato	El uso del reóstato trae consigo la ventaja que se puede regular las velocidades de trabajo dentro de un rango cercano a la velocidad nominal, que es aquella que se presenta en la plena carga.	Cuando el equipo reduce su velocidad gracias a la acción del reóstato, se está consumiendo la energía como si este estuviera trabajando a plena carga, concluyendo así que este método es ineficiente.

Según la Tabla 2.2, se puede concluir que la mejor elección para este proyecto, sería el uso de un variador de frecuencia ya que nuestra fresadora. Esto debido a que la fresadora

debe tener una rápida respuesta en cuanto a cambios de velocidad que pueden presentarse en zonas indistintas del material que está siendo mecanizado.

2.2.1.4 Frenar la operación:

Para el frenado de la operación de mecanizado se puede contar con distintos métodos, a continuación se muestra las principales características de cada uno de éstos, los cuales a su vez dependen del tipo de transmisión con que cuente la máquina herramienta.

- a) Freno de zapata: Si se desea contar con un freno de zapata en una máquina herramienta, se debe de acoplar el tambor de freno al árbol de transmisión alineado axialmente ya sea con el juego de engranajes o poleas. De esta manera, se puede lograr el freno mediante la fricción que generan las zapatas sobre el tambor. Este método es el que posee un mayor tiempo de frenado
- b) Variador de frecuencia: El uso de un variador de frecuencia implica que no es necesario contar con cambios de velocidad discretos; así, la velocidad varía según una acción de control generada por el variador incrementa o disminuye la frecuencia de entrada hacia el motor eléctrico. Como la velocidad de giro de un motor y la frecuencia de la corriente de entrada son directamente proporcionales, se pueden predecir con qué velocidad girará el motor. Análogamente, se puede generar el frenado del motor de manera gradual.
- c) Reóstato: El reóstato es un potenciómetro que sirve en la operación para variar la resistencia eléctrica en el circuito del motor que alimenta al husillo. De esta manera se puede controlar la cantidad de corriente que recibe el motor, y también se puede lograr el frenado total del mismo.

En la Figura 2.5 se muestra una matriz morfológica con las posibles soluciones que se forman de acuerdo a la compatibilidad de elementos según las funciones parciales que debe desarrollar la máquina.

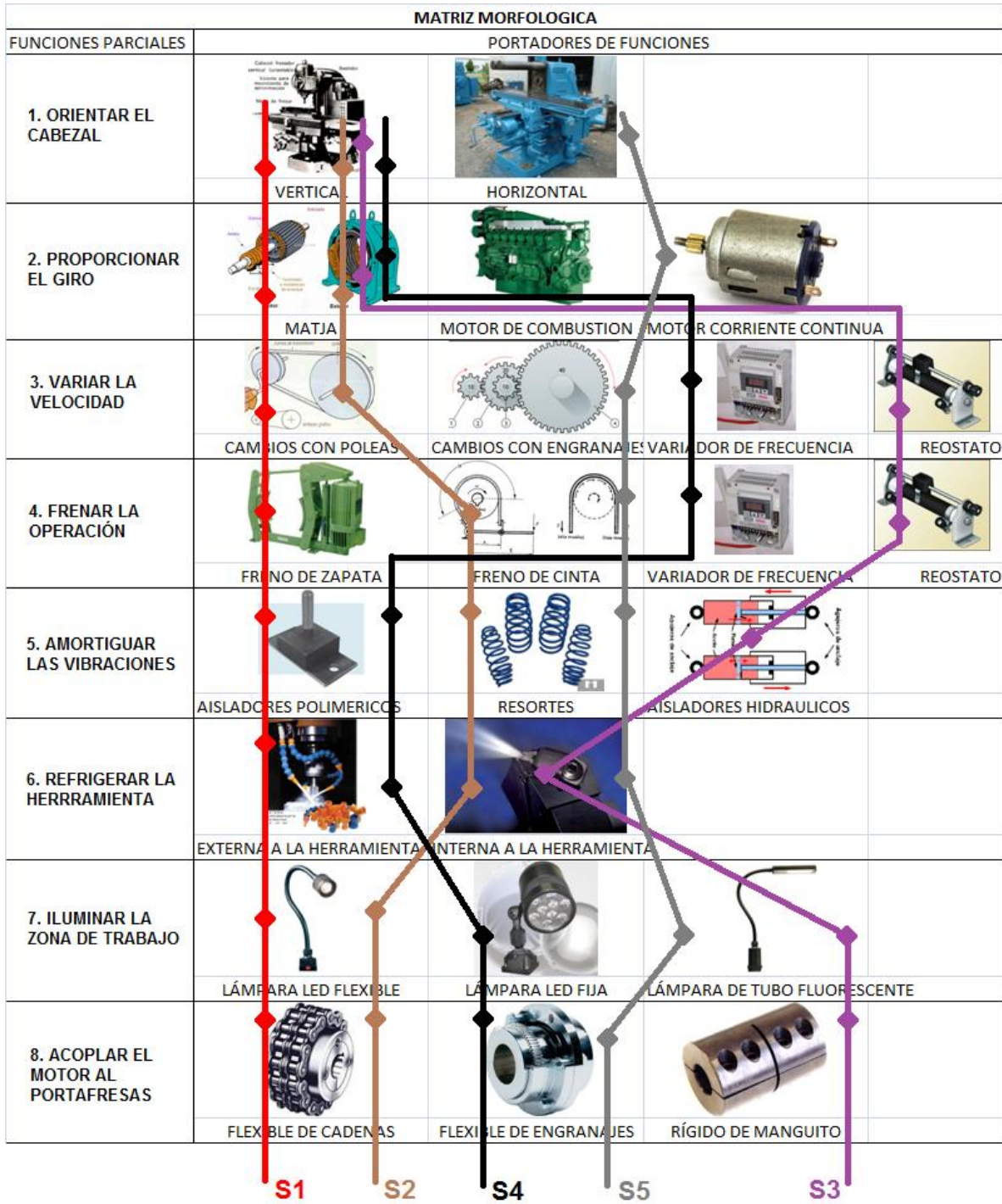


Figura 2.5: Matriz morfológica con 5 posibles soluciones

Como vemos en la Figura 2.5, se analizarán 5 posibles conceptos de solución. Al cabo de este capítulo se tendrá la solución óptima gracias un análisis técnico económico, según lo establece la norma VDI 2225.

2.3. Alternativas de solución

Se muestra a continuación en la Figura 2.6 bosquejos de las alternativas de solución

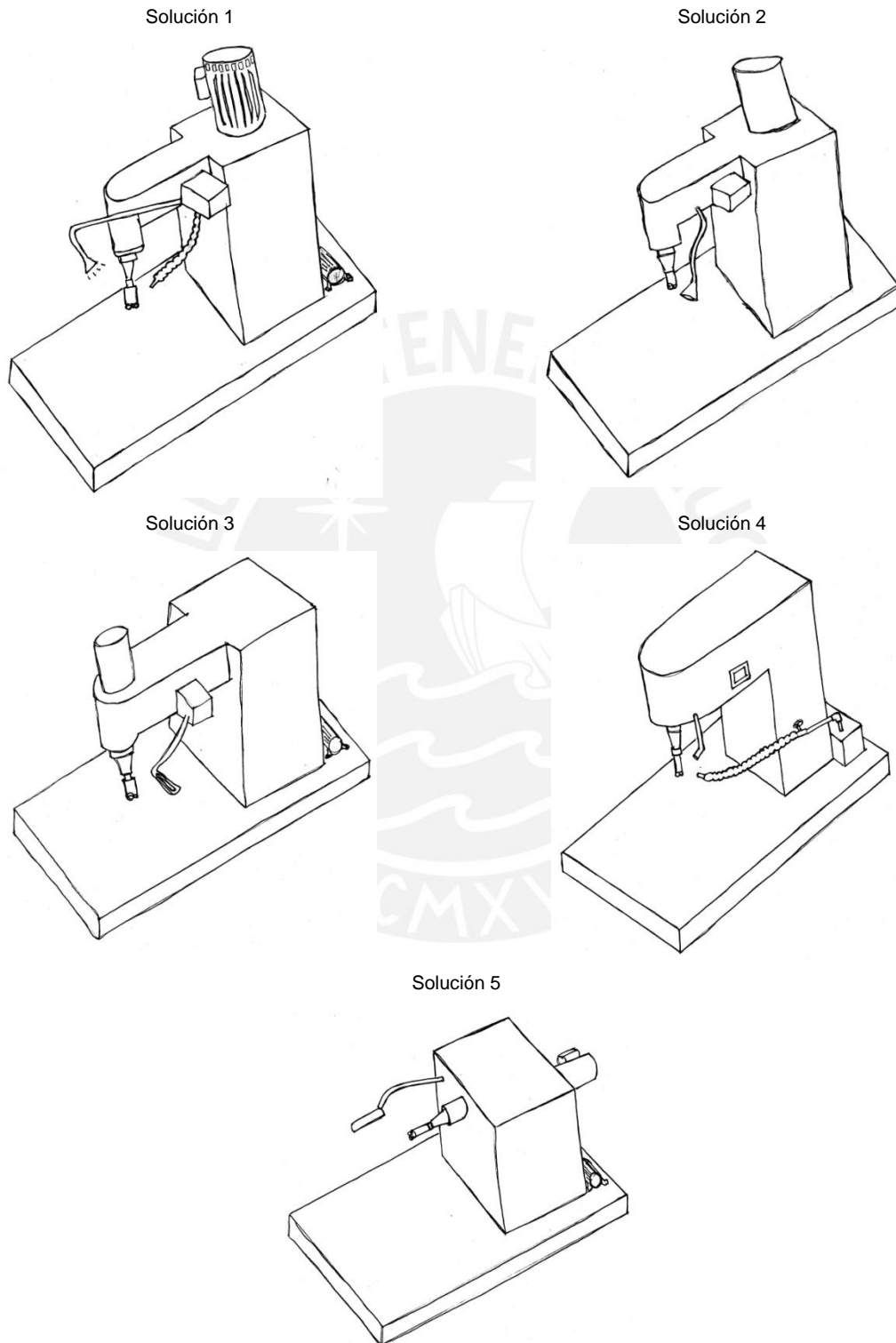


Figura 2.6: Alternativas de solución para la máquina herramienta

2.4. Evaluación de los conceptos de solución

Como se mostró en la matriz morfológica, y siguiendo la metodología establecida para el diseño, se procederá a hacer un análisis técnico económico de las propuestas, para así determinar la más apropiada para la aplicación. Para esto se muestran las tablas 2.3 y 2.4 que corresponden a las evaluaciones técnica y económica respectivamente. En la Figura 2.7 se muestra la solución técnico-económica más apropiada.

Tabla 2.3.: Valor Técnico de cada concepto solución, según VDI 2225

EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE SOLUCIÓN													
Valor Técnico (Xi)													
Proyecto:													
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)													
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseño en fase de concepción o proyecto													
Variantes de concepto/Proyecto			Sol 1		Sol 2		Sol 3		Sol 4		Sol 5		
			S1		S2		S3		S4		S5		
Nr	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	3	3	9	1	3	3	9	3	9	3	9	
2	Forma	2	2	4	2	4	1	2	2	4	2	4	
3	Diseño	2	2	4	2	4	2	4	3	6	3	6	
4	Seguridad	2	3	6	1	2	3	6	3	6	2	4	
5	Ergonomía	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	
6	Fabricación	3	2	6	2	6	3	9	3	9	2	6	
7	Montaje	3	1	3	2	6	3	9	3	9	2	6	
8	Uso-durabilidad	3	2	6	2	6	3	9	3	9	2	6	
9	Mantenimiento	3	3	9	2	6	4	12	4	12	2	6	
10	Tamaño	2	2	4	3	6	2	4	3	6	2	4	
11	Visibilidad	3	2	6	3	9	2	6	3	9	2	6	
12	Estabilidad	3	2	6	2	6	1	3	3	9	2	6	
13	Precisión	3	3	9	2	6	2	6	3	9	1	3	
Puntaje máximo		33		64		67		82		99		68	
Valor Técnico Xi			0.48		0.51		0.62		0.75		0.51		
Orden			5		4		2		1		3		

Tabla 2.4.: Valor Económico de cada concepto solución, según VDI 2225

EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE SOLUCIÓN													
Valor Económico (Yi)													
Proyecto:													
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)													
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseño en fase de concepción o proyecto													
Variantes de concepto/Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		
			S1		S2		S3		S4		S5		
Nr	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Montaje	3	1	3	2	6	2	6	3	9	2	6	
2	Fabricación	3	2	6	3	9	2	6	3	9	2	6	
3	Mantenimiento	3	3	9	1	3	3	9	3	9	2	6	
4	Disponibilidad de materiales	2	3	6	1	2	2	4	3	6	2	4	
5	Número de Piezas	2	3	6	2	4	3	6	3	6	2	4	
6													
7													
8													
Puntaje máximo		13		30		24		31		39		26	
Valor Técnico Yi				0.57		0.46		0.59		0.75		0.5	
Orden				3		5		2		1		4	

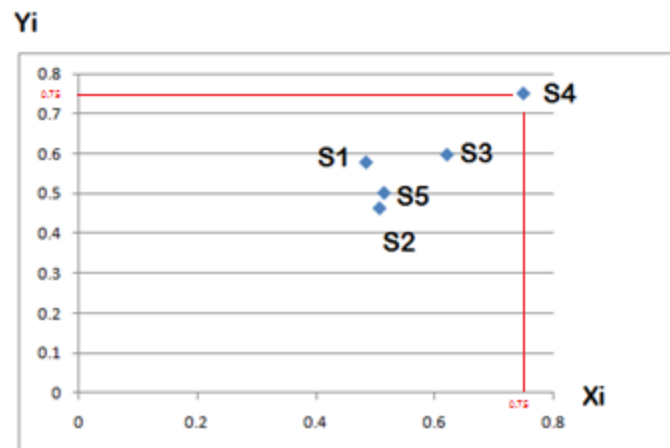


Figura 2.7.: Evaluación del Proyecto según VDI 2225

Como se aprecia en la Figura 2.7, la solución que obtuvo mayor puntuación, es aquella cuyas características técnicas y económicas son las más apropiadas para la aplicación, y es por esto que es la que elegiremos, en este caso es la solución 4 (S4). En el siguiente capítulo se diseñará entonces el centro de mecanizado teniendo en cuenta los criterios obtenidos en esta evaluación.

2.5. Dimensionamiento básico del sistema

Se tratará de desarrollar en la presente tesis el diseño de una fresadora según las características especificadas previamente. Además, la plataforma móvil debe estar apropiadamente diseñada, tal que resista los esfuerzos y exigencias del caso. La mesa de trabajo debe estar correctamente anclada a la parte móvil de la plataforma, para así poder manipular la pieza en las direcciones convenientes tal que se obtenga un acabado y resultados típicos de una fresadora convencional.

El cabezal de la fresadora será el apropiado para el tamaño de la mesa, su dimensionamiento depende en gran parte de las propiedades del motor a seleccionarse, así como de la aplicación que se le dará, pues habrá que reservar espacio para posibles transmisiones mecánicas tales como fajas o engranajes. Se aprecia una proyección isométrica en la Figura 2.8.

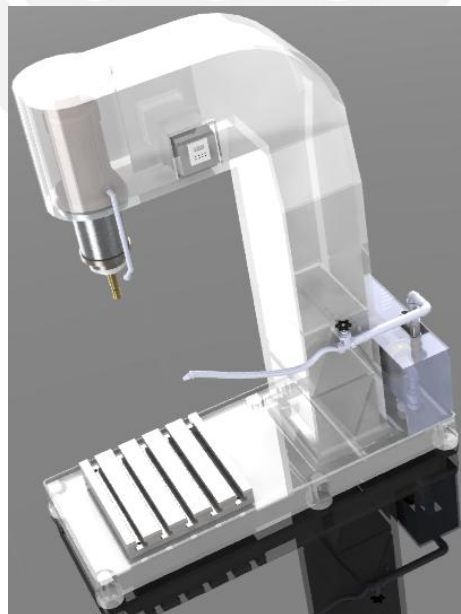


Figura 2.8.: Diseño básico de la fresadora

A continuación se mostrarán los cálculos preliminares para la selección del motor, para así disponer de medidas referenciales de toda la fresadora. Mediante el cálculo de la potencia del motor se conocerá aproximadamente las dimensiones del mismo. Esta potencia se calcula según la fórmula mostrada a continuación.

$$P_c = \frac{a_p * a_e * v_f * k_c}{60 * 10^6 * \eta}$$

Donde:

- P_c potencia de corte
- a_p profundidad de corte
- a_e ancho de corte
- k_c fuerza específica de corte
- v_f avance de la herramienta
- η rendimiento

Sabiendo que un material común para mecanizar moldes de fundición es el hierro fundido, se obtienen estos valores recomendados de tablas y catálogos. Además asumiendo valores para el diámetro de la fresa (15 mm) y la profundidad de cada pasada (3 mm).

$$P_c = \frac{a_p * a_e * v_f * k_c}{60 * 10^6 * \eta} = 3.4 \text{ kW} = 4.5 \text{ HP}$$

Por lo tanto se requerirá un motor de aproximadamente 5 HP de potencia técnica en el eje. Según la norma IEC 34-7, las medidas aproximadas correspondientes a un motor de estas características.

Así se determinan básicamente las dimensiones de la fresadora y a partir de ellas se conocen las dimensiones que debe poseer la plataforma de 6 GDL. Con estos datos se construye un esquema de la máquina con sus partes principales, las dimensiones de la plataforma y el volumen de trabajo para el mecanizado tal como se muestra en la Figura 2.9.

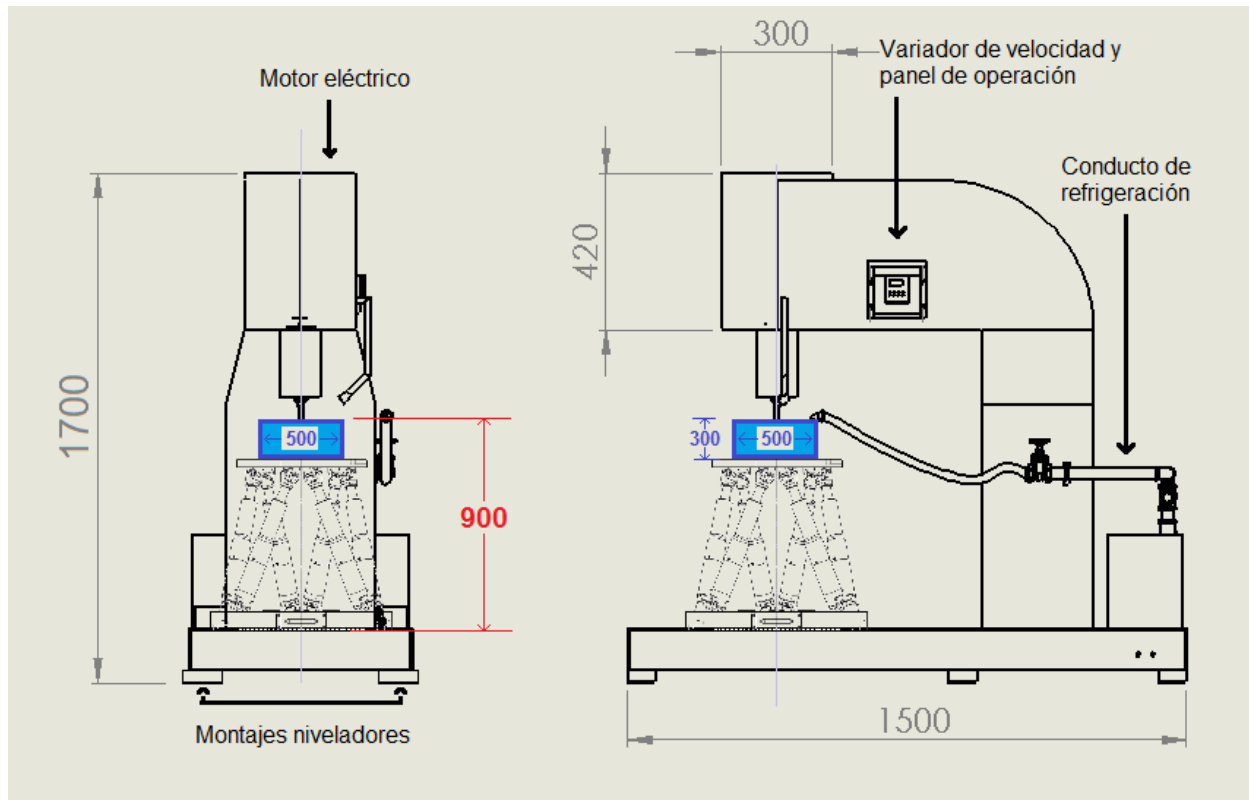


Figura 2.9.: Dimensionamiento básico de la fresadora con componentes principales
(Dibujo no a escala)

CAPÍTULO 3

SELECCIÓN DE COMPONENTES Y DISEÑO ESTRUCTURAL

En el presente capítulo se muestran los cálculos realizados para la selección del motor necesario para accionar el husillo de la fresadora CNC. Asimismo se determinaron todos los aditamentos que éste deberá poseer en cuanto a elementos de máquinas, estructurales y conexiones eléctricas.

Asimismo se diseñó la estructura que debe contener a estos componentes, de tal manera que durante la operación las fuerzas que aparezcan sobre la estructura no afecten las calidades de las piezas a maquinar. Dentro de este análisis se efectuó un cálculo por elementos finitos con ayuda de software *Solidworks Simulation*.

En esta sección se usará la nomenclatura ISO para mecanizado y como guía el documento “*Metalcutting Technical Guide*” provisto por la firma *Sandvik, Coromant*.

3.1. Definir la operación

La máquina herramienta en cuestión será utilizada para la fabricación, mediante el arranque de viruta, de piezas complejas, con concavidades y bajos radios de curvatura. Es por esta razón que se precisa que un gran campo de aplicación será la manufactura de moldes para fundición. Sin embargo, la fresadora a diseñarse también será capaz de realizar el mecanizado de piezas tales como elementos de máquinas y estructurales de geometría no uniforme, como por ejemplo cajas de cambios, carcasas, juntas, cojinetes, entre otros. Las dimensiones de estos elementos dependen enteramente de la capacidad de la máquina, es decir, deben tener como máximo 500 mm de ancho, 500 mm de largo y 300 mm de altura.

Como se trata de un fresado para cavidades se deben de usar herramientas con bordes sin ángulo de ataque, es decir herramientas con filos cortantes redondeados. Se recomienda usar para este tipo de operación portaherramientas para herramientas indexables, es decir plaquitas de corte redondas. En la Figura 3.1 se muestran variantes de la herramienta de corte que irá acoplada al husillo, contando con la tecnología *Coromill 300*.

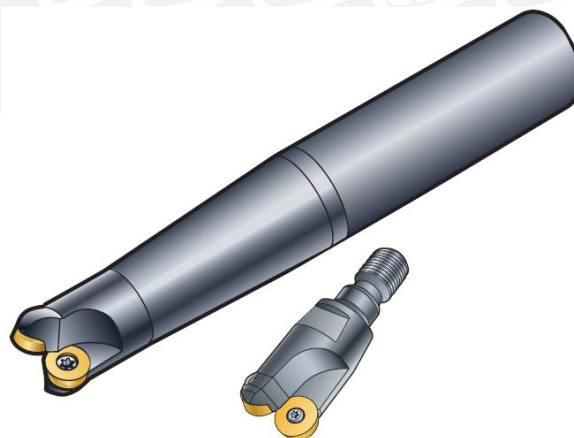


Figura 3.1: *Coromill 300* con plaquitas de corte redondas

Asimismo para las operaciones previamente mencionadas se pueden usar herramientas sólidas con el borde axial de la herramienta completamente redondeado, este tipo de herramientas son más apropiadas para el acabado, ya que por su geometría generan viruta más delgada y es mucho más fácil eliminarla durante la operación, gracias a la

acción del fluido refrigerante o bien de un flujo de aire inducido. En la Figura 3.2 se muestra una herramienta sólida con terminales redondeados mientras se mecaniza una cavidad.



Figura 3.2: Herramienta sólida de corte para mecanizar cavidades

3.2. Definir el material a mecanizar

Para las operaciones definidas en 3.1 existen ciertos tipos de materiales que son los más comunes y poseen características ya estudiadas para el mecanizado. Estos son los hierros fundidos y las aleaciones de aluminio y cobre, la nomenclatura ISO los clasifica con las letras “K” y “N” respectivamente. El mecanizado de estos materiales ha sido ampliamente estudiado para obtener las condiciones de corte que hacen el proceso más eficiente, es por ello que se tomarán valores recomendados al momento de definir las condiciones de corte. En el anexo A.9 se muestra en detalle la gama de material a mecanizarse.

3.3. Seleccionar la herramienta de corte

La firma *Sandvik*, *Coromant* recomienda para las operaciones especificadas ciertas herramientas que han sido diseñadas con ese propósito en específico. Para las operaciones con plaquitas indexables redondas se usará el portaherramientas *Coromill 300*, que nos permite realizar fresados en desbaste y hasta semi-acabados. La herramienta puede variar su diámetro (D_c) desde los 10 mm hasta los 42 mm, según lo requiera la aplicación. Además se propone el uso de plaquitas redondas con un diámetro

de 12 mm y un ángulo de ataque de 15°. En la Figura 3.3 se muestra el detalle de la herramienta y los insertos.

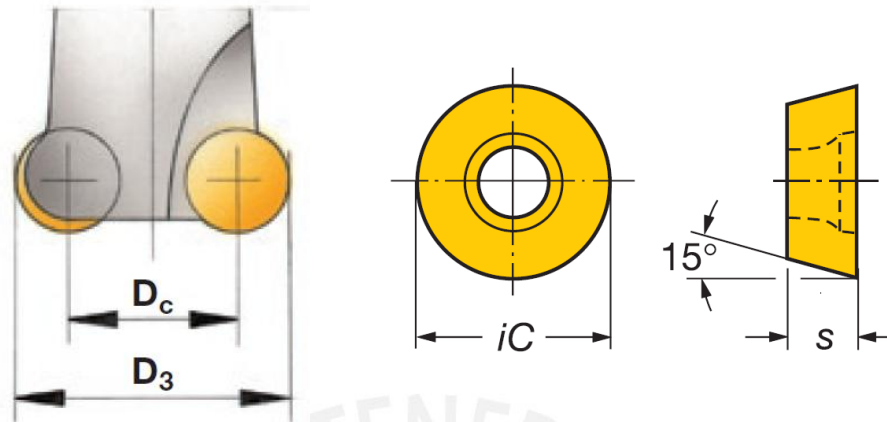


Figura 3.3: Herramienta *Coromill 300* y Inserto circular, $D_c=10\text{mm}$ hasta 42mm ;
 $D_3=D_c+iC$; $iC=12\text{mm}$; $s=4\text{mm}$

Se establecerá para la aplicación un diámetro de la herramienta $D_c=24\text{mm}$; de tal manera el diámetro D_3 será de 36mm , que corresponde a la mínima curvatura que la herramienta será capaz de mecanizar. En caso se deseen curvaturas más bajas se deberá seleccionar distintas herramientas o plaquitas y verificar que los parámetros de la máquina sean los apropiados. Cabe mencionar que esta herramienta permite el uso de 2 plaquitas indexables $z_n = 2$.

Cabe mencionar que el material de las plaquitas es de carburo con ciertos recubrimientos en las aristas de corte. El tipo de recubrimiento a usarse depende del material a mecanizar y de las condiciones a las que será expuesto, estos materiales han sido estudiados para determinar el apropiado para cierta condición de corte. En el acápite 3.4 se definen los recubrimientos usados en la aplicación.

Se han mencionado las ventajas y desventajas del uso ya sea de plaquitas o de una herramienta sólida de corte, ya que se prevé que puedan ser de uso intercambiable, según discierna el usuario. Sin embargo, el uso de la herramienta *Coromill 300* permite el uso de accesorios que brindan un mayor alcance axial a la operación, es por ello que se procede a los cálculos con este tipo de herramienta.

3.4. Determinación de las condiciones de corte

En la operación de maquinado se requiere el movimiento relativo de la herramienta de corte y el material con que se trabaja. El movimiento principal lo realiza la herramienta con una velocidad de corte que se imprime mediante el motor de accionamiento, que a su vez depende del número de filos y del diámetro de la herramienta o fresa con que se opera.

Además, debe existir un movimiento lateral relativo entre la herramienta y el material de trabajo, ya sea mediante el movimiento del cabezal de la fresadora o mediante el movimiento de la plataforma móvil, este movimiento es llamado el avance. El último parámetro a tener en cuenta en esta operación es la penetración de la herramienta, que también es llamada profundidad de corte, y que se mide a partir de un plano de referencia tangente a la pieza a maquinar y paralelo a la superficie de trabajo.

El manual *Sandvik, Coromant* recomienda para el uso de las plaquitas indexables un avance por diente de $f_z = 0.18 \text{ mm/inserto}$; asimismo para las profundidades de corte menciona rangos desde 0.1 mm hasta 6 mm. Se sabe que la operación crítica se da en el desbaste, por lo cual se establece la profundidad $a_p = 3 \text{ mm}$ (desbaste) como máximo para esta fresadora. Además se sabe que el máximo espesor de viruta que podría generarse es de $h_{ex} = 0.15 \text{ mm}$.

Además se tiene los materiales a mecanizar ya definidos, estos son los hierros fundidos (K) y las aleaciones de aluminio y cobre (N). Para estos materiales existen velocidades de corte recomendadas que dependen a su vez del tipo de inserto que se use. Se muestra en la Tabla 3.1 las velocidades de corte recomendadas para los materiales K y N.

Tabla 3.1: Velocidades de corte recomendadas para los materiales K y N

ISO	Material		Material de la plaquita: GC 3020			
			Máximo espesor de la viruta, h_{ex} mm			
			0.1	0.2	0.3	
			Velocidad de corte, v_c (m/min)			
K	Fundición de hierro maleable	Ferrítica	265	220	180	
		Perlítica	220	180	150	
	Fundición gris	Baja resistencia a la tensión	290	240	195	
		Alta resistencia a la tensión	235	190	155	
	Fundición nodular	Ferrítica	180	150	125	
		Perlítica	170	140	115	
ISO	Material		Material de la plaquita: H 13A			
			Máximo espesor de la viruta, h_{ex} mm			
			0.1	0.15	0.2	
			Velocidad de corte, v_c (m/min)			
N	Aleación de aluminio	Forjado y/o trabajado en frío	750	695	645	
		Forjado y/o envejecido	675	630	580	
	Aleación de aluminio	Fundido y resistente al envejecimiento	750	695	645	
		Fundido y envejecido	680	630	580	
	Aleación de aluminio	Al \geq 99%	755	700	650	
	Aleación de aluminio	Fundido, 13-15% Si	300	280	260	
		Fundido, 16-22% Si	225	210	195	
	Cobre y aleaciones de cobre	Aleaciones sin corte, \geq 1% Pb		375	350	325
		Latón, bronce con plomo, \leq 1% Pb		375	350	325
		Bronce		265	245	225

Para el mecanizado de hierros fundidos se propone el uso de insertos recubiertos de carburo para mecanizar fundición gris, material definido como GC3020. Sabiendo que el máximo espesor de viruta a producirse es de $h_{ex} = 0.15 \text{ mm}$, se tiene una velocidad de corte de $v_c = 265 \frac{m}{min}$ como condición crítica, valor que se halla interpolando los valores de la Tabla 3.1. Mientras que para el mecanizado de aleaciones de aluminio y cobre se propone el uso de insertos de carburo sin recubrimiento con aristas de corte agudas, material definido como H13A. Se tiene entonces una velocidad de corte de $v_c = 700 \frac{m}{min}$ como condición crítica. En el Anexo A.10 se muestra el detalle de los materiales que componen las plaquitas según la aplicación.

Con esto quedan definidas las condiciones de corte para los materiales seleccionados. En el siguiente acápite se determinará gracias a estos datos, la potencia que debe entregar el motor de accionamiento del husillo para satisfacer estas necesidades.

3.5. Selección del motor de accionamiento

Con las condiciones de corte definidas se puede conocer cuánta potencia consume un mecanizado según las operaciones definidas en 3.1. Previamente se determina el rendimiento de la fresadora, ya que el cálculo de potencia se realiza en el borde de la herramienta de trabajo, y existe cierta pérdida desde el motor eléctrico de accionamiento.

Determinación del rendimiento de la fresadora

El rendimiento de la fresadora se ve afectado debido a las transmisiones existentes entre el cabezal y el husillo. Por lo general, una fresadora posee un rendimiento entre 0.6 y 0.8 debido a las transmisiones de engranajes y poleas. En este caso por tratarse de una fresadora muy pequeña no existirá este tipo de arreglos, ya que el husillo será directamente acoplado al motor. Entonces se le asignará un rendimiento de 95% típico para acoples rígidos.

Cálculo de la velocidad de giro del husillo

La velocidad de giro del husillo se calcula gracias a las condiciones de corte y mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{1000 * v_c}{\pi * D_e}$$

Donde D_e es el diámetro de corte efectivo y se calcula según lo siguiente:

$$D_e = D_c + \sqrt{iC^2 - (iC - 2a_p)^2} = 35 \text{ mm}$$

Con esto se determinan los valores de velocidad de giro del husillo para cada material:

$$n = 2\ 400 \text{ rpm} \rightarrow \text{para hierro fundido}$$

$$n = 6\ 300 \text{ rpm} \rightarrow \text{para aleaciones de aluminio y cobre}$$

Cálculo del avance de la herramienta

El avance de la herramienta se define gracias al número de filos de corte y al avance por diente, según la siguiente ecuación:

$$v_f = f_z * n * z_n$$

$$v_f = 860 \frac{mm}{min} \rightarrow \text{para hierro fundido}$$

$$v_f = 2\,260 \frac{mm}{min} \rightarrow \text{para aleaciones de aluminio y cobre}$$

Cálculo de la potencia del motor

Para el cálculo de la potencia del motor se aplica la siguiente ecuación:

$$P_c = \frac{a_p * a_e * v_f * k_c}{60 * 10^6 * \eta}$$

Donde $a_e = 24 \text{ mm}$ (ancho de corte), pues corresponde al ancho de corte, que en este caso se toma como el diámetro de la herramienta o D_c . El valor de k_c (fuerza específica de corte) se obtiene extrapolando valores de la tabla en el Anexo A.9 y depende del material a mecanizar.

$$P_c = \frac{3 * 24 * 860 * 3.4}{60 * 10^6 * 95} = 3.6 \text{ kW} = 4.9 \text{ HP} \rightarrow \text{para hierro fundido}$$

$$P_c = \frac{3 * 24 * 2260 * 1.2}{60 * 10^6 * 95} = 3.4 \text{ kW} = 4.5 \text{ HP} \rightarrow \text{para aleaciones de aluminio y cobre}$$

Se aprecia que para el mecanizado en desbaste, que es condición crítica para el cálculo de potencia, se requieren alrededor de 5 HP al mecanizar hierros fundidos, mientras que el requerimiento de potencia para el mecanizado de aleaciones de aluminio y cobre estaría cubierto.

Definición de la forma constructiva del motor

La forma constructiva de este motor, según la norma IEC 34-7, debe ser V1, ya que el eje de salida del par del motor debe ubicarse en posición vertical y dirigido hacia el suelo, que es la orientación que tendría en la fresadora vertical con acople directo hacia el husillo. Las características exactas de esta configuración son: dos cojinetes, brida de sujeción y extremo de eje inferior libre. En la Figura 3.4 se puede apreciar un cuadro con las distintas formas constructivas que puede llevar un motor eléctrico según la norma IEC 34-7, se elige la configuración V1, lo cual fue conclusión de la metodología del diseño.

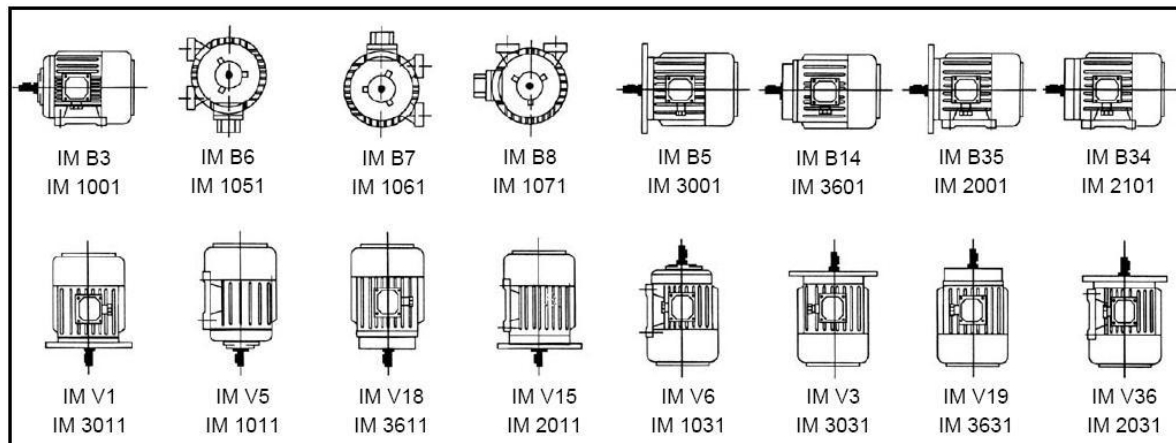


Figura 3.4.: Formas constructivas de motores según IEC 34-7¹⁹

Selección del catálogo de fabricante

Se selecciona el motor conociendo su forma constructiva y la potencia real a imprimirse. En la Tabla 3.2 se muestra un extracto del catálogo usado.

¹⁹ Disponible en: http://www.ifimoto.com/Spanish/motores_electricos/forma_constructiva.htm

Tabla 3.2: Extracto de catálogo de motores Siemens²⁰

Descripción				Modelo
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	Uso general
5	3600	220/440	184T	1LA01842YK30
	1800	220/440	184T	1LA01842YK30
	1200	220/440	215T	1LA02156YK30
	900	220/440	254T	1LA02548YK30

En la Tabla 3.2 se encuentra un valor de 5 HP, que satisface los requerimientos. Así, se elige un motor Siemens con código de serie 1LA01842YK30, con una velocidad de placa de 3600 RPM y tensión nominal de 220 voltios. En el anexo A.1 se muestra el catálogo *Siemens* para el motor eléctrico de accionamiento del husillo.

3.6. Selección de componentes

Con la elección del motor eléctrico de accionamiento, se procede a seleccionar los accesorios que permitirán que éste se comporte de tal manera que pueda realizar las operaciones de mecanizado típicas de una fresadora convencional.

Selección del variador de velocidad

Como se sabe un motor asíncrono trifásico de jaula de ardilla (MATJA) gira en condición de plena carga a una velocidad relativamente cercana a la de sincronismo. Sin embargo, la operación de la fresadora debe permitir cambios de velocidad de corte, por lo que se debe usar algún método de variación de velocidad. Si bien se podría diseñar un juego de fajas o engranajes, se prefiere usar un variador de frecuencia puesto que el motor seleccionado es uno de baja potencia.

²⁰ Disponible en: <http://www.weg.net/us/Products-Services/Electric-Motors/Definite-Purpose-Motors/TEFC-In-Line-Extra-Thrust/>

Luego se selecciona un variador de frecuencia del mismo fabricante por recomendación de éste. En la Figura 3.5 se muestra un esquema del circuito del motor y el variador de frecuencia, se puede ver en más detalle las conexiones eléctricas en el plano A3.K1.

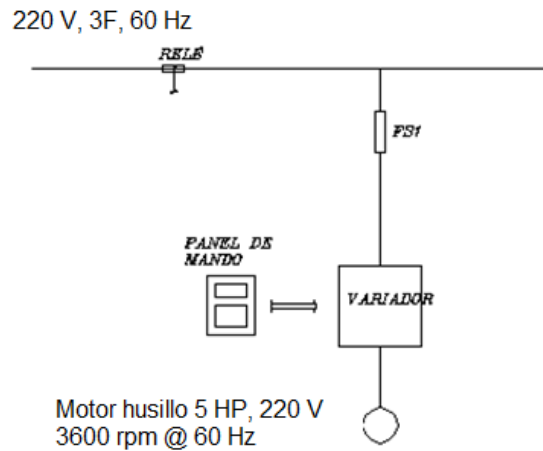


Figura 3.5: Esquema eléctrico del circuito del motor de accionamiento

Como se aprecia en el circuito de la Figura 3.5., además del variador de velocidad se debe contar con una interfaz para el usuario, es decir un panel y además fusibles para evitar daños en el variador. Se propone usar fusibles *Bussman* según recomendación expresa del fabricante (*Siemens*).

El variador es elegido del catálogo según la potencia que proporciona el motor. En la Tabla 3.3 se muestra un extracto del catalogo de variadores donde se muestran algunas especificaciones:

Tabla 3.3: Extracto de catálogo Siemens para variadores de frecuencia

Potencia (max)		Corriente asignada de entrada	Corriente asignada de salida	Tamaño de caja	Ejecución	SINAMICS G110 con filtro integrado
kW	HP	A	A	(Frame size)		Referencia
4	5.3	19.7	7.8 (a 40°C)	FS B	Analógica	6SL3221-0AB41-5AB0
					USS	6SL3221-0AB41-5AC0

El variador se selecciona según la potencia que debe suministrarse, así elegimos aquel de 4 kW pues satisface la potencia del motor trifásico seleccionado.

Asimismo vemos que el catálogo indica valores de corriente de entrada y salida que corresponden a este variador. Se debe tener en cuenta que no se deben sobrepasar estos límites pues la condición de sobrecarga por tiempos prolongados puede dañar el equipo.

En la Figura 3.6 se muestra una imagen del variador con el panel de operación (BOP, *Basic Operation Panel*) ya incorporado, sus dimensiones se obtienen del fabricante.



Figura 3.6.: Variador de frecuencia SINAMICS G110 FS (*Frame Size*) B²¹

Se elige una interfaz apropiada para el operador, donde éste controlará digitalmente la frecuencia de salida del variador, para así obtener determinada velocidad según la carga de trabajo. En la Figura 3.7 se muestra el panel de operación.

²¹ Disponible en: [<http://www.elecerrano.com.ar/siemens/variadores/g110/index.php>]



Figura 3.7.: Panel de Operación²²

La velocidad con la que se desea trabajar se obtiene en base a la variación de la frecuencia con la ecuación 3.1:

$$RPM = \frac{120 * f}{\#polos} \quad (3.1)$$

Donde:

- *RPM: velocidad de giro del husillo*
- *f: frecuencia de salida*
- *#polos: numero de polos del motor*

Así, sabiendo que el motor posee 2 polos, la velocidad queda completamente definida al seleccionar el valor de frecuencia. El panel permite ingresar hasta 5 cifras significativas.

Los fusibles de baja tensión se seleccionan de la marca recomendada por el proveedor del variador de velocidad (*Bussman*), que es el objeto que se desea proteger primordialmente. En el anexo A.2 se muestra un catálogo del variador de frecuencia.

Definición de conexiones eléctricas

En base al esquema eléctrico mostrado previamente (Figura 3.7) se conoce la disposición de los cables que transmitirán la corriente necesaria. Ahora se debe seleccionar el tipo de

²² Disponible en: [<http://www.elecerrano.com.ar/siemens/variadores/g110/index.php>]

conductor que se usará. Para este cálculo se usará software recomendado por el proveedor para conexiones flexibles de baja tensión. Se procederá a ingresar los datos en la interfaz del programa “Cepermatic” que soporta la plataforma de Windows.

Se ingresan los siguientes datos:

- Corriente: Trifásica
- Tensión de línea: 220 V
- Longitud de la línea: 10 m
- Eficiencia: 100%
- Potencia: 5 HP
- Frecuencia: 60 Hz
- Factor de potencia: 0.8

Una vez ingresados los datos, el programa proporciona los resultados que se muestran en la Tabla 3.4. Se debe tener en cuenta, antes de decidir por alguna de las alternativas, que el conjunto motor variador de velocidad debe recibir un valor de voltaje mínimo debido a que puede presentarse pérdidas en los conductores.

Tabla 3.4: Resultados de la iteración del programa “Cepermatic”

Solución 1	
Plastotene 1x8 AWG	
temperatura ambiente	40° C
Caída de tensión	0.46 V (0.21%)
Pérdida de energía	10.86 vatios-hora (0.29%)
Solución 2	
Plastotene (CPI) 1x6 mm²	
temperatura ambiente	40° C
Caída de tensión	0.63 V (0.29%)
Pérdida de energía	15.34 vatios-hora (0.41%)
Solución 3	
Voltalene-A (CAI) 3x6 mm²	
temperatura ambiente	40° C
Caída de tensión	0.59 V (0.27%)
Pérdida de energía	15.09 vatios-hora (0.40%)

En la Tabla 3.4 se puede apreciar que existen 3 soluciones posibles según la cantidad de conductores con los que opera.

Según el catálogo del motor, éste debe recibir un voltaje de $220 \pm 5\%$ por lo que una caída de tensión como las que se muestran en los resultados no generaría mayores inconvenientes. Por el otro lado, para el variador de frecuencia se recomienda una tensión de entrada de $220 \pm 2\%$, debido a que este equipo es más propenso a descompensarse debido a baja tensión. Sin embargo, ninguna de las soluciones implica una caída de tensión del 2%. La mayor caída de tensión corresponde a la solución 2, que es de un 0.29 % (menos de 2 voltios). Entonces se procede a seleccionar la solución que implique un menor costo para el proyecto. En la Tabla 3.5 se muestran los precios de los cables en el mercado nacional.

Tabla 3.5: Precio de conductores en el mercado nacional

Conductor	Precio (\$/m)
Plastotene 1x8 AWG	5.75
Plastotene (CPI) 1x6 mm ²	4.85
Voltalene-A (CAI) 3x6 mm ²	5.15

De la Tabla 3.5 se aprecia que la solución más económica es la segunda (Plastotene (CPI) 1x6 mm²). En la Figura 3.8 se aprecia la sección transversal de este tipo de cable.



Figura 3.8.: Cable conductor [Plastotene (CPI) 1x6 mm²]²³

En la Figura 3.8 se aprecia que el cable principal posee dentro del aislamiento principal, otros 6 conductores de un calibre de 6 mm², cada uno de estos conductores posee 7 hilos de cobre.

²³ Disponible en: <http://www.ceper.com.pe/cepermatic/Catalogo/RPT14.HTM>

Selección de porta fresas y cono

La fresa es sujeta por un portaherramientas que a su vez se posiciona gracias a un “cono”. Se elige entonces un cono ISO 40 de la marca *Rohm*. Las dimensiones del cono están completamente definidas según la norma DIN 2080. En la Figura 3.9 se muestra un cono ISO 40 con una extensión sólida adaptable para la herramienta *Coromill 300*.



Figura 3.9.: Cono ISO 40 con extensión sólida y herramienta *Coromill 300*²⁴

Las dimensiones de este conjunto se encuentran definidas por el fabricante tanto *Sandvik Coromant* para la herramienta y la extensión, como *Rohm* para el cono; y se tomarán en cuenta en el análisis de las fuerzas que se ejercen sobre la herramienta.

Sujeción del cono al husillo

El cono se sujeta al husillo mediante un sistema de mordazas accionados por la tracción de un resorte que pasa por el interior del árbol. Las mordazas sujetan un espárrago de tracción para lograr que el cono haga contacto y fricción con la superficie cónica del husillo. En la Figura 3.10 se muestra un detalle del sistema de bloqueo del cono.

²⁴ Disponible en: <http://www.rohmiberica.com/web/productos?view=machine&uuid=4375c729-1b12-448e-98a3-e88533212d51>

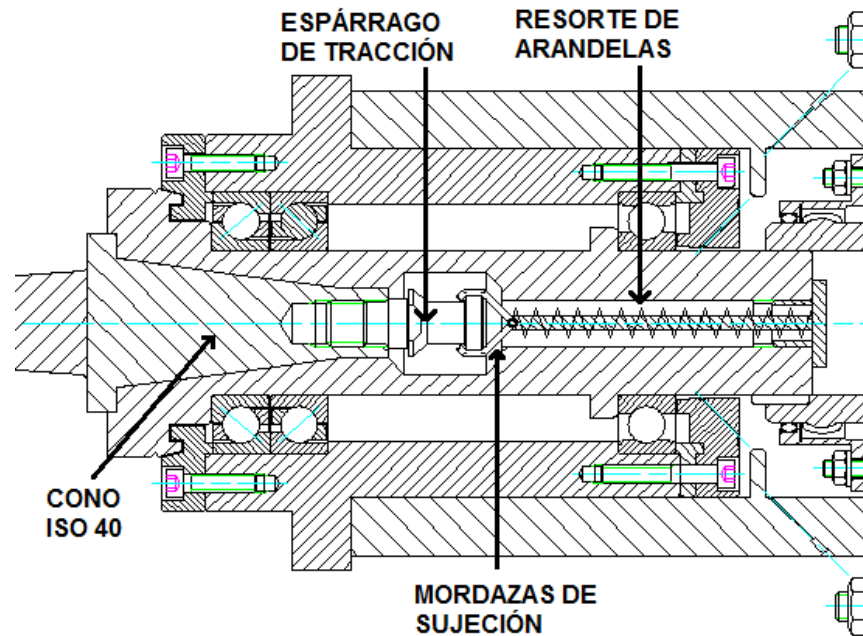


Figura 3.10: Sistema de bloqueo del cono con componentes principales

El espárrago tirante define su geometría según la norma DIN 69872, mientras que las mordazas y el resorte se definen según la norma DIN 6796. Se puede apreciar este sistema en detalle en el plano A0.E1.

Sistema de refrigeración de la máquina herramienta

El uso de un refrigerante para enfriar la herramienta en el proceso de mecanizado mejora las condiciones de corte en gran parte. Principalmente alarga la vida de esta herramienta, ya que sufre en menor proporción los efectos de la fricción causada por el contacto a alta velocidad que se origina debido al contacto con la pieza de trabajo.

Para el diseño se propone el uso de taladrina disuelta en agua en una proporción de entre 8 a 15 % en volumen. La taladrina posee un alto valor de calor específico, lo que quiere decir que absorbe bien el calor a medida que hace contacto con cierta superficie, en este caso, con la herramienta de corte. Además la taladrina posee inhibidores de corrosión y antioxidantes, lo que también alarga la vida del circuito de refrigeración y sus componentes. Se usará una manguera flexible de la marca *Loc-Line* para que la mezcla de refrigerante haga contacto con la superficie de la herramienta y en igual medida se tenga un buen posicionamiento según la operación lo requiera. En la Figura 3.11 se

muestra una manguera flexible inyectando líquido refrigerante sobre una herramienta de corte en operación.



Figura 3.11: Manguera flexible para refrigerante *Loc-Line*²⁵

Como se aprecia en la Figura 3.11 la manguera puede ser fácilmente posicionada a medida que la herramienta requiera refrigeración desde cualquier punto de incidencia. Se podría pensar que la herramienta, al estar fija, debería llevar un medio de refrigeración estático, sin embargo este método de proporcionamiento evita problemas de posicionamiento de piezas, y en general es mucho más versátil. En el anexo A.8 se muestra un catálogo de la manguera flexible de la marca *Loc-line*.

En el acápite 3.4 se recomendó el uso de herramientas indexables con plaquitas carburadas, este material permite temperaturas de trabajo superiores a los 600°C, para el cálculo se tendrá en cuenta que la herramienta no sobrepase los 300°C como factor de seguridad.

La condición de corte crítica no está definida debido al uso de un variador de frecuencia como parte del accionamiento, por lo cual se considera una velocidad de corte lo suficientemente alta como para este cálculo, se toma $N=6300$ rpm, que se dará en la aplicación, por ejemplo en el mecanizado en desbaste de aluminios. Con este valor se procede a calcular la potencia de corte bajo estas condiciones:

²⁵ Disponible en: [<http://www.loc-line.com/>]

$$P_c = 4500 \text{ W}$$

Se considera que el total de esta energía generada para el arranque de viruta, una porción se pierde, es decir se convierte en calor en su mayoría. Este porcentaje se define en un 24%. Ahora tenemos que la tasa de transferencia de calor es de 1080 W.

La solución de taladrina provee una mayor densidad respecto al agua, así como viscosidad como se mencionó previamente. Para los cálculos se tomará la mezcla como agua, que posee un poder refrigerante menor que el real. Entonces se toma el valor del calor específico de esta mezcla en $C_{refrigerante} = 4.18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$.

Durante el mecanizado de los materiales propuestos se pueden lograr, sin refrigeración, temperaturas en la herramienta superiores a los 400°C, este es uno de los materiales en los que la transferencia de calor hacia la herramienta sería la más alta. Para reducir este valor a los 300°C recomendados se buscaría una disminución de la temperatura de 100°C, este valor corresponde a la variación de temperatura en el balance térmico de la herramienta de corte.

Con los datos mencionados previamente se realiza un cálculo por transferencia para determinar la tasa de fluido refrigerante (mezcla) necesario para que la herramienta no sobrepase los límites de temperatura establecidos. Se reemplazan los valores en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} * C_{ref} * \Delta T$$

Donde

- \dot{Q} : Tasa de calor a disipar- 1080 W
- \dot{m}_{ref} : Caudal de refrigerante
- C_{ref} : Calor específico del refrigerante- $4.18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$
- ΔT : Variación de temperatura- 100°C

Con estos valores se calcula \dot{m}_{ref} :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}}{C_{ref} * \Delta T} = 0.025 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se tiene en cuenta que todo el flujo de refrigerante no impactará en los filos cortantes, y que este flujo se debe distribuir en ambos filos. Estos filos, con respecto a toda la fresa, representan aproximadamente un 5% de toda el área. Por lo que se concluye que el flujo de refrigerante debe ser mayor en esta proporción:

$$\dot{m}_{ref_{REAL}} = \frac{\dot{m}_{ref}}{0.05} = 0.5 \text{ kg/s}$$

Teniendo en cuenta que la densidad de esta mezcla es aproximadamente igual a $10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (densidad del agua) se convierte esta tasa a unidades inglesas:

$$\dot{m}_{ref_{REAL}} = 7.9 \text{ gpm}$$

Con este valor seleccionamos una electrobomba de 0.6 HP, 10 gpm @ 600 rpm de la marca Hidrostral para la refrigeración de la máquina herramienta, teniendo en cuenta que se podría incrementar el consumo de refrigerante a medida que se exponga la herramienta a operación continua. En la Figura 3.12 se muestra un esquema de la disposición de esta electrobomba así como otros aditamentos propios del sistema de bombeo.

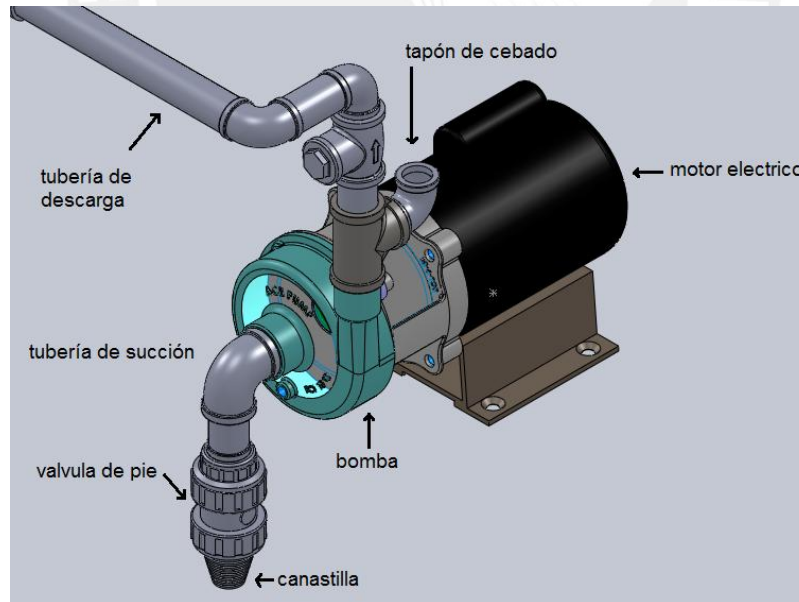


Figura 3.12: Esquema del sistema de refrigeración

Como se aprecia en la Figura 3.12 la electrobomba irá montada sobre una brida de soporte, que a su vez deberá ser unida a la base de la máquina herramienta. El sistema extraerá la mezcla de refrigerante desde la base mediante una tubería de succión, donde el líquido previamente pasará por una válvula de pie con canastilla a medida de filtro de partículas no deseadas. Por otro lado, las tuberías de presión y descarga se seleccionan en de material ASTM A53, un acero estructural para tuberías, y de características sch 40 de 1 pulgada. Posterior a la tubería de descarga debe adjuntarse la manguera flexible mostrada en la Figura 3.11. Cabe mencionar que estos equipos deben estar aislados correctamente, por lo que se colocará una tapa conformada por planchas de acero de $1/4$ ". En el anexo A.3 se muestra el catálogo de la bomba *Hidrostal* y en anexo A.4 se muestra un esquema de la instalación. El detalle de esta configuración se muestra en los planos A0.E1 y A3.D3.

3.7. Apoyos y sujeción de la máquina herramienta

El bastidor de la máquina herramienta deberá ser colocado correctamente sobre montajes niveladores para la calibración de las posiciones según se determinen los semiejes cartesianos con que trabajará la plataforma móvil. Por otro lado la plataforma móvil debe ser acoplada al bastidor de tal manera que todo el conjunto logre la función CNC durante la operación.

Sujeción de la plataforma móvil

Para lograr una correcta sujeción de la plataforma móvil al bastidor se propone el uso de una plataforma con canales en "t" para apoyar la misma mediante el uso de pernos ideales para la aplicación. La geometría la plataforma acanalada, así como la sección de la misma está definida según la norma DIN 650-28, que especifica un ancho de garganta de 28 mm. Esta plataforma en "t" será fabricada para el diseño específico de la fresadora. En la Figura 3.13 se muestra, a medida de ejemplo, una plataforma con canales en "t" del fabricante *BFEW*.

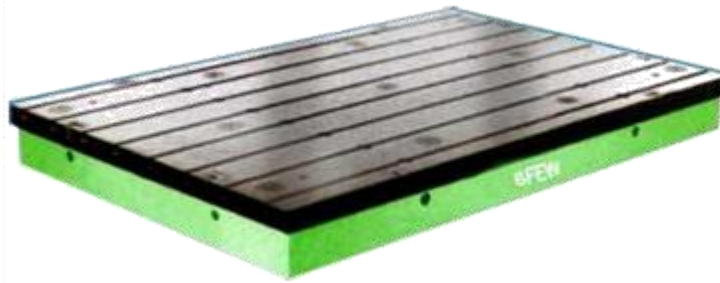


Figura 3.13: Mesa ranurada en "t" BFEW

Esta mesa irá empernada al bastidor de la máquina herramienta gracias a pernos tipo socket, con agujeros pasantes por dentro de los canales, de tal manera que no exista interferencia al momento de acoplar la plataforma móvil. En el plano A0.E1 se aprecia el detalle de la unión atornillada.

Nivelación de la máquina herramienta

La máquina herramienta no puede apoyar su base directamente a la superficie del piso. Esto se debe a que, a pesar de haber realizado un excelente trabajo de cimentación, las superficies nunca serán completamente rígidas. Es entonces que da lugar al uso de montajes niveladores. Se propone para esta máquina herramienta el uso de montajes niveladores con aisladores de neopreno en la base. En la Figura 3.14 se muestra una imagen del montaje.



Figura 3.14: Montaje nivelador AAC⁴⁰

⁴⁰ Disponible en: <http://www.vibrationmounts.com>

Este montaje posee una altura máxima de ajuste de 18 mm. Además la base de neopreno que posee ayuda a aislar en cierta proporción las vibraciones de todo el conjunto de la máquina herramienta. Se dispondrán 6 de estos elementos posicionados bajo la base de la máquina herramienta. En el anexo A.7 se muestra un catálogo del montaje nivelador de la marca AAC. En el plano A0.E1 se aprecia en detalle cómo están distribuidos.

3.8. Diseño estructural

En el diseño de la estructura se debe tener en cuenta que el eje de la herramienta de corte debe mantenerse siempre perpendicular a la superficie de trabajo; en este caso la mesa es móvil y es por ello que se debe asegurar de mantener a la herramienta en su posición vertical a pesar que se encuentre bajo cargas debido a las fuerzas que se generan durante el maquinado. Esto permite que los acabados y tolerancias se encuentren dentro de los límites deseados que se especifican en el acápite 3.4.1.

Asimismo se debe tener en cuenta que existe un fenómeno llamado retemblado. Este es el efecto de las vibraciones en toda la estructura, lo que genera acabados deficientes en las superficies mecanizadas. Este análisis, debido a su gran complejidad, se realizará mediante un software por elementos finitos en el acápite 3.4.3.

3.8.1. Diseño por tolerancias

En la Figura 3.15 se muestra un esquema de cómo se deforman tanto la columna como el cabezal de la máquina herramienta debido a la acción de las fuerzas que generan la remoción de material.

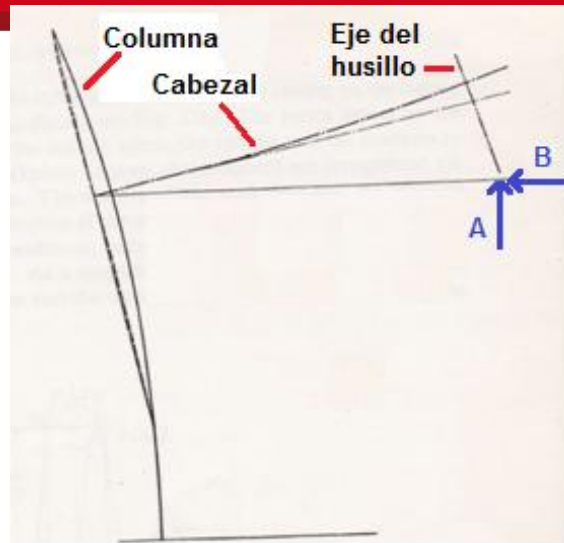


Figura 3.15.: Esquema de deformación de los componentes de la estructura²⁶

Sin embargo, durante la operación de la fresadora, también ocurrirán deformaciones en un plano lateral debido a que el avance de la plataforma también puede ser lateral. Asimismo existe deformación angular gracias al par que producen las fuerzas de corte en la herramienta. En la Figura 3.16 se muestran las deformaciones principales debido a las fuerzas de operación.

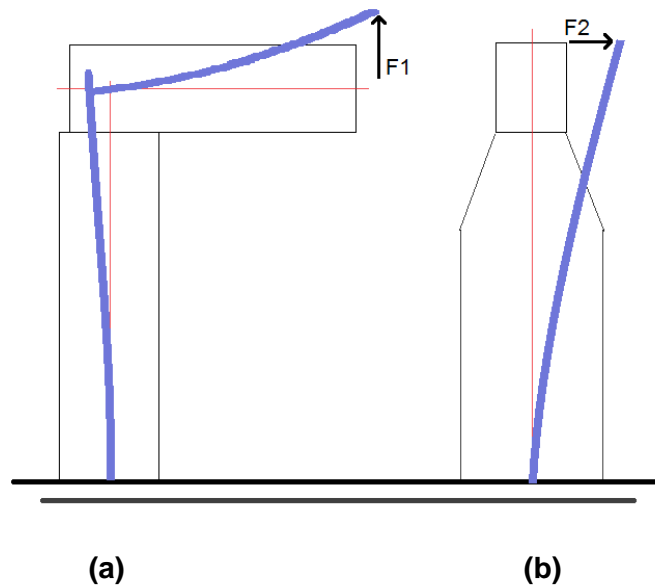


Figura 3.16.: Esquema de deformaciones en **(a)** plano lateral y **(b)** frontal de la estructura²⁷

²⁶ Disponible en: [KOENIGSBERGER, 1964]

Esta geometría no deseada podría generar muchas imperfecciones en las piezas a mecanizar y, además, las tolerancias exigidas no estarían siendo cumplidas a cabalidad. Es por esto que se diseña la estructura teniendo en cuenta que el eje vertical que contiene a la herramienta puede sufrir un giro máximo en cada uno de los planos mostrados en la Figura 3.16. Este valor se extrae de la norma DIN 8615-4, que nos indica los valores aceptables de estas deformaciones en máquinas herramientas.

Debido a las deflexiones que sufren la columna y el cabezal, el husillo se eleva por sobre su nivel de referencia o en todo caso el eje de la herramienta se desvía de su posición vertical. Para poder calcular esta deformación, se toma algunas deformaciones por separado y se suman sus efectos. Las causantes de este desalineamiento serían:

- La flexión en la columna
- La flexión en el cabezal

En lo que se refiere a las tolerancias dimensionales de esta máquina herramienta se recurre a la norma DIN 8615-4 (*Machine Tools; Milling Machines with vertical Spindle and Fixed Table; Acceptance Conditions*), de donde se obtiene que la inclinación máxima permitida por el husillo es de 0,001 radianes en cada plano vertical de la estructura. Esto corresponde al ángulo que se desvía el eje de la herramienta respecto a la vertical. Por lo tanto la suma de las deformaciones angulares, o giros que se producen, debe ser menor a este valor.

En la Figura 3.17 se muestra un esquema de la estructura con la mayor parte de sus dimensiones definidas, debido a que los componentes han sido seleccionados; sin embargo, el espesor de las paredes de la estructura aún no es conocido, siendo esta la incógnita a resolverse con el fin que las tolerancias exigidas se cumplan.

²⁷ Disponible en: [KOENIGSBERGER, 1964]

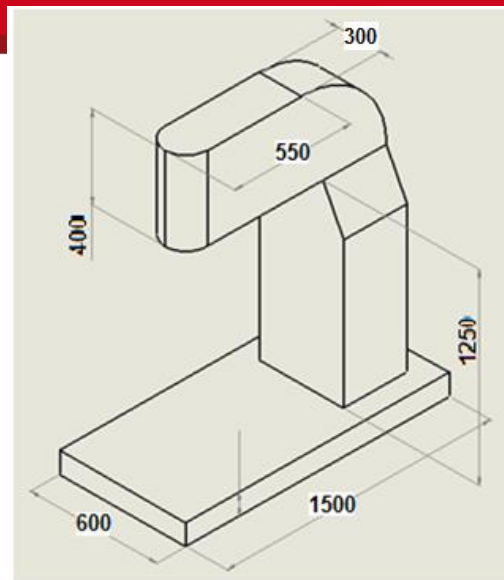


Figura 3.17.: Esquema tridimensional de la estructura de la fresadora con dimensiones principales

En el diseño se tomará un valor máximo de deflexión del eje del husillo de 0.0005 radianes. A partir de éste, se despejará el valor del espesor de las paredes de la estructura.

Como se explicó previamente, se verifica la deflexión de la estructura principalmente en 2 planos (frontal y lateral); sin embargo, en el plano frontal la deformación depende únicamente de aquella producida en la columna de la estructura, mientras que en el plano lateral se debe tener en cuenta también el giro producido por el cabezal. Además, la columna presenta un mayor giro en el plano lateral debido a la geometría de la sección de la columna. Por esta razón los cálculos de deflexión se realizan sobre el plano lateral debido a que es el más crítico.

Análisis de las cargas críticas en el mecanizado

Se toma para el diseño la condición de carga más crítica según se definió en el acápite 3.2. A partir de las condiciones de corte se calcula la fuerza de corte F_c de la siguiente ecuación:

$$P_c = F_c * D_c / 2 * \omega$$

$$F_c = \frac{2 * P_c}{D_c * \omega}$$

Donde:

P_c : Potencia de corte F_c : Fuerza de corte
 D_c : Diámetro de corte ω : velocidad angular del husillo

$$F_c = \frac{2 \cdot 3600W}{0.024m \cdot 251rad/s} = 1200 \text{ N para hierros fundidos}$$

$$F_c = \frac{2 \cdot 3400W}{0.024m \cdot 660rad/s} = 430 \text{ N para aleaciones de aluminio y cobre}$$

Esta condición se cumple cuando la herramienta de corte hace contacto en uno solo de sus filos de corte, es decir se estar realizando una operación de perfilado con una lado de la herramienta sin contacto en cierto momento. En la Figura 3.18 se muestra un esquema de cómo se posiciona la herramienta y la descomposición de las fuerzas.

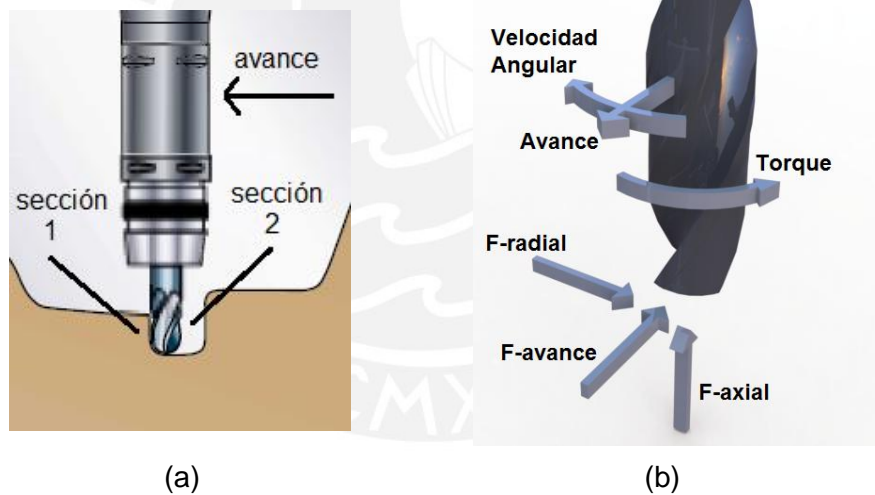


Figura 3.18: (a) Mecanizado de perfiles: “Sección 1” de la herramienta trabaja; “Sección 2” de la herramienta no trabaja. (b) Descomposición de las fuerzas de mecanizado.

La fuerza de corte resultante tiene una componente radial a la herramienta, una componente axial a la herramienta y una componente en contra de la dirección del avance, tal como se muestra descompuesta en la Figura 3.18. Como se desconoce la posición de la herramienta respecto a la pieza a mecanizar, se toma en cuenta que cualquiera de estas fuerzas descompuestas puede llegar al valor máximo de la fuerza

resultante de corte. Entonces la condición crítica de corte para este tipo de mecanizado se define según muestra la Figura 3.19.

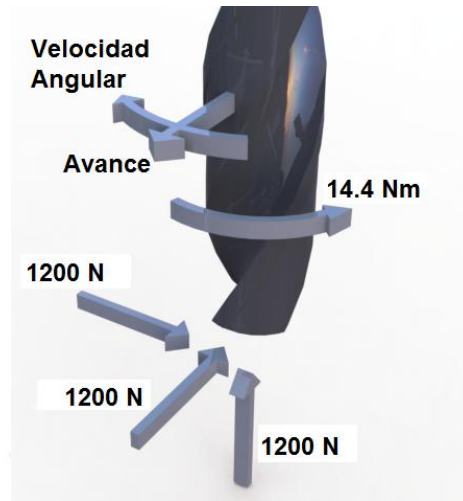


Figura 3.19: Descomposición de las fuerzas para el perfilado

Además para el mecanizado existen otro tipo de operaciones que se puede realizar como por ejemplo el fresado frontal, donde la herramienta posee un mayor contacto con la pieza de trabajo con respecto al caso anterior (perfilado). En esta situación las fuerzas que se generan sobre la herramienta son distintas, y además se produce un mayor torque. En la Figura 3.20 se muestra un esquema de cómo se posiciona la herramienta y la descomposición de las fuerzas.

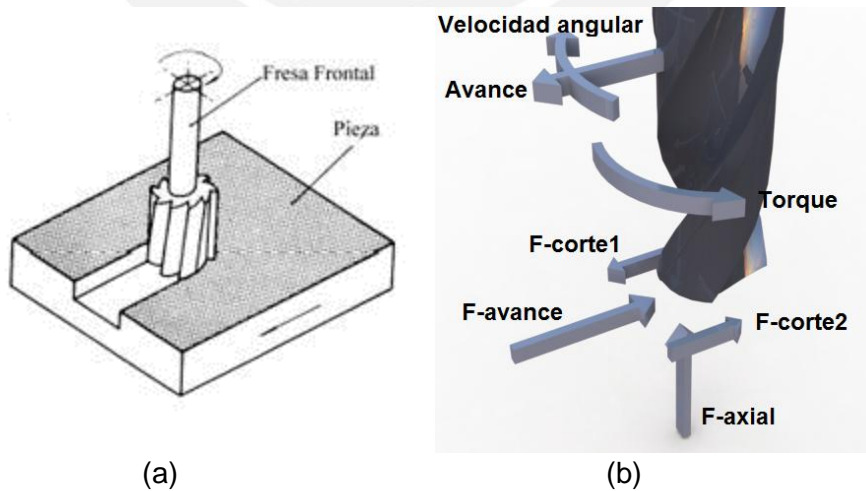


Figura 3.20: (a) Fresado frontal. (b) Descomposición de las fuerzas.

Las fuerzas de corte generan un mayor torque respecto al caso anterior. Además la fuerza resultante tiene un valor máximo de 1200 N; sin embargo, se tomarán todas ellas con este valor debido a que no se conoce la posición relativa entre la herramienta y la pieza a trabajar. En la Figura 3.21 se muestra las el valor de las fuerzas resultantes en esta operación



Figura 3.21: Descomposición de las fuerzas para el fresado frontal

Las operaciones para el mecanizado antes mencionadas generas esfuerzos máximos sobre la herramienta, que posteriormente serán traducidos al resto de la estructura de la fresadora. Entonces se toma en cuenta que las operaciones pueden combinarse y en cierto instante de tiempo los esfuerzos han de superponerse. Así la condición de carga crítica corresponderá a la superposición de las fuerzas halladas previamente. Se muestra en la Figura 3.22 la condición de carga crítica para el fresado en general.

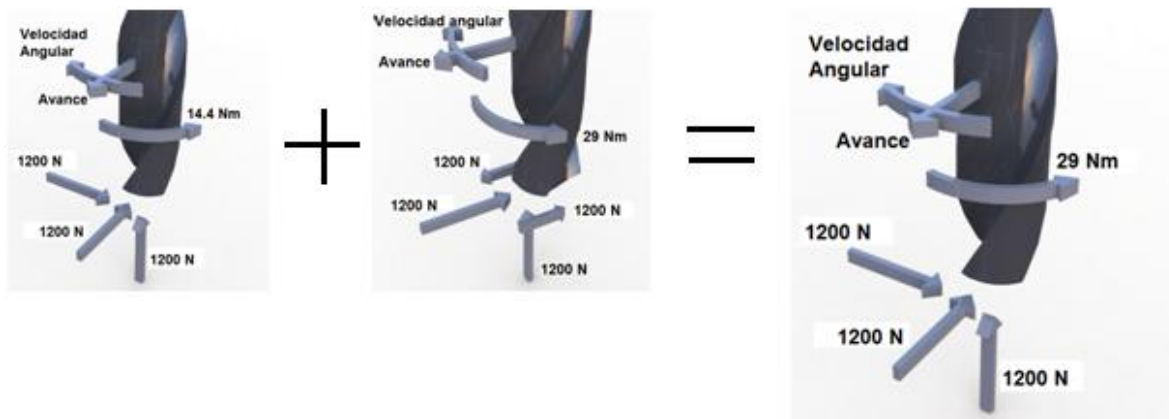


Figura 3.22: Fuerzas en condición de carga crítica

Con la condición de carga crítica ya definida se muestra un esquema de la estructura bajo cargas con el que se calculará la deformación que se genera en el husillo. En la Figura 3.23 se muestra el DCL con las dimensiones principales de la estructura.

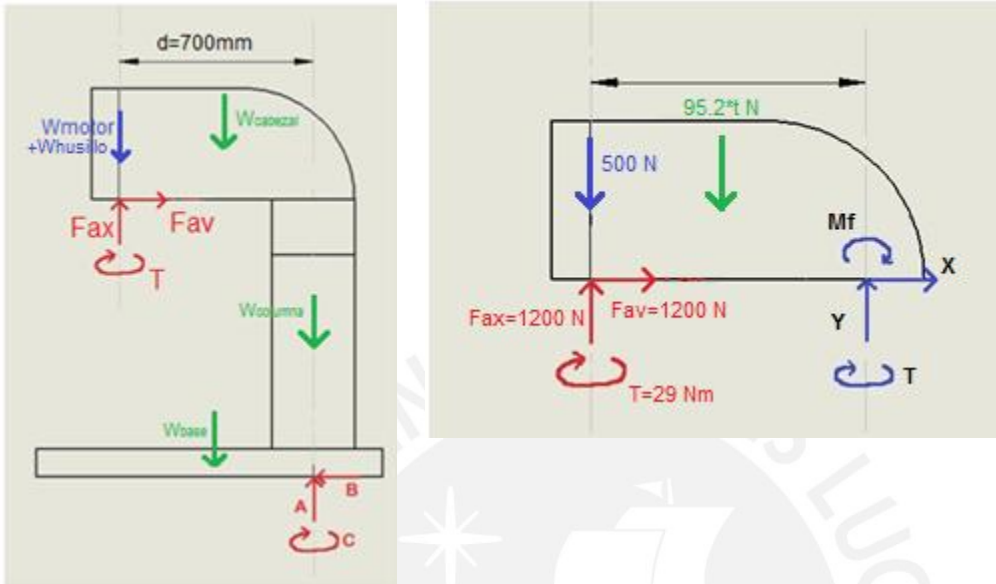


Figura 3.23: Estructura de la fresadora bajo cargas: **(a)** DCL de la estructura bajo cargas externas y **(b)** DCL de cargas internas sobre la sección superior de la columna

Para hallar los valores de las cargas internas mostradas en la Figura 3.23, antes se debe conocer el valor del espesor de la pared (t), debido a esto las fuerzas y momentos se tomarán en función a esta incógnita.

Flexión en la columna

Tanto la columna como el cabezal de la estructura serán una sola pieza de fundición gris, ya que este material posee gran capacidad de amortiguamiento. Esto se debe a que su estructura cuenta con láminas de grafito que absorben las cargas de impacto. Además este material es económico.

Se analiza la deflexión en el punto superior de la columna, que es el de mayor valor. Aquí actúa el momento flector (M_f) responsable de la flexión de la columna, así como la fuerza debido al avance (X). Se puede tomar esta columna como una barra en voladizo y así conocer el ángulo de giro generado (ecuación 3.6). Se conoce además que el módulo de

elasticidad del hierro fundido es de 100000 N/mm^2 , y que la inercia de la sección depende de la geometría.

$$\theta_{columna} = \frac{Mf * a}{E * I} + \frac{Fav * a^2}{2 * E * I} \quad (3.2)$$

Se calcularon las fuerzas internas producidas en la parte superior de la columna; sin embargo, sólo la fuerza X y el momento flector Mf producen el giro de la columna según lo muestra la Figura 3.24, donde se esquematiza como una viga en voladizo

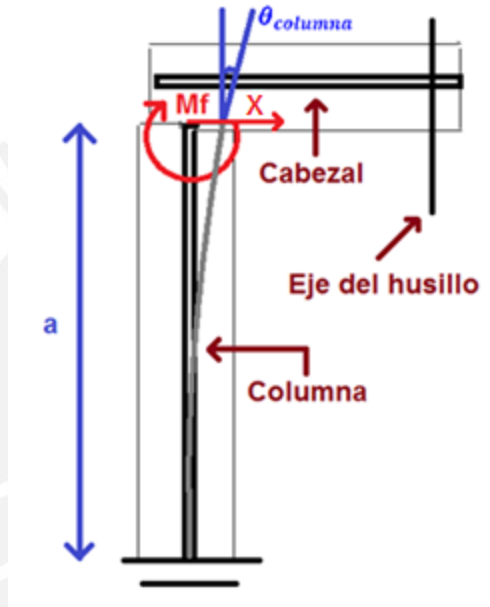


Figura 3.24.: Esquema de la columna como viga en voladizo, donde $a=1200 \text{ mm}$

Entonces se calcula el giro producido en la columna:

$$\begin{aligned} \theta_{columna} &= \frac{X * a^2}{2 * E * I} - \frac{Mf * a}{E * I} \\ &= \frac{1200 * 1200^2}{2 * 100000 * I_{columna}} - \frac{(33320 * t - 490000) * 1200}{100000 * I_{columna}} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Se determina la inercia de la columna en función del espesor de las paredes a partir de la ecuación 3.4:

$$I_{columna} = t * D^2 * \frac{3 * B + D}{6} \quad (3.4)$$

$$I_{columna} = t * 300^2 * \frac{3 * 400 + 300}{6} = 22.5 * t * 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando en 3.3:

$$\theta_{columna} = \frac{0.00064}{t} - 17.77 * 10^{-6}$$

Análisis del cabezal

Al igual que en la columna, para el análisis del cabezal se usará un modelo simplificado, una barra rectangular en voladizo cuyas dimensiones están definidas pues los componentes internos ya han sido seleccionados. Se determina el giro que se presentaría en el extremo del cabezal.

$$\theta_{cabezal} = \frac{F_{ax} * d^2 - W_{cabez} * (d/2)^2 - W_{motor} * d^2}{2 * E * I_{cabezal}} \quad (3.5)$$

Se determina la inercia del cabezal en función del espesor de las paredes a partir de la ecuación 3.6:

$$I_{cabezal} = t * 400^2 * \frac{3 * 300 + 400}{6} = 34.6 * t * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (3.6)$$

Reemplazando en 3.5:

$$\theta_{cabezal} = \frac{0.00005}{t} - 1.68 * 10^{-6}$$

Análisis de la estructura en conjunto

Finalmente se obtiene el valor del giro en el husillo sumando los giros parciales:

$$\begin{aligned} \theta_{husillo} &= \theta_{columna} + \theta_{cabezal} \\ &= \frac{0.00064}{t} - 17.77 * 10^{-6} + \frac{0.00005}{t} - 1.68 * 10^{-6} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Se iguala el valor de este giro al límite ya impuesto (0.0005 radianes), para así determinar el espesor mínimo que se debe tener para satisfacer las tolerancias exigidas.

$\theta_{\text{husillo}} = 0.0005 \text{ rad}$, reemplazando en 3.7:

$$t = 6.2 \text{ mm}$$

Este valor de espesor de las paredes de la estructura es aquel que teóricamente cumple con las tolerancias exigidas por la norma. Sin embargo, en la práctica es imposible obtener una estructura por medio de la fundición con paredes tan delgadas, ya que simplemente no se tiene la seguridad que el metal fundido se distribuya correctamente en cada parte de la misma. Además elegir un valor tan bajo podría traer consigo problemas en cuanto a propagación de vibraciones. Es por esto que se elige un valor de espesor de pared más apropiado, el cual se establecerá en **t=20 mm**. Se realiza un cálculo para cuantificar el giro con esta nueva medida.

$t = 20 \text{ mm}$, reemplazando en 3.7:

$$\theta_{\text{husillo}} = 0.0001 \text{ rad}$$

Con esto se asegura que una medida de $t=20 \text{ mm}$ para el espesor de paredes se asegura que el giro del husillo esté dentro de lo permitido.

3.8.2. Cálculo por Resistencia

Con el valor del espesor de pared y las principales dimensiones de la estructura ya definidas, se procede a realizar el cálculo por resistencia. Para esto se deben identificar primero las secciones críticas de la estructura, las que se muestran en la Figura 3.25.

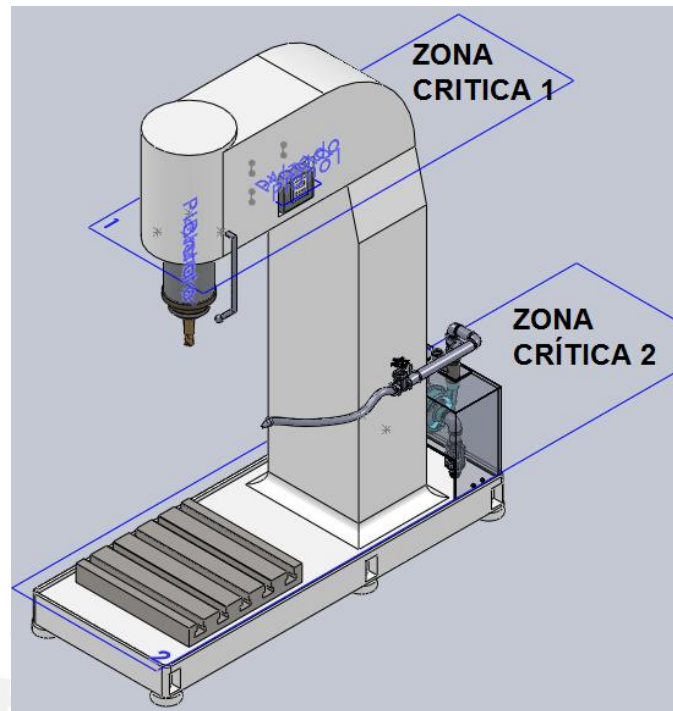


Figura 3.25: Secciones críticas de la estructura

Se seleccionaron estas secciones de la estructura debido a que las fuerzas que se producen en el husillo generan esfuerzos de mayor magnitud en dichas zonas. Asimismo estas secciones son de distinta geometría, por lo cual ambas deben ser analizadas.

Los valores de las reacciones en la Zona Crítica 1 se mostraron en el acápite 3.4.1, sin embargo en el análisis de deformación del husillo sólo se tenían en cuenta las fuerzas y momentos que causaban deformación en un solo plano vertical de la estructura, por esto es que aparece una nueva fuerza de avance horizontal al plano de la base que será llamada "Fav2". En la Zona Crítica 2 aparece un nuevo momento flector definido como "Mav1", que es el momento que produce la fuerza de avance al ser trasladada hasta la base. Análogamente se produce otro momento "Mav2" con la misma magnitud pero distinta orientación. En la Figura 3.26 se muestra un corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 1, así como las fuerzas y momentos que actúan sobre ella.

Además se conoce que, debido a la configuración de las fuerzas y momentos obtenida en cada una de las secciones críticas, el punto que se encuentra sometido a esfuerzos de mayor magnitud, es aquel que se muestra en cada esquema. Para la zona crítica 1, el punto crítico se denomina "R", mientras que para la zona crítica 2, el punto crítico se denomina "Q".

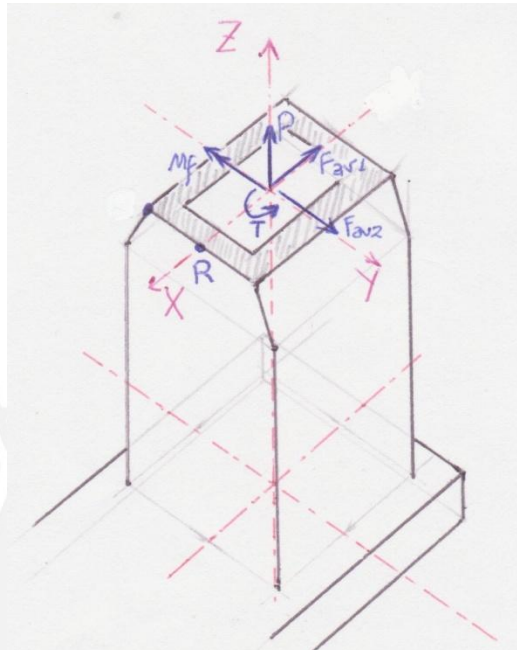


Figura 3.26: Corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 1 con fuerzas y momentos que actúan sobre ella

Donde:

- $P = -1200 \text{ N}$
- $F_{av1} = 1200 \text{ N}$
- $F_{av2} = 1200 \text{ N}$
- $M_f = 175000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- $T = 842900 \text{ N}\cdot\text{mm}$

En la Zona Crítica 1 se calculan los esfuerzos sobre el punto R:

Se calcula el esfuerzo debido a la carga normal "P":

$$\sigma_n = \frac{P}{A_1} = \frac{-1200 \text{ N}}{19600 \text{ mm}^2} = 6.1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\sigma}_n = (0; 0; -6.1 \cdot 10^{-2}) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza " F_{av1} ":

$$\tau_{c1} = \frac{F_{av1}}{A1} = \frac{1200 \text{ N}}{19600 \text{ mm}^2} = 6.1 * 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_{c1} = (-6.1 * 10^{-2}; 0; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza “ F_{av2} ”:

$$\tau_{c2} = \frac{F_{av2}}{A1} = \frac{1200 \text{ N}}{19600 \text{ mm}^2} = 6.1 * 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_{c2} = (0; 6.1 * 10^{-2}; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido al momento torsor “ T ”:

$$\tau_t = \frac{T}{2t_R A_m} = \frac{842900 \text{ Nmm}}{2 * 20\text{mm} * 60000\text{mm}^2} = 0.35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_t = (0; 0.35; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo de flexión producido por el momento “ M_f ”:

$$\sigma_f = \frac{M_f * c_{max}}{I_{1y}} = \frac{175000 \text{ Nmm} * 150 \text{ mm}}{270 * 10^6 \text{ mm}^4} = 0.0972 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\sigma}_f = (0; 0; 0.0972) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para el análisis de resistencia según Von Mises, se suman vectorialmente los esfuerzos en las direcciones principales

$$\vec{\sigma}_x = \vec{\sigma}_f + \vec{\sigma}_n = (0; 0; 0.158) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\vec{\tau}_{xy} = \vec{\tau}_{c1} + \vec{\tau}_{c2} + \vec{\tau}_t = (-6.1 * 10^{-2}; 0.411; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(0.158)^2 + 4(0.415)^2} = 0.84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$0.84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Vemos que esta sección no falla por resistencia. Análogamente se procede a los cálculos para la Zona crítica 2. En la Figura 3.27 se muestra un corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 2, así como las fuerzas y momentos que actúan sobre ella.

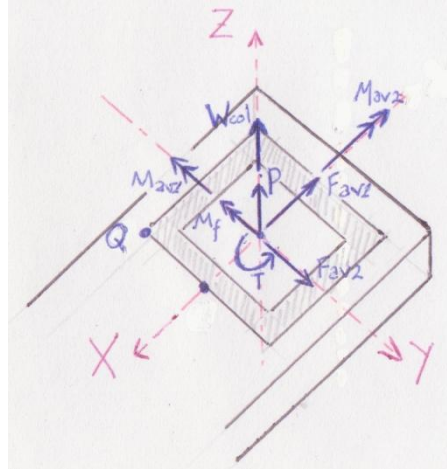


Figura 3.27 Corte tridimensional de la estructura en la Zona Crítica 2 con fuerzas y momentos que actúan sobre ella

Donde:

- $P = -1200 \text{ N}$
- $M_f = 175000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- $M_{av1} = 1440000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- $F_{av1} = 1200 \text{ N}$
- $T = 842900 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- $M_{av2} = 1440000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
- $F_{av2} = 1200 \text{ N}$
- $W_{col} = -2450 \text{ N}$

En la Zona Crítica 2 se calculan los esfuerzos sobre el punto Q:

Se calcula el esfuerzo debido a la carga normal "P+Wcol":

$$\sigma_n = \frac{P + W_{col}}{A2} = \frac{-3650 \text{ N}}{27600 \text{ mm}^2} = 13.22 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\sigma}_n = (0; 0; -13.22 \cdot 10^{-2}) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza "Fav1":

$$\tau_{c1} = \frac{F_{av1}}{A2} = \frac{1200 \text{ N}}{27600 \text{ mm}^2} = 4.34 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_{c1} = (-4.34 \cdot 10^{-2}; 0; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza "Fav2":

$$\tau_{c2} = \frac{F_{av2}}{A2} = \frac{1200 \text{ N}}{27600 \text{ mm}^2} = 4.34 \cdot 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_{c2} = (0; 4.34 \cdot 10^{-2}; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo cortante debido al momento torsor "T":

$$\tau_t = \frac{T}{2t_0 A_m} = \frac{842900 \text{ Nmm}}{2 * 20\text{mm} * 120000\text{mm}^2} = 0.175 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \vec{\tau}_t = (0; 0.175; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo de flexión producido por los momentos “ M_f y M_{av1} ”:

$$\sigma_{f1} = \frac{(M_f + M_{av1}) * c_{y-max}}{I_{2y}} = \frac{(175000 \text{ Nmm} + 1440000 \text{ Nmm}) * 150 \text{ mm}}{450 * 10^6 \text{ mm}^4} = 0.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2};$$

$$\vec{\sigma}_{f1} = (0; 0; 0.538) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se calcula el esfuerzo de flexión producido por el momento “ M_{av2} ”:

$$\sigma_{f2} = \frac{M_{av2} * c_{x-max}}{I_{2z}} = \frac{(1440000 \text{ Nmm}) * 200 \text{ mm}}{693.3 * 10^6 \text{ mm}^4} = 0.413 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2};$$

$$\vec{\sigma}_{f2} = (0; 0; 0.413) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para el análisis de resistencia según Von Mises, se suman vectorialmente los esfuerzos en las direcciones principales

$$\vec{\sigma}_x = \vec{\sigma}_{f1} + \vec{\sigma}_{f2} + \vec{\sigma}_n = (0; 0; 1.08) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\vec{\tau}_{xy} = \vec{\tau}_{c1} + \vec{\tau}_{c2} + \vec{\tau}_t = (-4.34 * 10^{-2}; 0.218; 0) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 * \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(1.08)^2 + 4(0.22)^2} = 1.16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$1.16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se aprecia que estructura soporta perfectamente los esfuerzos que se pueden generar durante el mecanizado cumpliendo a cabalidad las tolerancias pertinentes.

Estructura celular de la fresadora

Como se mostró en los cálculos anteriores, la estructura satisface las condiciones de tolerancia y soporta los esfuerzos que se presentarán durante la operación, por lo que corresponde a continuación realizar un análisis vibracional de la estructura. Sin embargo, es importante mencionar que el diseño de la estructura es celular, que es típico en máquinas herramientas, tal y como muestra la Figura 3.28. Esto con el objetivo de incrementar la rigidez del conjunto, y para que las vibraciones que se produzcan no sean destructivas en ciertos componentes, buscando que el acabado superficial en las piezas a maquinar no se altere.

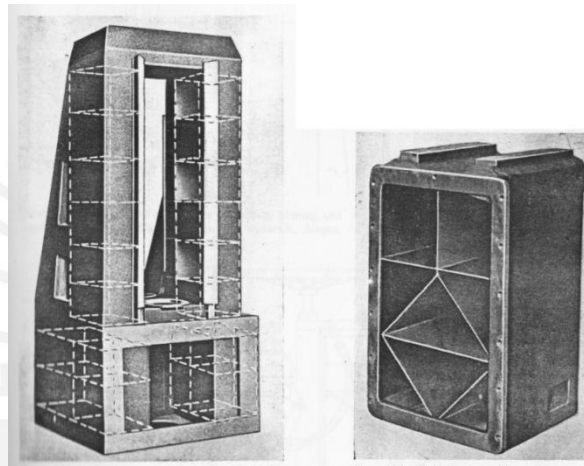


Figura 3.28: Estructura celular de diversas máquinas herramienta²⁸

Entonces, la fresadora contará con cierta cantidad de “costillas”, éstas se concentran solo en la columna, ya que en el cabezal se requiere vasto espacio para colocar y dar mantenimiento a componentes tales como el motor y el variador de frecuencia entre otros. El detalle de la configuración de las “costillas” se muestra en el plano A1.D1.

El espesor de estas “costillas” se define en $e=15$ mm. Se toma este valor ya que se debe obtener mediante fundición todo el conjunto, y usar valores más bajos podría traer problemas con el colado del material. Con esta estructura ya definida por completo, se logrará realizar un correcto análisis vibracional.

²⁸ Disponible en: [KOENIGSBERGER, 1964]

3.8.3. Análisis de retemblado del sistema

El análisis respecto al fenómeno de retemblado (*chatter*) que se presenta en la fresadora a diseñar se basará en modelos matemáticos elaborados a partir de estudios experimentales llevados a cabo por Tobías Stephen [Tobías, 1972]. Se analizará el comportamiento de la estructura ante las vibraciones que se producen durante el funcionamiento de la máquina herramienta, y se asegurará que la estructura logre la estabilidad dinámica. Cabe mencionar que el diseño estudiado por Tobías contempla una estructura de hierro fundido GG20 de características similares al A48 usado en el diseño de esta tesis.

Como se sabe, la fresadora representa un sistema de masa y elasticidad distribuidas muy complejo, por lo que la simplificación a un sistema de pocos grados de libertad sería muy imprecisa. Lo que es cierto es que el sistema puede vibrar en un número infinito de grados de libertad.

Para el estudio bastará considerar los movimientos relativos entre la superficie de trabajo y el eje principal de la máquina herramienta. En la Figura 3.29 se muestra cómo se deforman el eje del husillo así como el eje de la columna de la fresadora cuando el sistema alcanza su primera frecuencia de resonancia vertical, esta vibración se debe a una fuerza de excitación sobre la herramienta en la dirección axial de la misma.

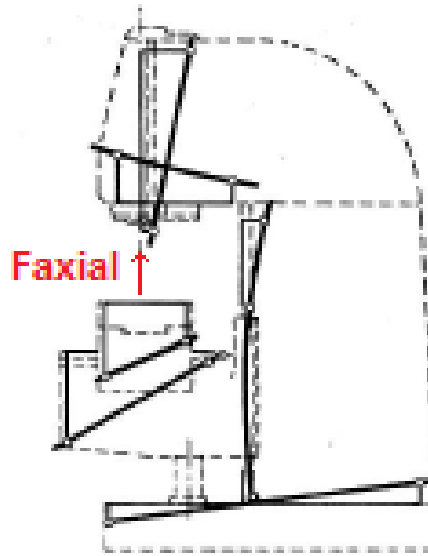


Figura 3.29: Modo vertical de vibración²⁹

En estos casos se deben considerar las primeras frecuencias naturales de vibración para un estudio más completo; sin embargo, los resultados experimentales del autor muestran que la primera frecuencia tiene un valor muy por debajo de las sucesivas, es por esto que se considera sólo la primera.

Las fuerzas que se generan en todas las direcciones paralelas al plano de planta se deben en general al avance de la herramienta (caso de una fresadora convencional) y, en el caso del presente trabajo, al movimiento relativo de la plataforma móvil en estas direcciones. En la Figura 3.30 se muestran los 4 primeros modos de vibración horizontal, generados debido a fuerzas paralelas al plano de planta.

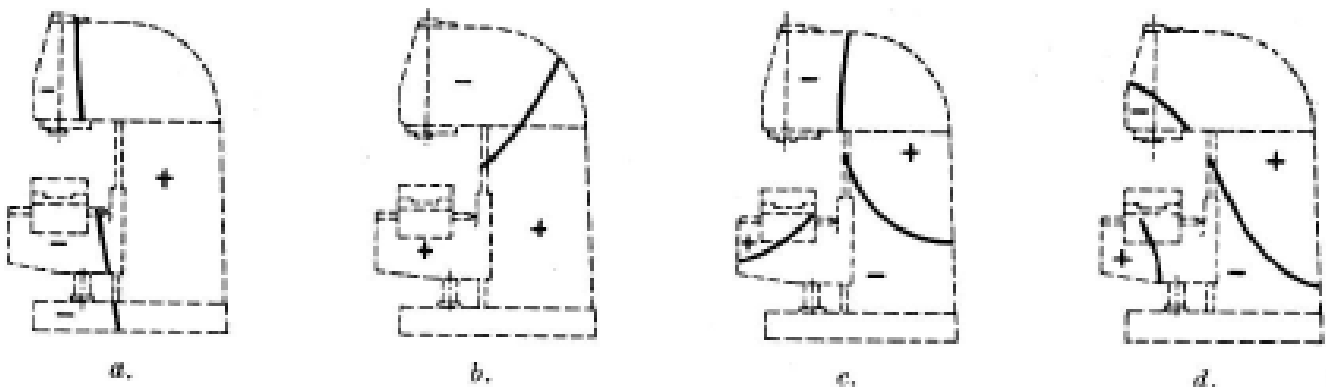


Figura 3.30: Modos horizontales de vibración³⁰

²⁹ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

En la Figura 3.30 se muestran los 4 primeros modos de vibración que son de interés ya que algunos valores de frecuencias pueden ser muy cercanos, y los efectos de cada modo pueden superponerse.

El objetivo consiste en que la rigidez equivalente de todo el sistema resulte lo más alta posible. Asimismo, se debe lograr que el amortiguamiento sea el máximo para poder suprimir cualquier efecto de vibración en el menor tiempo posible y que de esta manera no se vea afectado el acabado superficial de las piezas a maquinar. Se concibe entonces el concepto de “rigidez dinámica”, que es la relación entre la rigidez equivalente y el factor de amplificación dinámico, tal como se muestra en la ecuación 3.8:

$$\text{Rigidez dinámica} = \frac{\lambda}{Q} = \frac{\text{Rigidez equivalente}}{\text{Factor de amplificación dinámico}} \quad (3.8)$$

Donde la Rigidez equivalente (λ) se define como la capacidad de toda la estructura de soportar esfuerzos sin sufrir grandes deformaciones.

La Rigidez dinámica es un coeficiente que ha sido evaluado por Tobías [Tobías, 1972] y sus valores para cada modo de vibración antes mencionado se muestran en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6: Valores experimentales de la rigidez dinámica³¹

Rigidez dinámica λ/Q [kg/mm]	
Modo vertical	$1.56 * 10^3$
Primer modo horizontal	$2.32 * 10^3$
Segundo modo horizontal	$1.22 * 10^3$
Tercer modo horizontal	$0.61 * 10^3$
Cuarto modo horizontal	$1.08 * 10^4$

Con estos datos previamente expuestos, se procede a usar los modelos matemáticos elaborados por Tobías para determinar el umbral de estabilidad de la máquina, con el fin de encontrar una solución más rápida y efectiva al problema de retemplado. Las ecuaciones para analizar retemplado se muestran en las ecuaciones 3.9 y 3.10:

³⁰ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

³¹ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

$$\frac{1}{Q_e} + z_c \frac{k_1 \omega_0}{\lambda \omega} \operatorname{sen} \left(\frac{2\pi\omega}{z\Omega} \right) + z_c \frac{K 2\pi\omega_0}{\lambda z\Omega} = 0 \quad (3.9)$$

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 = 1 + z_c \frac{k_1}{\lambda} \left(1 - \cos \frac{2\pi\omega}{z\Omega} \right) \quad (3.10)$$

Donde

- Q_e : Factor efectivo de amplificación dinámica
- z_c : Aristas de corte efectivas
- k_1 : Coeficiente de espesor de viruta
- K : Coeficiente de penetración
- λ : Constante de resorte equivalente
- ω_0 : Frecuencia de resonancia (rad/s)
- ω : Frecuencia de trabajo (rad/s)
- Ω : Velocidad angular de la herramienta (rad/s)

La ecuación 3.9 expresa que la suma de los efectos de la amortiguación del bastidor, la amortiguación debido al cambio en el espesor de viruta, y la amortiguación debido a la variación del avance deben sumar cero, mientras que la ecuación 3.10 permite determinar la frecuencia de retemblado $\omega = 2\pi f$. Ambas ecuaciones deben resolverse en simultáneo. Los coeficientes que se muestran son valores que se obtiene de tablas gracias a resultados experimentales y que no serán detallados en este trabajo debido a que abarcaría una teoría muy extensa.

En la teoría general de retemblado existen 2 tipos de retemblado, como se muestra en la Figura 3.31, los que difieren básicamente en la posición relativa de la herramienta y la superficie de corte, y por ende a la dirección que tendrán las vibraciones en cada caso.

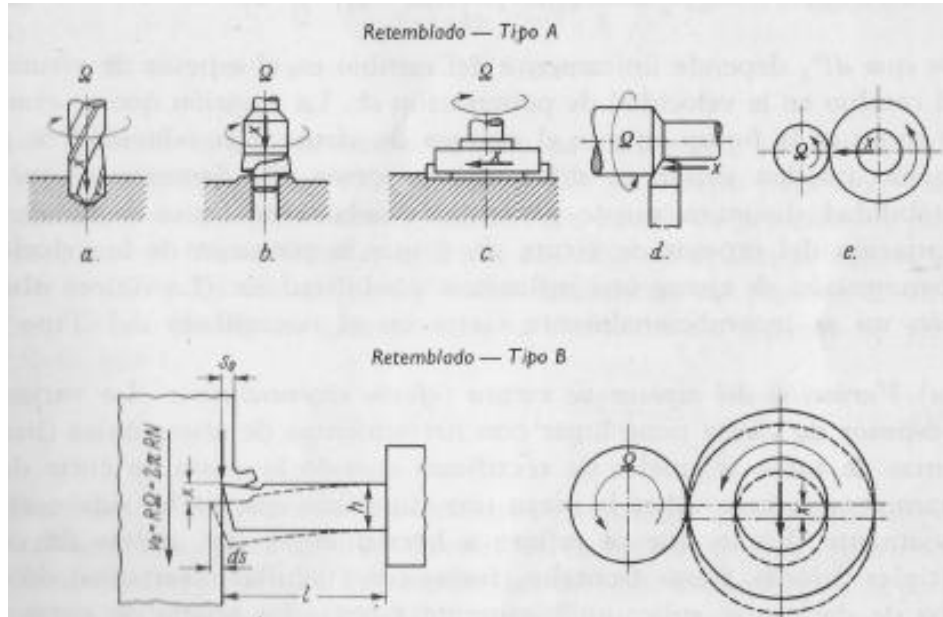


Figura 3.31: Tipos de retemblo para la teoría general de retemblo³²

Posteriormente, se deben construir diagramas de estabilidad tanto para las vibraciones producidas en el plano vertical como en el horizontal, los datos de entrada para construir este diagrama se detallarán más adelante en esta misma sección. El diagrama tendría la forma como muestra la Figura 3.32.

³² Disponible en: [TOBIAS, 1972]

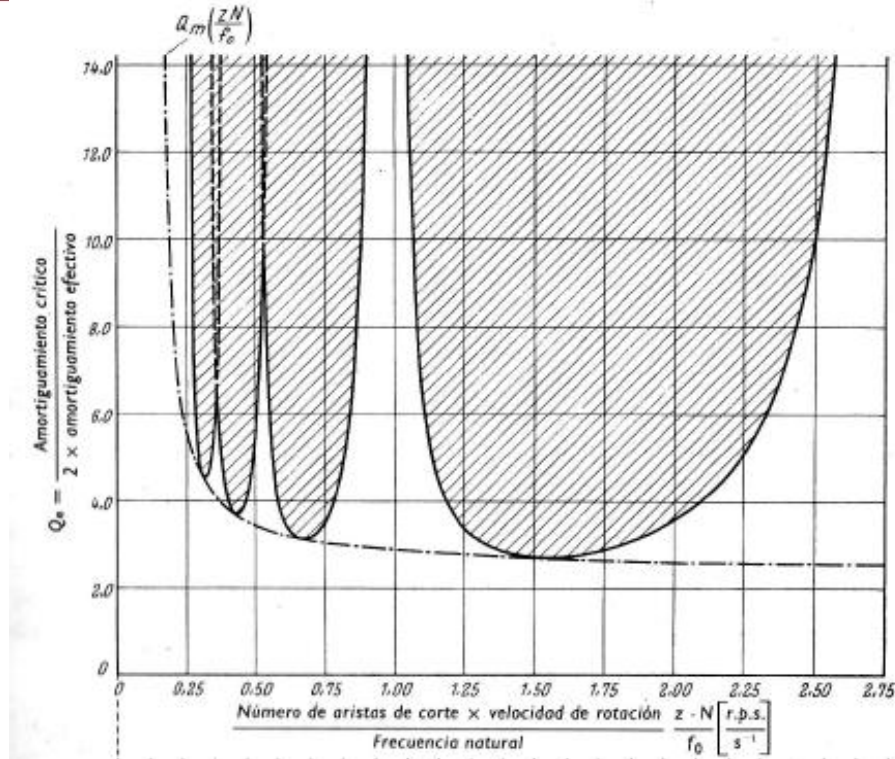


Figura 3.32: Diagrama de estabilidad según la teoría del *umbral de la estabilidad*³³

Con este diagrama se muestran zonas de estabilidad y zonas de inestabilidad, que como se aprecia dependen de la velocidad de giro de la herramienta en la abscisa y de la profundidad de corte en la ordenada. Asimismo las regiones de inestabilidad se ven suprimidas bajo cualquier condición según una asíntota determinada tanto por la rigidez equivalente como de otros factores menos relevantes.

A partir de esto se determinan los diagramas de estabilidad independientes según los datos de entrada para el diseño propuesto, y se analizarán mediante diagramas independientes para hacer el análisis más simple.

Definición de las condiciones iniciales del sistema

Se deben determinar las propiedades del sistema tales como rigidez equivalente, y sus frecuencias naturales de resonancia (modos principales). En la Tabla 3.7 se muestran los

³³ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

resultados de los modos principales de vibración para el diseño propuesto, para hallar estos valores se usó un software de elementos finitos (*CosmosWorks*).

Tabla 3.7.: Modos principales de vibración para el diseño propuesto

Número de frecuencias	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	95.592	15.214	0.06572
2	114.316	18.194	0.05496
3	202.073	32.161	0.03109
4	215.406	34.283	0.02916
5	383.217	60.991	0.01639

De donde se sabe:

$$\omega_0 = 95.59 \frac{rad}{s}; f_0 = 15.214 \text{ Hz}$$

El valor de ω_0 corresponde a la primera frecuencia natural. Este valor permite resolver la ecuación 3.11, que dice que la rigidez equivalente del sistema es el producto de la primera frecuencia natural y la masa total del sistema.

$$Rigidez\ equivalente = \lambda = \omega_0 * m \quad (3.11)$$

La masa total del sistema (m) se conoce gracias a la modelación del sistema en un software de diseño mecánico apropiado (*Solidworks*). Así se logra resolver la ecuación 3.11

$$\lambda = 95.59 \frac{rad}{s} * 468 \text{ kg} = 44\,737.23 \text{ rad} * \text{kg/s}$$

Con esto queda definido que el primer modo, que es aquel que debe ser estudiado y tomado como condición crítica, se encuentra a 15.214 Hz. Esto permite elaborar el diagrama de estabilidad para así determinar cómo se comporta el sistema.

Elaboración del diagrama de estabilidad

Se debe tener en cuenta que éste es un retemblado del Tipo A, según muestra la Figura 3.26, esto debido a que las amplitudes del retemblado son perpendiculares a la velocidad de corte. Así podemos extraer los valores de los coeficientes k_1^* y K^* de la Tabla 3.8 que se muestra a continuación.

Tabla 3.8: Coeficientes de condiciones de corte según tipo de retemblado³⁴

Tipo de retemblado	k_1^*	K^*	k_Ω
A	k_1	K	$k_\Omega = 0$
B	vk_1	$K(v - \frac{s_0}{2\pi R})$	k_Ω

De la Tabla 3.8, y sabiendo que en esta aplicación se trata de un retemblado del tipo A, se conoce entonces lo siguiente:

$$k_1^* = k_1; K^* = K; \mu = 1$$

Además la rigidez dinámica según la Tabla 3.6 es $2320 \frac{kg}{mm}$, lo cual permite obtener el factor de amplificación “Q”.

$$2320 \frac{kg}{mm} = \frac{\lambda}{Q}; Q = \frac{\lambda}{2320 \frac{kg}{mm}} = \frac{44737.23 \frac{kg}{mm}}{2320 \frac{kg}{mm}} = 19.28$$

Se conoce también que el mismo proceso de mecanizado aporta un efecto de amortiguamiento adicional, es por esto que se introduce el término “factor efectivo de amplificación (Q_e)”, que es una fracción del factor de amplificación (Q), y que debe usarse para los siguientes cálculos.

$$Q_e \approx 0.65 * Q = 0.65 * 19.28 = 12.53$$

Para hallar los coeficientes k_1 y K (coeficiente de espesor de viruta y de penetración respectivamente) se realizará un artificio matemático, donde se tendrá en cuenta las

³⁴ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

condiciones de corte críticas así como las ecuaciones que definen el límite de la estabilidad del sistema. Se planteará teniendo en cuenta que estos coeficientes (k_1 y K) son proporcionales a la profundidad de corte, como se muestra en la ecuación 3.12.

$$z_c \frac{k_1}{\lambda} = x_1 h; \quad 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} = x_2 h \quad (3.12)$$

Donde

- z_c : Número de filos cortantes
- λ : Rigidez equivalente
- k_1 : Coeficiente de espesor de viruta
- K : Coeficiente de penetración
- h : Espesor de viruta
- x_1 y x_2 : Constantes

Como se ve en la ecuación 3.12, los coeficientes de espesor de viruta y penetración son proporcionales a las constantes x_1 y x_2 . Previamente, en este mismo acápite, se mencionó que el corte libre de retemplado es definido por la curva Q_m que representa la división entre la estabilidad y la inestabilidad del mecanizado y que depende de las condiciones de corte. Esta curva es representada en una ecuación según los parámetros de corte, y se muestra en la ecuación 3.13.

$$Q_m = \frac{1}{\sqrt{2 \left[1 + z_c \frac{k_1}{\lambda} - \sqrt{1 + 2z_c \frac{k_1}{\lambda} + \left(z_c \frac{k_1}{\lambda} \right)^2 (1 - \mu^2)} \right] - 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} \frac{f_0}{zN}}$$

Sabiendo que $\mu = 0$ y simplificando esta ecuación, se tiene:

$$Q_m = \frac{1}{\sqrt{1 + 2z_c \frac{k_1}{\lambda} - 1 - 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} \frac{f_0}{zN}}} \quad (3.13)$$

Como se sabe, “ Q_m ” representa los valores críticos del factor efectivo de amplificación dinámica, es decir “ Q_e ”. Entonces en esta ecuación se reemplaza “ Q_m ” por “ Q_e ” para tener así la condición crítica.

$$Q_e = \frac{1}{\sqrt{1 + 2z_c \frac{k_1}{\lambda} - 1 - 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} \frac{f_0}{zN}}}$$

Ahora se toma la ecuación 3.12 para reemplazar los coeficientes de espesor de viruta y penetración. Se muestra la ecuación ya simplificada en 3.14.

$$\frac{zN}{f_0} = \frac{x_2 h}{\sqrt{1 + 2x_1 h} - 1 - \frac{1}{Q_e}} \quad (3.14)$$

Además se sabe que para cada velocidad de corte existe una profundidad de corte que hace que el mecanizado esté en su condición crítica. Este análisis ha sido efectuado por Tobías y nos muestra en efecto que para cada N (rpm) hay un solo h (mm). En la Tabla 3.9 se muestran las profundidades de corte críticas según la velocidad de corte.

Tabla 3.9: Profundidades de corte crítica según la velocidad de giro³⁵

N (rpm)	25	27	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
h (mm)	1.80	1.77	1.73	1.50	1.37	1.26	1.20	1.16	1.14	1.11	1.08	1.06

Se extrae de la Tabla 3.9, como parte de este artificio matemático, dos condiciones de corte, lo cual permitirá determinar las constantes x_1 y x_2 . Entonces se extraen los valores de velocidad de rotación de 120 rpm y 27 rpm, con sus respectivas profundidades de corte, y se reemplazan en la ecuación 3.14.

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{h_1 \left[\sqrt{2(1 + x_1 h_2) - \sqrt{1 + 2x_1 h_2}} - 1/Q_e \right]}{h_2 \left[\sqrt{2(1 + x_1 h_1) - \sqrt{1 + 2x_1 h_1}} - 1/Q_e \right]}$$

$$\frac{120}{27} = \frac{1.06 \left[\sqrt{2(1 + x_1 * 1.77) - \sqrt{1 + 2x_1 * 1.77}} - 1/12.53 \right]}{1.77 \left[\sqrt{2(1 + x_1 * 1.06) - \sqrt{1 + 2x_1 * 1.06}} - 1/12.53 \right]}$$

$$x_1 = 8 * 10^{-4} mm^{-1}$$

³⁵ Disponible en: [TOBIAS, 1972]

A partir de las condiciones de corte se define la otra constante (x_2) reemplazando en la ecuación 3.14. En el acápite 3.2 se determinaron las condiciones de corte para el mecanizado, donde se mencionó que la velocidad de corte a la que debe trabajar el husillo es de 6000 rpm en el desbaste de aluminios (crítica). Análogamente se determinó que la profundidad de corte sería de $h=3$ mm, sin embargo, para tener un diseño más precavido se tomará en esta sección una profundidad de corte más crítica definida en $h=5$ mm. Además se demuestra que a mayor número de filos de corte, se vuelve más inestable la operación, por esto se usará un valor alto de $z= 32$, en caso se use algún otro tipo de herramienta indexable que pueda ser adaptada al husillo. Entonces las condiciones de corte para ser reemplazadas en la ecuación 3.14 son:

- $Z= 32$
- $N= 6000$ rpm = 99.9 rps
- $f_0=15.214$ Hz
- $h=5$ mm
- $Q_e=12.53$
- $x_1 = 8 * 10^{-4} \text{ mm}^{-1}$

$$\frac{zN}{f_0} = \frac{x_2 h}{\sqrt{1 + 2x_1 h} - 1 - \frac{1}{Q_e}} \rightarrow x_2 = 5.49 \text{ mm}^{-1}$$

Luego que se conocen las constantes, se reemplazan en la ecuación 3.12 para así obtener los coeficientes de espesor de viruta y de penetración en función al espesor de viruta.

$$z_c \frac{k_1}{\lambda} = 8 * 10^{-4} * h; 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} = 5.49 * h$$

En la ecuación 3.15 se define la curva Q_m

$$Q_m = \frac{1}{\sqrt{2 \left[1 + z_c \frac{k_1}{\lambda} - \sqrt{1 + 2z_c \frac{k_1}{\lambda} + \left(z_c \frac{k_1}{\lambda} \right)^2 (1 - \mu^2)} \right]} - 2\pi z_c \frac{K}{\lambda} \frac{f_0}{zN}}$$

$$Q_m = \frac{1}{\sqrt{2 \left[1 + 4 * 10^{-3} - \sqrt{1 + 2 * 4 * 10^{-3} + (4 * 10^{-3})^2 (1 - 1^2)} \right]} - 27.45 \frac{f_0}{zN}}$$

$$Q_m = \frac{1}{0.08 - 27.45 \frac{f_0}{zN}} \quad (3.15)$$

La ecuación resultante para la curva Q_m es definida por una hipérbola, y se muestra en la Figura 3.33.

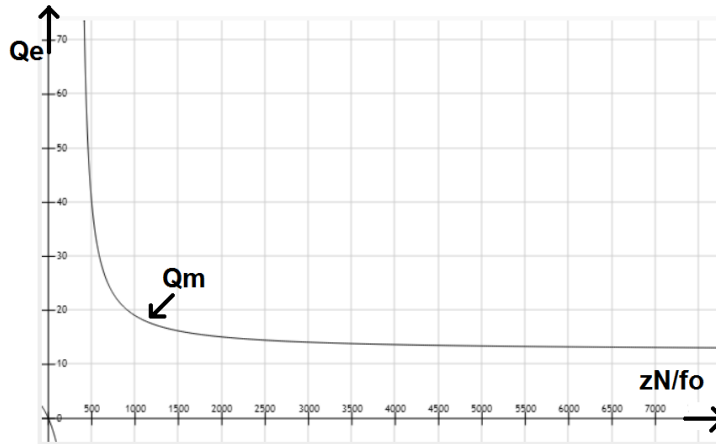


Figura 3.33: Diagrama de estabilidad del sistema

Según lo ya explicado, por sobre la gráfica se encuentran zonas de inestabilidad que son las que deben ser evitadas. Se puede demostrar de la ecuación 3.15, que mientras mayor cantidad de filos cortantes tengamos (z), más inestable se vuelve el sistema, por esto se toma $z = 32$ como condición crítica. También se conoce que el valor de f_0 es igual a 13.974. Entonces se reemplazan estos valores en la ecuación 3.15, para así obtener el diagrama de estabilidad del sistema en función de la velocidad de giro del husillo en rpm.

$$Q_m = \frac{1}{0.08 - \frac{27.45}{N(rpm)}}$$

En la Figura 3.34 se muestra el diagrama de estabilidad en función de la velocidad de giro del husillo, con los puntos de operación para distintas velocidades.

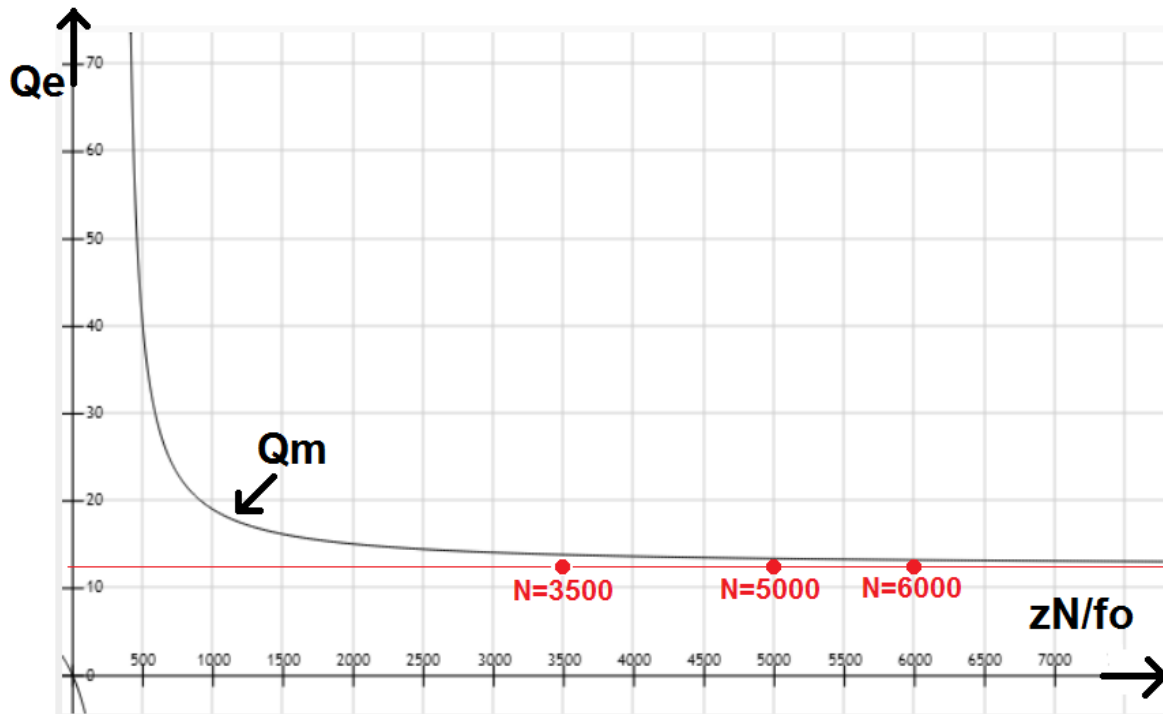


Figura 3.34: Diagrama de estabilidad del sistema en función de la velocidad del giro del husillo

Como se aprecia en la Figura 3.34, cualquier punto de operación estará dentro de la zona estable. Es por esto que para el diseño no se requiere de algún método adicional para el control de las vibraciones.

3.9. Análisis de deformación por elementos finitos

El método de los elementos finitos se usará en este acápite para determinar las deformaciones que sufre el sistema en diversos puntos debido a las cargas presentes durante la operación. De esta manera se puede verificar que el sistema se encuentre dentro de las tolerancias especificadas previamente. Se usará el software CosmosWorks para esta simulación. Previamente se tiene el modelado del sistema en la plataforma de Solidworks, que es compatible a la aplicación de elementos finitos. Además este análisis sirve para verificar y validar las metodologías y normas de diseño usadas en este capítulo

como la DIN 8615-4 respecto a las tolerancias dimensionales del sistema o como a la teoría general de retemblado propuesta por Tobías.

3.9.1. Mallado del sólido

En este estudio el software realiza un mallado del sólido con el que se trabaja, de esta manera, se secciona el cuerpo de la fresadora en pequeñas partes donde el simulador podrá calcular los parámetros de deformación parte por parte para así sumar deformaciones y obtener resultados reales.

Posteriormente se procede a introducir los vectores correspondientes a las fuerzas y momentos que se aplican sobre la herramienta de corte. Estos deben especificar punto de aplicación, sentido y valor del vector. Además el software identifica que se producirán otros esfuerzos debido a la fuerza gravitatoria y fuerzas de contacto como la normal a la superficie del piso. Así se introducen los siguientes parámetros:

- Fuerza de gravedad- 9.8 m/s^2
- Fuerza axial- 1200 N
- Fuerza de avance en x- 1200 N
- Fuerza de avance en y- 1200 N
- Momento torsor- 29 N*m

Asimismo se define como condición de borde que la superficie bajo los niveladores de la máquina herramienta es completamente rígida, lo cual se logrará en la realidad mediante una cimentación apropiada. En el mallado se omiten las tuberías debido a que recarga en exceso el software, teniendo en cuenta que éstas no alterarán en gran medida la dinámica del sistema. En la Figura 3.35 se muestra una imagen con estos vectores sobre los puntos de aplicación en el mallado del sistema.

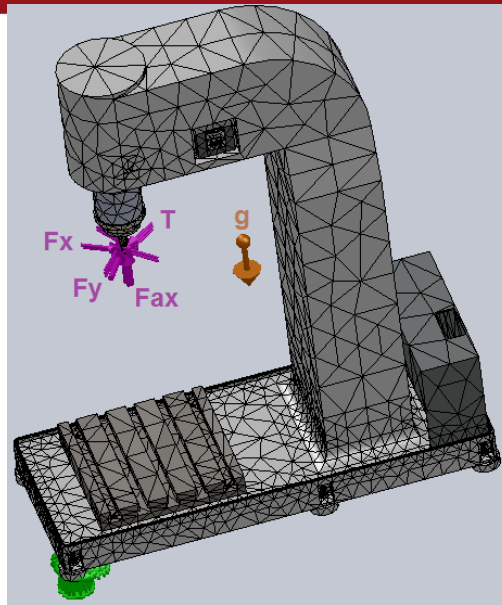
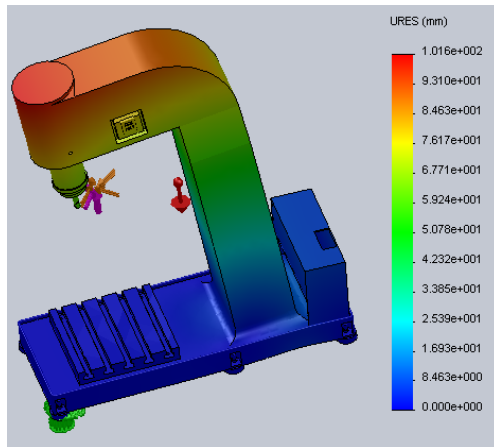


Figura 3.35: Mallado del sistema bajo cargas

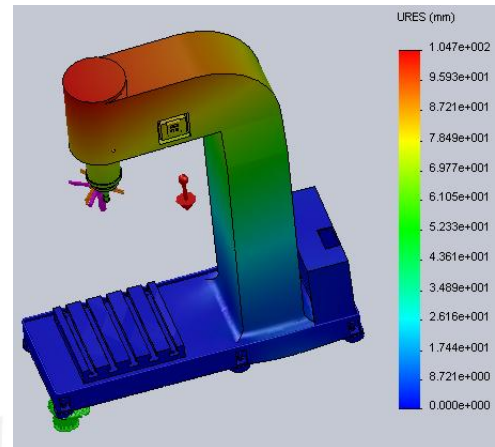
3.9.2. Desplazamientos en el sistema

Las deformaciones serán las máximas en los puntos de frecuencia de resonancia, debido a que en estos puntos los esfuerzos y deformaciones internas se soportan de tal manera que se superponen en cierta magnitud, siendo esta la máxima. El software permite verificarlas deformaciones hasta las 5 primeras frecuencias de resonancia, con ello se verifica que las deformaciones no son de gran magnitud ni perjudican la integridad de la máquina herramienta en cuanto a deformaciones permitidas según la norma con que se basa el diseño. En la Figura 3.36 se muestran esquemas de deformación con las 5 primeras frecuencias de resonancia.

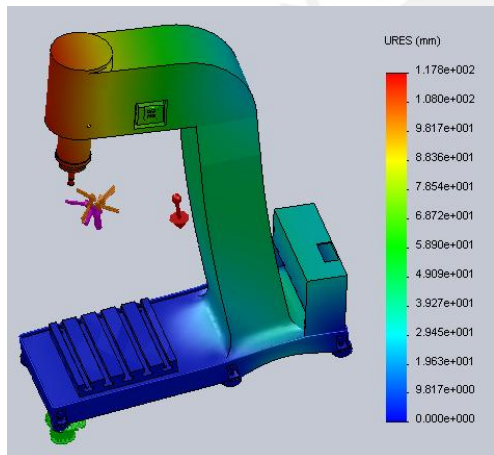
(a) Primera frecuencia natural



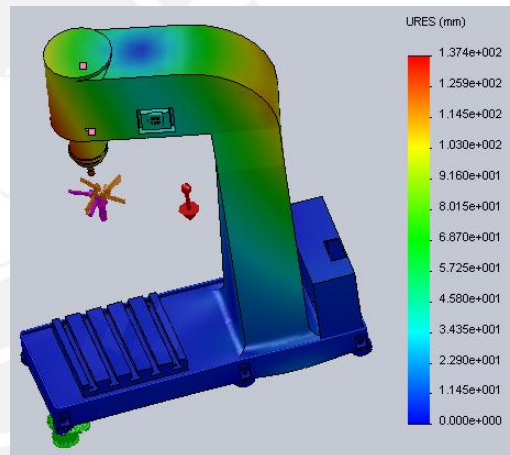
(b) Segunda frecuencia natural



(c) Tercera frecuencia natural



(d) Cuarta frecuencia natural



(e) Quinta
Frecuencia
natural

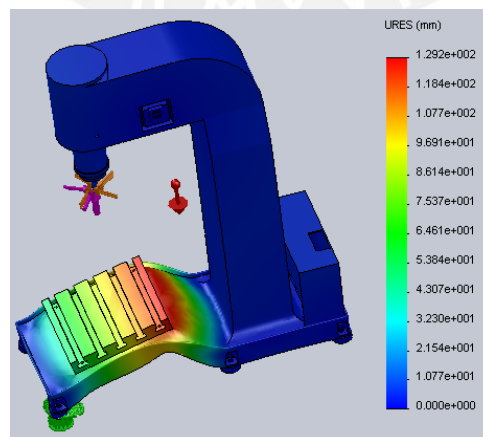



Figura 3.36: Deformaciones en los 5 primeros modos de vibración del sistema dinámico

Los resultados de esta simulación muestran que el equipo soporta perfectamente las cargas a las que es sometido. Esto es, ninguno de los componentes llega a sobrepasar el límite de fluencia del material con que se trabaja. Por otro lado, se aprecia que las deformaciones alcanzadas por el equipo durante los puntos de operación correspondientes a frecuencias de resonancia, están por debajo de los límites establecidos en el acápite 3.4.1. El análisis mostró que la inclinación del husillo respecto a una vertical trazada desde la base de la máquina corresponde a 0.0001 rad, valor que se encuentra por debajo del límite correspondiente a 0.0005 rad.

Por otro lado, las vibraciones producidas durante la operación no llegan a afectar estructuralmente al equipo, a pesar que en estos puntos de operación los esfuerzos son los máximos.





CAPÍTULO 4

PLANOS Y COSTOS

En el presente capítulo se muestran los planos de ensamble y despiece de la fresadora elaborada a partir del diseño incurrido en los capítulos previos. Asimismo se presentará una recopilación de los costos

4.1. Planos

A continuación se detalla una lista con los planos de ensamble y despiece que se desarrollaron para la futura fabricación de la máquina herramienta diseñada en la presente tesis.

- A0.E1: Plano de ensamble de la máquina herramienta
- A1.D1: Plano de despiece del bastidor
- A3.D2: Plano de despiece del husillo
- A3.D3: Plano de despiece de la tapa del sistema de refrigeración
- A4.D4: Plano de despiece de la tapa del cabezal

- A4.D5: Plano de despiece de la tapa del husillo
- A4.D6: Plano de despiece del cubo del husillo
- A4.D7: Plano de despiece de la carcasa del husillo
- A4.D8: Plano de despiece del cubo de engrase
- A4.D9: Plano de despiece de la brida de soporte del motor
- A4.D10: Plano de despiece de la pared lateral del bastidor
- A3.K1: Plano eléctrico de comando

Donde la primera letra y número corresponden a la lámina usada para el plano, mientras que la letra “E” se usa para identificar planos de ensamble y la letra “D” para identificar planos de despiece. Además se usa la letra “K” para identificar planos eléctricos.

4.2. Costos de diseño, fabricación e instalación

En el costo de lo que significaría concretar este proyecto, se consideraron precios del mercado nacional y se obtuvieron los precios de los componentes necesarios, así como las partes a fabricar ya sea por fundición o mecanizado. Los resultados se muestran a continuación en la Tabla 4.1.

La mayoría de estos precios se obtuvieron de catálogos en línea o mediante cotizaciones de proveedores nacionales. Para los elementos adquiridos mediante importación se muestra un recargo del 15%, debido a gastos de logística, transporte, desaduanaje, entre otros. Se estimó el costo de la ingeniería de diseño en \$ 800, que corresponde al pago por horas hombre en desarrollar esta tesis. Por último se establece un recargo del 10% para el subtotal debido a contingencias a presentarse durante el desarrollo de este proyecto.

Tabla 4.1: Costos de fabricación e instalación del nuevo centro de mecanizado

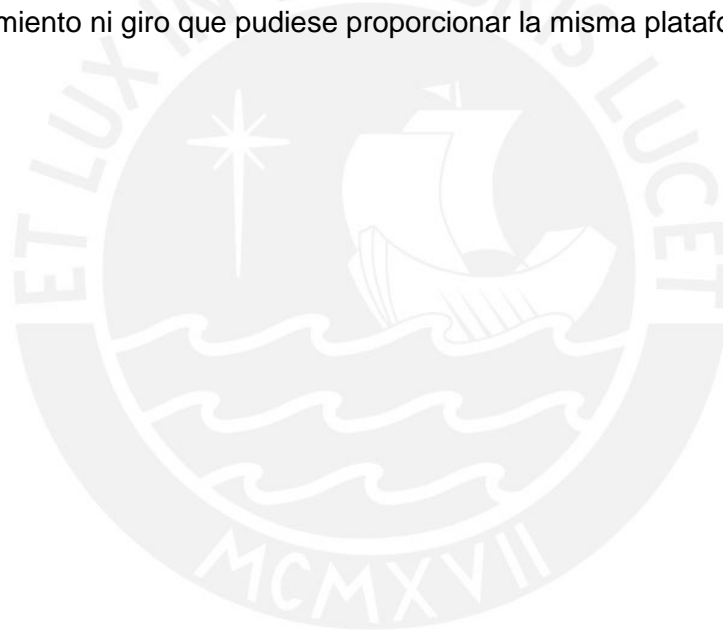
POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
1	BASTIDOR ASTM A48 CLASS 20	1	6400	6400
2	MOTOR ELÉCTRICO 5HP @ 3600 RPM	1	750	750
3	VARIADOR DE FRECUENCIA	1	1650	1650
4	PANEL DE CONTROL	1	208	208
5	BRIDA DE SUJECCIÓN	1	15	15
6	ACOPAMIENTO FLEXIBLE DE ENGRANAJES SKF	1	225	225
7	RODAMIENTO DE CILINDROS ϕ 50	1	55	55
8	CONO ISO 40	1	30	30
9	RODAMIENTO ANGULAR DE BOLAS ϕ 50 MM	2	30	60
10	EXTENSIÓN SÓLIDA PARA HERRAMIENTA	1	75	75
11	HERRAMIENTA COROMILL 300	1	350	350
12	TUBERÍA DE PRESIÓN SCH 40 1", 1 1/8"	2	55	110
13	ELECTROBOMBA 0.6 HP, 10 GPM @ 600 RPM	1	950	950
14	TUBERÍA DE SUCCIÓN SCH 40 2"	1	25	25
15	TAPA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	1	240	240
16	LÁMPARA HALOGENA 24V 40W CON ROSCA M16	1	35	35
17	MANGUERA FLEXIBLE MODULABLE	1	155	155
18	TAPA DEL HUSILLO	1	28	28
19	TAPA DEL CABEZAL	1	60	60
20	VÁLVULA DE PIE CON CANASTILLA	1	70	70
21	TEE ROSCA NPT 1"	1	40	40
22	TAPON DE CEBADO	1	4	4
23	VALVULA CHECK ROSCA NPT 1"	1	45	45
24	CODO SCH 40 1"	5	10	50
25	JUNTA PARA TUBERÍA SCH 40 1"	2	5	10
26	VALVULA DE COMPUERTA ROSCA NPT 1"	1	60	60
27	MONTAJE NIVELADOR 18 mm AJUSTABLES	4	80	320
28	TAPÓN PARA PURGA G 1/4"	1	10	10
29	HUSILLO	1	190	190
30	CARCASA DEL HUSILLO	1	150	150
31	CUBO DE ENGRASE	1	100	100
32	CUBO DEL HUSILLO	1	120	120
33	TUBERÍA DE PRESIÓN SCH 40 1", 2"	1	15	15
34	TUBERÍA DE PRESIÓN SCH 40 1", 9"	1	40	40
35	PARED LATERAL DEL BASTIDOR	1	180	180
36	TUBERÍA DE PRESIÓN SCH 40 1", 11"	1	45	45
37	TORNILLERÍA	1	200	200
			SUB TOTAL:	13070
38	INGENIERÍA: DISEÑO	1	800	800
39	MATERIALES PARA CIMENTACIÓN	1	650	650
40	MANO DE OBRA: ARMADO Y MONTAJE	1	600	600
41	CONTINGENCIAS (10%)	1	1307	1307
			TOTAL	16427

Como se puede apreciar, el costo total para desarrollar este proyecto es de unos \$ 16500. Cabe resaltar que algunos de los componentes para la fabricación del equipo son adquiridos en el mercado extranjero, por lo que la variación de la moneda extranjera, ya sean dólares o euros, cambiará el valor del precio en soles. El precio de los componentes a adquirirse o fabricarse en el mercado local se muestra en dólares, teniendo en cuenta que el tipo de cambio con el que se trabaja es de S/. 2.65. Estos valores deben revisarse en cuanto se desee recalcular el presupuesto del proyecto.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. El proyecto que se desarrolla en esta tesis sólo involucra, como se especificó en su momento, el diseño mecánico del cabezal y la estructura de la fresadora. Faltan definirse el diseño mecánico de la plataforma móvil (plataforma de Gough), así como los cálculos necesarios para la cimentación de todo el aparejo, lo referente al sistema de control y su conversión a CNC. Para concebir el diseño se siguieron cabalmente las recomendaciones de la metodología VDI 2225. Sin embargo, cualquier otra metodología que derive en algún otro diseño puede ser de gran ayuda para el fin que se busca. Se hace énfasis en la idea de automatizar el movimiento de la pieza a mecanizar, más no de la herramienta de corte, trayendo consigo los beneficios ya explicados previamente.
2. Durante la recopilación de datos sobre las propiedades de los materiales, así como de los productos, se tomó en cuenta propiedades tanto del mercado actual como de las normas estándar vigentes. Sin embargo, en caso quiera ponerse en práctica esta aplicación, se deben revisar los valores estimados, y si fuese el caso adaptarlos a las nuevas situaciones.
3. Las tolerancias y acabados resultantes de la operación en esta fresadora serán los deseados, ya que ha sido diseñada según las características y propiedades de la estructura. Es por esto que el peso de alguna pieza a maquinar no afecta en lo absoluto, ya que esta se apoya en la plataforma móvil, la cual a su vez se apoya directamente en la base, más no en la columna de la fresadora
4. En el diseño mecánico de la plataforma móvil de 6 GDL se debe tener en cuenta que las distancias que debe desplazarse en los ejes X, Y y Z son de 500 mm, 500 mm y 300 mm respectivamente. Sin embargo no se conoce la inclinación que la plataforma pueda brindar, así no se pueden conocer posición críticas del sistema.
5. Para el cálculo del sistema de refrigeración se tiene en cuenta que la operación de la máquina herramienta desgastará la herramienta debido al contacto y a las propiedades que ésta presenta cuando opera a altas temperaturas. Por ello se debe asegurar buenas propiedades para la herramienta que se incurrirán usando

- los materiales especificados para la misma. De la misma manera no se debe sobrepasar las velocidades de corte recomendadas para cada material a trabajar.
6. En análisis por elementos finitos efectuado para la dinámica de la operación de la máquina herramienta muestra que los cálculos realizados para el diseño por tolerancias, para el diseño por resistencia y para el análisis de vibraciones están siendo verificados y validados simultáneamente. Bastó con la modelación de sistema sobre un software de diseño apropiado tal como el *SolidWorks Simulation*.
 7. Para evitar el traslape entre la herramienta de corte y la periferia de la pieza a trabajar, se debe tener en cuenta que la altura de la plataforma móvil con la pieza de trabajo no debe superar 1 metro de altura bajo ninguna condición de desplazamiento ni giro que pudiese proporcionar la misma plataforma móvil.



CONCLUSIONES

1. Se incurrió en el diseño de esta fresadora siguiendo las recomendaciones de la metodología VDI 2225, garantizando así, que se ha optado por el uso de las tecnologías más apropiadas para nuestro medio, teniendo en cuenta un estudio técnico económico de las mismas y los productos en ingeniería que nos ofrece el mercado actual a poder aplicarse en nuestro proyecto.
2. Mediante la aplicación de las normas pertinentes en cuando a diseño estructural (Criterio de Von Mises) y diseño de elementos de máquinas (DIN 8615) se logró un diseño con un $FS \geq 100$ para la resistencia mecánica, y con un $FS = 5$ para la deflexión del husillo. Ya sea en un taller convencional de mecanizado u otros, los estándares aplicados nos aseguran continuidad en la producción, siempre y cuando se siga un régimen apropiado de operación, y se efectúe el apropiado mantenimiento.
3. Mediante el estudio dinámico aplicado al sistema, se logra asegurar que el mecanizado no presentará retemblado, ya que el sistema a su primera frecuencia de resonancia 15.2 Hz se encuentra dentro de un régimen de trabajo estable. Teniendo de esta manera, acabados muy buenos en las piezas.
4. Mediante un análisis por elementos finitos se corrobora que el diseño de la máquina herramienta está dentro de las tolerancias permitidas en cuanto a deflexiones, ya que demuestra una inclinación del eje del husillo máxima de 0.0001 rad en condición crítica mientras que la norma DIN 8615-4 exige un máximo de 0.0005 rad. Por otro lado, el análisis muestra que el sistema soporta estructuralmente los esfuerzos y las vibraciones.
5. Mediante una evaluación de los costos de los componentes a fabricar y a adquirir para la implementación de la máquina herramienta propuesta en esta tesis, se logró determinar que con un monto de \$ 16500 se puede fabricar la fresadora, sumados a unos \$ 15000 que sería el costo de una plataforma Gough, se tendría el proyecto con unos \$ 31 500. Este costo es similar al de una fresadora convencional de la misma capacidad; sin embargo, el diseño propuesto en este proyecto brinda una mayor versatilidad al mecanizado.

BIBLIOGRAFÍA

[KOENIGSBERGER, 1964] KOENIGSBERGER, F. Design Principles of Metal-Cutting Machine Tools. New York: Pergamon Press Book, 1964.

[TOBIAS, 1972] TOBIAS, S. A. Vibraciones en Máquinas-Herramientas. España: Ediciones Urmo, 1972.

[BARRIENTOS, 2007] BARRIENTOS, Antonio. Fundamentos de Robótica. Madrid: McGraw-Hill / Interamericana, 2007.

[HIBBELER, 2006] HIBBELER, R. C. Mecánica de Materiales. México: Pearson Educación, 2006.

[GROOVER, MIKELL, 2010] GROOVER, MIKELL P. Fundamentals of modern manufacturing : materials, processes, and systems. Hoboken, NJ : J. Wiley & Sons, 2010.

[MICHELETTI, 1980] MICHELETTI, G.F. Mecanizado por arranque de viruta. Barcelona: Ed Blume, 1980.

[HORNGREN, 2007] HORNGREN, Charles. Contabilidad de Costos: Un Enfoque Gerencial. Naucalpan de Juárez: Pearson Educación, 2007