

Diseño de máquina CNC de cinco ejes Design of a CNC machine of five axis

B. Mandujano-Salazar ^a, J. Hernández-Pérez ^{a,*}, J. G. Benítez Morales ^a, M. A. Aguilera Jiménez ^a

^a Área académica de ingeniería mecatrónica, Universidad Politécnica de Pachuca, 43830, Zempoala, Hidalgo, México.

Resumen

Se presenta el diseño mecánico de una máquina herramienta de Control Numérico Computarizado (CNC) de 5 ejes para aprendizaje y uso en centros de maquinado. Se ocuparon diferentes metodologías como el análisis FODA, Pro-Con, Casa de la calidad, tabla morfológicas y matrices de decisión. Se muestran cálculos relativos para determinar las fuerzas de corte, y el análisis de elemento finito con SolidWorks, donde se fijó un valor de fuerza máxima por el proceso de arranque de viruta buscando una robustez adecuada de la máquina para desbaste de materiales blandos como, arcillas, maderas, y polímeros. Se determinan pares necesarios una selección de adecuada de los actuadores para cada uno de los ejes de la máquina.

Palabras Clave: Diseño mecánico, CNC, 5 ejes, Análisis de elemento finito, Calculo de fuerzas de corte.

Abstract

It is present the mechanical design of a 5-axis Computerized Numerical Control (CNC) machine tool for learning and use in machining centers. Different methodologies were used, such as the SWOT analysis, Pro-Con, Quality House, morphological table, and decision matrices. Relative calculations are shown to determine the cutting forces, and the finite element analysis with SolidWorks, where a maximum force value was set by the chip removal process, seeking an adequate robustness of the machine for roughing soft materials such as clays, woods, and polymers. Necessary torques are determined for an adequate selection of the actuators for each one of the axes of the machine.

Keywords: Mechanical design, 5-axis CNC, Finite element method, Cutting forces calculation.

1. Introducción

El sector industrial de manufactura involucra varios procesos para la transformación de la materia prima a través de estaciones de trabajo. Al enforcanos en el área de maquinado, el centro de maquinado de 5 ejes posee una gran importancia por su capacidad de maquinar piezas complejas en un tiempo mínimo y reduciendo errores por fallas humanas. Esto es indispensable en la industria como aeronáutica, aeroespacial, de moldes, médica, energética entre otras, ya que requieren de la construcción de dispositivos, equipos y maquinarias especializadas con piezas de un alto grado de dificultad en el maquinado por su geometría y tipo de material; Además, por cuestiones de resistencia a esfuerzos y estética no es posible obtener la pieza a través del ensamblado de otras piezas más pequeñas.

A pesar de ser un tema de importancia para el sector de manufactura, en la literatura, existen pocos aportes por parte de la comunidad científica sobre este tema. La información que

se encuentra va relacionada a nuevas herramientas para mejorar el maquinado en superficies con curvatura (Calleja,2018), optimizar la programación de softwares para generar los códigos de control numérico (Bo,2016), (Son,2009), adaptaciones a máquinas de 3 ejes (Acuña,2009), o maquinas con sistemas híbridos (Petko,2016), (Xu,2019).

Por lo anteriormente expuesto, surge la necesidad en instituciones de formación académica y técnica, tales como: universidades, centros de investigación y desarrollo tecnológico, que formen profesionalmente estudiantes en el manejo, operación, diseño y desarrollo de equipos de maquinado de 5 ejes. Por lo tanto, se propone el diseño de un centro de maquinado a través de una metodología de diseño. El prototipo consiste en 5 grados de libertad, independiente, los tres primeros grados de libertad son movimientos lineales para ubicar a la herramienta en un espacio cartesiano, el eje z se encargar de mover la herramienta en su eje vertical, y los ejes x-y mueven la herramienta perpendicularmente. Los dos ejes que quedan generan movimientos rotativos, estos pueden

*Autor para la correspondencia: jahdez@upp.edu.mx

Correo electrónico: benjacmandsal@micorreo.upp.edu.mx (Benjamín Mandujano-Salazar), jahdez@upp.edu.mx (Javier Hernández-Pérez), josegerardo@upp.edu.mx (José Gerardo Benítez-Morales), maaguilera@upp.edu.mx (Miguel Ángel Aguilera-Jiménez)

ser interpretados como un movimiento de alabeo y guiñada que en nuestro caso se encuentran en la bancada donde se sujeta la pieza a desbastar, estos movimiento logra mover la pieza de manera que se puedan utilizar nuevos marcos de referencia y con ello poder desbastar la pieza en diferentes caras, con el propósito de realizar seguimiento de trayectoria tipo circular con una mayor precisión, o conseguir un mejor desbaste en las superficies con curvaturas complejas.

La organización del artículo se presenta de la siguiente forma. En la sección del proceso de diseño está dividida en cinco etapas, la primera se enfoca al análisis FODA y al PROCON para determinar la viabilidad del diseño y construcción de la máquina. Después, se expone la planeación y definición del producto empleando la casa de la calidad. Enseguida se realiza el diseño conceptual. Posteriormente, se describe el desarrollo del producto para determinar las fuerzas a las que estará sometida la máquina; y a partir de estas, se establece el factor de seguridad mediante un análisis de elemento finito. Por último, se dan unas conclusiones sobre el trabajo

2. Proceso de diseño

En el desarrollo de nueva tecnología, hoy en día, es necesario implementar un proceso de diseño, el cual involucra utilizar diferentes metodologías con el fin de tener una mejora en cada detalle. Por tanto, se utilizó la metodología del diseño mecánico de (Cross, 2008), (Ullman, 2010). Este proceso tiene 5 etapas, que se pueden ver en la Figura 1 de manera escalonada.

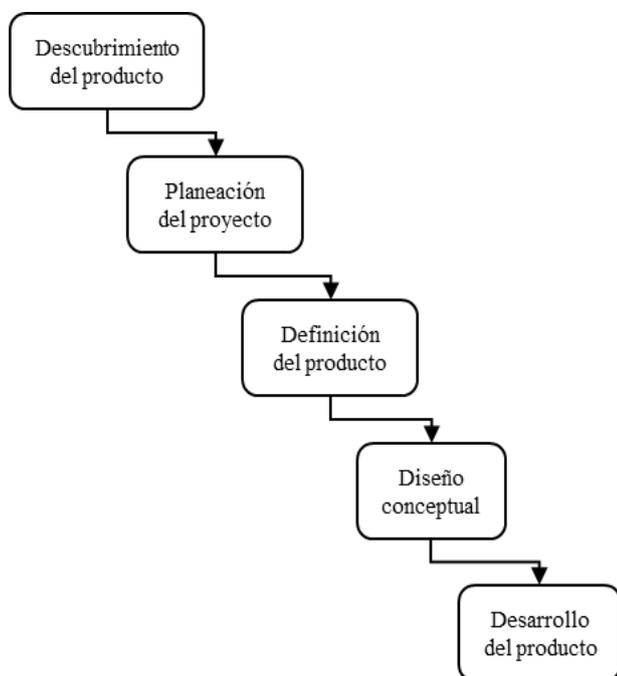


Figura 1: Diagrama del proceso de diseño.

2.1. Etapa 1: Descubrimiento del producto

Tomando en cuenta el diagrama, para la primera etapa, lo que se busca es saber si el producto que se piensa desarrollar tiene factibilidad de ser construido. Para esta etapa se apoyó de dos metodologías, el análisis FODA mostrado en la Tabla 1,

del cual se espera como resultado que se tengan un mayor número de fortalezas y oportunidades, de ser el caso, se determina que la idea es factible. Para complementar esta etapa, también se ocupa la tabla de análisis de PRO-CON mostrada en la Tabla 2, en la cual se espera tener un mayor número de ventajas, afirmando que la idea tiene la factibilidad suficiente para ser construido.

Juzgando el análisis FODA, se puede decir que la máquina tiene una gran oportunidad de venta en el país, lo cual hace que el proyecto sea atractivo para ser desarrollado, y del análisis PRO-CON se puede ver que tienen mayor importancia los puntos buenos denotando que la máquina tendría buenas oportunidades para ser manufacturado.

Tabla 1: FODA

| | |
|---------------|--|
| Fortalezas | <ul style="list-style-type: none"> • Conocimiento previo de máquinas CNC • Infraestructura para manufactura • Motivación educativa positiva • Oportunidad de nuevo producto en el mercado • Apoyo de personas relacionadas con el CN • Se desarrollaría en una universidad |
| Debilidades | <ul style="list-style-type: none"> • Tiempo de diseño reducido • Implementación completa de requerimientos • Imagen del producto poco atractiva • Financiamiento para el proyecto |
| Oportunidades | <ul style="list-style-type: none"> • Venta a pequeñas y medianas empresas • Dispositivos actuales carece de avances tecnológicos • Expande a más implementaciones • Diseñar y construir en México • Diversificación en máquina CNC de 5 ejes |
| Amenazas | <ul style="list-style-type: none"> • Existencia de normas para la producción • Crecientes cambios tecnológicos • Nuevas normas para manufacturar |

2.2. Etapa 2: Planeación del proyecto

Como siguiente etapa, se debe definir las actividades y tiempos correspondientes para desarrollar el proyecto. Para esta etapa, se ocupa un diagrama estructural conocido como diagrama de Gantt. Como primer parte se deben buscar todas las actividades que son necesarias para concluir el desarrollo del proyecto. Cada una de las tareas deben pasar por el deslinde de tareas, donde se elige a la persona experta en el área que se piensa desarrollar la tarea. Se deben estimar los

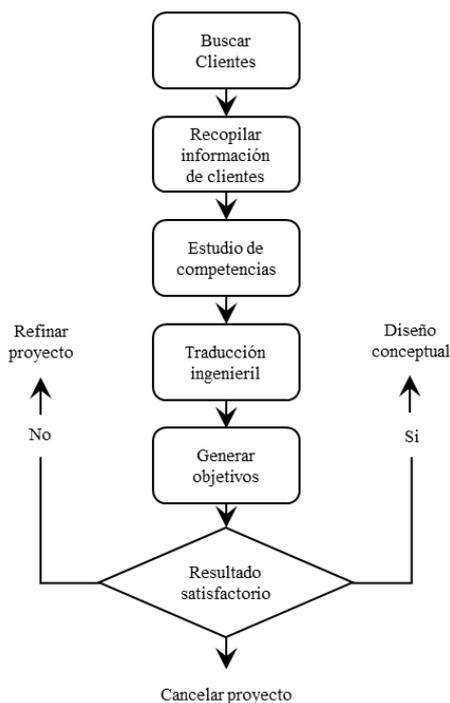


Figura 3: Diagrama para desarrollo de QFD.

Tabla 2: PRO-CON

| PROS | CONTRAS |
|--|--|
| Se tiene la manufactura suficiente para desarrollar la máquina | Las ganancias serían pequeñas en comparación a maquinas industriales |
| Crea una nueva área de oportunidad en la venta de máquinas CNC | |
| El mercado en maquinado de piezas está en crecimiento | El tiempo para tener terminado el producto es reducido |
| Se tiene apoyo de personas especializadas en el área de CN | |
| Existe la tecnología para construir el producto | Se tienen pocas personas para el financiamiento de la máquina |
| Se pueden utilizar materiales baratos por ser maquinado de materiales suaves | Con los materiales económicos no se tendría una imagen tan atractiva |
| En un área en la que se puede expandir fácilmente al no tener competidores | |

2.4. Etapa 4: Diseño conceptual

Para la etapa del diseño conceptual, se ocupa una técnica de funciones generales llamada caja negra mostrada en la Figura 5, esta se compone de una entrada que al momento de ser aplicada a una función, esta genera un trabajo que se conoce como salida. De la caja negra se hace un desglose que nos darán varias subfunciones conocido como caja transparente

como la que se muestra en la Figura 6, esta nos ayudara a conocer todas las partes que se compone el proyecto.

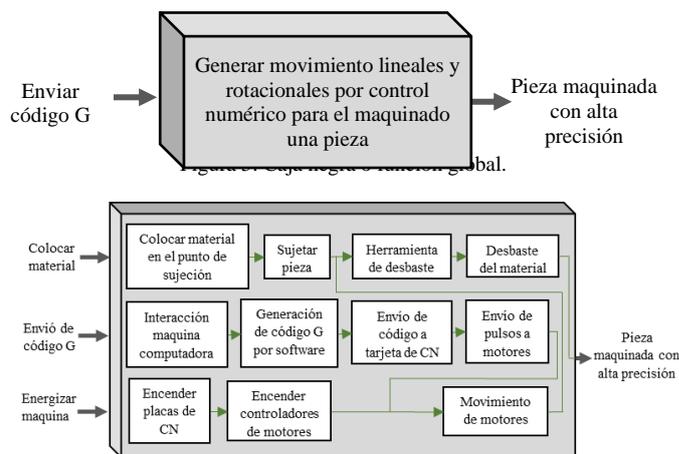


Figura 6: Caja transparentes o subfunciones.

Conociendo las partes que componen a la máquina, se desarrolla la tabla morfológica, en este caso se obtuvo la Tabla 3, la cual proporciona las diferentes alternativas existentes para cumplir cada función encontrada en la caja transparente.

Para seleccionar el concepto que se adapte mejor a las necesidades del proyecto, se utiliza la metodología conocida como matriz de decisión o método de PUGH, la cual se genera para cada subfunción de la tabla morfológica. Enseguida, se crean diferentes criterios de evaluación basados en las opiniones que se tuvieron al entrevistar a los clientes en la etapa del QFD; además, a cada criterio se le asigna un valor de importancia, repartiendo entre estos 100 puntos. Se trabaja con la tabla asignando 1, 0 y -1 dependiendo de la comparación para cada criterio. En el caso de ser una mejor opción para el criterio se asigna 1, si los dos tienen el mismo impacto para el criterio se asigna un 0, y en el caso de cumplir de mejor manera el DATUM, se asigna un -1. Al concluir las comparaciones se suman los puntos multiplicando por los valores de importancia asignados 1, 0 y -1, lo esperado es que la suma de estos valores de un número negativo, lo cual confirman que la asignación del DATUM fue la correcta. En el caso contrario de que el valor sea positivo para alguno de los otros conceptos, se determina que el DATUM no es el correcto y se tiene que reevaluar con este concepto como DATUM. Bajo este contexto, se muestra la evaluación de la subfunción llamada salvadas de seguridad, en la Tabla 4, cuya importancia es proteger al usuario de la viruta que se desprende al momento de desbastar el material.

Al finalizar la evaluación de las matrices de decisión, se genera la tabla de conceptos, la cual contiene la alternativa ganadora de cada subfunción, ver Tabla 5.

Tomando en cuenta la Tabla 5, se comienza a generar diferentes dibujos de ideas en las cuales se puedan acomodar los diferentes conceptos ganadores, para el caso de la máquina de 5 ejes se consiguieron plantear dos ideas en CAD, las cuales son mostradas en la Figura 7 y 8. A partir de estas propuestas, se realizó un análisis comparativo con ayuda de la matriz de decisión que se muestra en la Tabla 6. Para esta tabla se consideraron las opiniones de los clientes tomando en cuenta las necesidades que veían en ella para el

Tabla 3: Tabla morfológica.

| Subfunción | Concepto 1 | Concepto 2 | Concepto 3 | Concepto 4 |
|--------------------------------|------------------------------|-------------------------------|------------------|--------------|
| Salvas de seguridad | Acrílico | Lamina perforada | Vidrio | Hule cristal |
| Tarjeta de control | Arduino | Raspberry | DB25 | NVUM v2 |
| Controlador para motores | Dm556 | TB6600 | R86 | DM542 |
| Motores | Motor a pasos | Motor de corriente directa | Servomotor | ----- |
| Mecanismo de movimiento eje XY | Banda dentada | Cremallera dentada | Tornillo sin fin | ----- |
| Mecanismo de movimiento eje Z | Cremallera dentada | Tornillo sin fin | Husillo embalado | ----- |
| Mecanismo de movimiento eje A | Banda dentada | Transmisión directa del motor | Tornillo sin fin | ----- |
| Mecanismo de movimiento eje C | Tornillo sin fin | Transmisión directa del motor | Engrane cónico | ----- |
| Sujetador de herramienta | Broquero | Porta boquillas Mandril | ----- | ----- |
| Sujeción de material | Mordaza | Mandril | ----- | ----- |
| Neutralizador de polvo | Extractor de aire con filtro | Rociador nebulizador | ----- | ----- |
| Sistema refrigerante | Ventilador | Bomba de agua | ----- | ----- |

Tabla 4: Matriz PUGH

| Salvas de seguridad | Criterios | Acrílico | Lamina perforada | Vidrio | Hule cristal |
|---------------------|-----------|----------|------------------|--------|--------------|
| Costo | 15 | DATUM | -1 | -1 | 1 |
| Tamaño | 5 | | 0 | 0 | 0 |
| Peso | 20 | | -1 | 0 | 1 |
| Mantenimiento | 15 | | 1 | 0 | -1 |
| Consumo de energía | 5 | | 0 | 0 | 0 |
| Facilidad de uso | 15 | | -1 | 0 | -1 |
| Seguridad | 25 | | 0 | 0 | -1 |
| Total | 100 | | -2 | -1 | -1 |
| | | | -35 | -15 | -20 |

Tabla 5: Conceptos ganadores

| Subfunción | Concepto ganador |
|---------------------------------|-------------------|
| Sujeción de material | Mordaza |
| Sujetador de herramienta | Boquilla mandril |
| Drivers motores a paso | Dm556 |
| Motores | Motores a paso |
| Salvas de seguridad | Acrílico |
| Mecanismo de movimiento eje z | Husillo embalado |
| Mecanismo de movimiento eje a | Corona sin fin |
| Mecanismo de movimiento eje c | Tornillo sin fin |
| Mecanismo de movimiento eje x-y | Banda dentada |
| Sistema de refrigeración | Ventilador |
| Tarjeta de control numérico | NVUM v2 |
| Neutralizador de polvo | Extractor de aire |

propósito que se tiene para construir esta máquina, nos llevó a que el segundo diseño era la decisión correcta, el punto que predominó en esta decisión fue el tamaño de la máquina que va de la mano con el área de trabajo. A continuación, se describen las dimensiones X-Y-Z respectivamente en mm. En el caso del diseño conceptual 1 se tiene un tamaño de la máquina de 669x976x576 y un área de trabajo de 325x619x130, y en el diseño conceptual 2 la máquina mide 1111x1190x1428 y un área de trabajo de 799x825x500. La elección de un área más grande de trabajo deriva de ampliar la versatilidad de la máquina ya que permite maquinarse mayor diversidad de piezas.

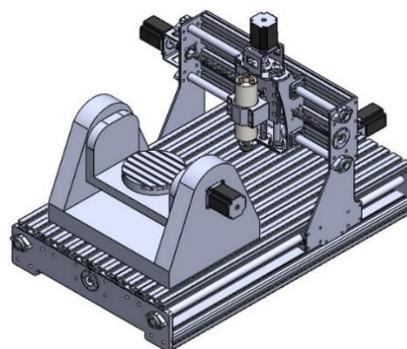


Figura 7: Diseño conceptual 1.

2.5. Etapa 5: Desarrollo del producto

En etapa desarrollo del producto, se realizan los cálculos respectivos sobre las fuerzas que debe soportar la máquina con el propósito de hacer una selección correcta de los materiales, y proponer las dimensiones y geometría de las piezas con la finalidad de proporcionar un factor de seguridad superior a 3.

Además de calcular los pares necesarios para mover a cada uno de los ejes de la máquina, así como proporcionar la fuerza necesaria para el desbaste de la pieza.

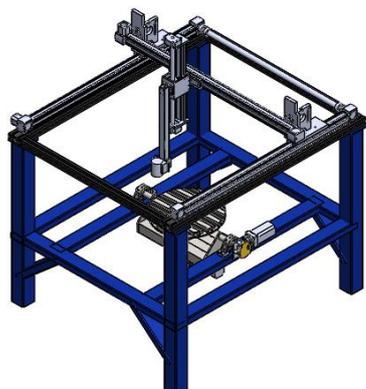


Figura 8: Diseño conceptual 2.

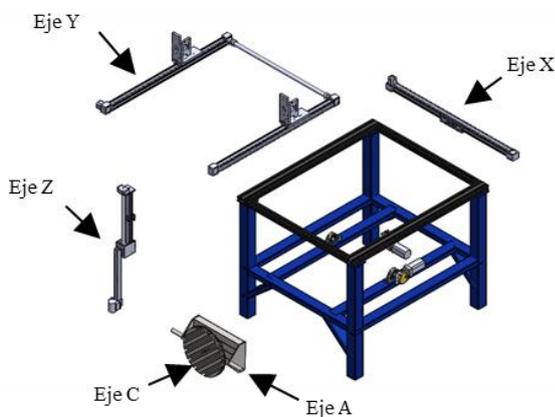


Figura 9: Vista explosionada del diseño conceptual 2.

Tabla 6: Matriz de decisión

| CNC 5 ejes | Criterios | Diseño conceptual 1 | Diseño conceptual 2 |
|---------------------|-----------|---------------------|---------------------|
| Robustes | 20 | 1 | -1 |
| Tamaño | 15 | -1 | 1 |
| Área de trabajo | 25 | -1 | 1 |
| Costo de producción | 25 | 1 | 0 |
| Manufacturabilidad | 15 | 0 | 0 |
| Total | 100 | 0 | 1 |
| | | 5 | 20 |

3. Cálculo de fuerzas de corte

Calcular estas fuerzas son esenciales para el diseño de una máquina que se va a dedicar a devastar y perforar piezas, por lo cual es necesario conocer la magnitud de estas y realizar los cálculos necesarios para determinar el correcto funcionamiento de los elementos de ensamble que conforman a la máquina CNC. Por lo tanto, se inicia con calcular la fuerza perpendicular a la herramienta, este se conoce como fuerza de corte al fresado, F , para determinarla se emplea

$$F = K \cdot b \cdot S_z \cdot \cos(\sin^{-1}(\frac{r-p}{r})) \cdot z_l, \quad (1)$$

donde K es la fuerza de arrancamiento de un material, cuyo valor para la madera que es de $10Kg/mm^2$, b es profundidad de desbaste con un valor de $3.175mm$, S_z representa el avance por diente, el cual se considera de $0.09mm$, r indica el radio de la herramienta, en este caso se contempló una herramienta de $12.7mm$, que es el mayor tamaño que se puede utilizar en esta máquina, z_l es el número de dientes de la herramienta, al cual se designa de 4, y p es el ancho que entra la herramienta con un valor de $3.175mm$. La Figura 10 ilustra los parámetros de la fuerza de corte al fresado.

El resultado de la fuerza se obtiene sustituyendo los valores antes mencionados en (1), resultando una fuerza principal de corte al fresado de $9.89N$.

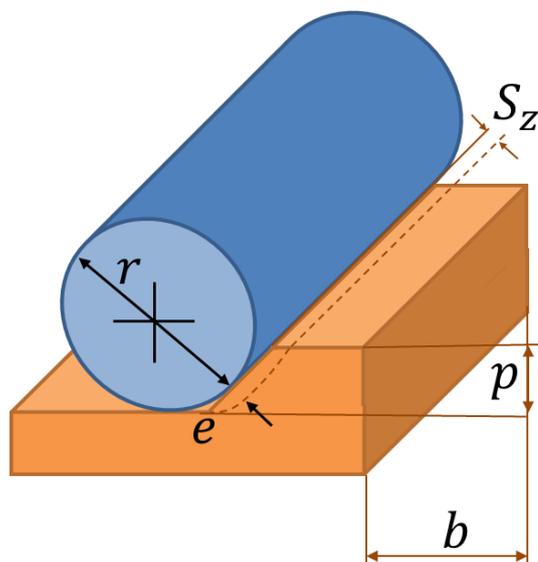


Figura 10: Desbaste al fresado.

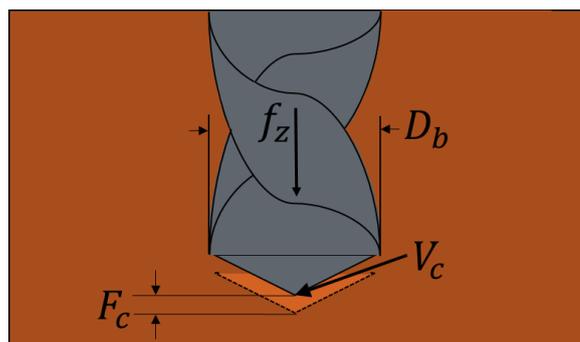


Figura 11: Fuerza de corte al taladrado.

La segunda fuerza principal de corte al momento de operar una máquina CNC es la fuerza de corte al taladrado, F_c , esta fuerza va paralela a la herramienta y la forma de calcular esta fuerza es por medio de (Borrell, 2017)

$$F_c = \frac{P_u \cdot f_z \cdot \frac{\pi D_b^2}{4}}{V_c}, \quad (2)$$

donde P_u es la potencia unitaria, que es una propiedad del material, que en este caso para la madera se tiene el valor de $0.32 w/mm^3$, f_z es la velocidad de avance $37.5 mm/min$, D_b representa el diámetro de la broca que consideramos es de $12.7mm$, el V_c es la velocidad de corte con un valor de $30 mm/s$. En la Figura 11 se muestran las variables de (2).

Sustituyendo valores en (3) se obtiene una fuerza de corte principal al taladrado de 50.8N. Estas fuerzas de corte principal serán ocupadas para hacer un análisis de elemento finito, así como calcular los torques mínimos para mover a los ejes de la máquina a través de motores eléctricos

4. Cálculo de torque mínimo para motor

El cálculo del torque es esencial para poder hacer una selección correcta de los actuadores eléctricos de la máquina. Este cálculo va a depender del sistema mecánico que se pretende emplear en la máquina (SureStep).

Para este diseño se tiene contemplado utilizar el sistema mecánico tornillo sin fin para el eje z, para determinar el torque de movimiento se emplea la siguiente ecuación:

$$T_{mz} = J_{totalz} \cdot \omega_z + \frac{F_{totalz} + T_{preloadz}}{i_z}, \quad (3)$$

donde J_{total} es el momento de inercia total, este resulta de la suma de cada una de las inercias encontradas que son la J_{motorz} inercia del motor, la $J_{reductorz}$ inercia del reductor, la $J_{acoplamientoz}$ inercia del acoplamiento, la J_{wz} inercia de la carga y la $J_{tornilloz}$ inercia del tornillo sin fin. El resultado que se obtuvo de esta suma es de $1.4 \times 10^{-3} Kg \cdot m^2$, ω_z es la velocidad angular, que en nuestro caso se consideró una máxima de 125 rad/s , en la suma de todas las fuerzas F_{totalz} se adjuntó la fuerza de corte al taladrado calculada en (4) considerada como una F_{extz} fuerza exterior al sistema, la $F_{gravedadz}$ fuerza de gravedad y la F_{friccz} fuerza de fricción resultando un total de 60.67N. P es el paso del tornillo, el cual se consideró de 100 rev/m , el torque de precarga $T_{preloadz}$ se considera de $0N \cdot m$ por ser un tornillo de bolas, y la relación i_z se tiene con un valor de 1 por no tener reductores. Las variables y parámetros del tornillo sin fin son mostradas de forma general en la Figura 12.

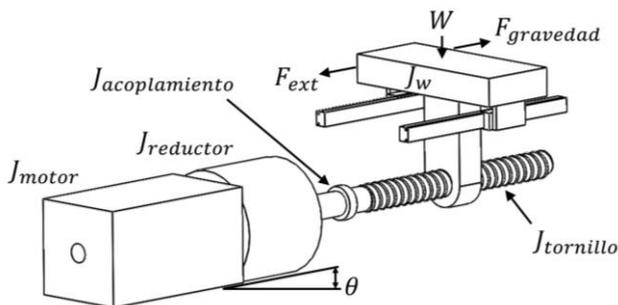


Figura 12: Tornillo sin fin.

Al sustituir los valores previamente mencionados en (3) se obtiene un torque de movimiento con valor de $0.274N \cdot m$, este deberá ser contemplado al momento de seleccionar el motor a pasos ideal para operar el eje z con el tornillo sin fin, ver Figura 13.

Por otro lado, el mecanismo empleado en los movimientos lineales, de los ejes "x" y "y", es una banda dentada con sus respectivas poleas, tal como se ilustra en la Figura 14. El cálculo del torque necesario para mover la banda está dado por

$$T_{mx} = J_{totalx} \cdot \omega_x + \frac{F_{totalx} \cdot r}{i_x}, \quad (4)$$

donde J_{total} es el momento de inercia total, con un valor de $5.3 \times 10^{-3} Kg \cdot m^2$, este resulta de la suma de la J_{motorx} inercia del motor, la $J_{reductorx}$ inercia del reductor, la $J_{piñon}$ inercia del piñón, y la J_{wx} inercia de la carga. La velocidad

angular, ω_x , es 125 rad/s , y la fuerza total, F_{totalx} , es igual a $10.0918N$; esta se obtiene al sumar a la fuerza de gravedad, $F_{gravedadx}$, y las fuerzas externas, F_{extx} , la cual considera a la fuerza al desbaste por los movimientos laterales. Finalmente, el radio de las poleas de los extremos, r , es 30 mm .

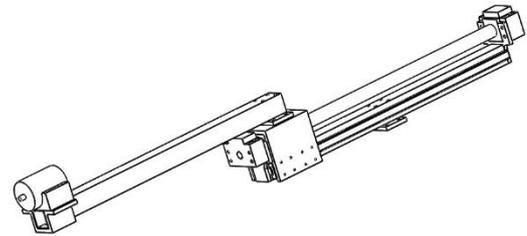


Figura 13: Eje z.

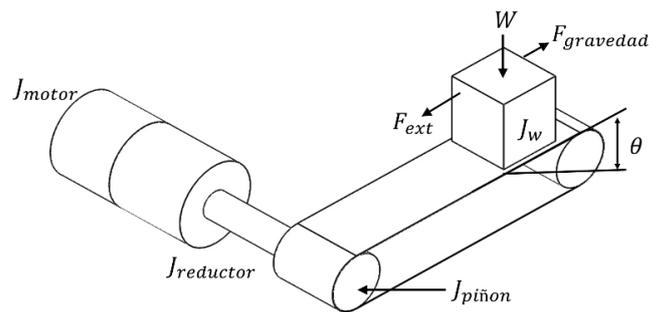


Figura 14: Banda transportadora.

Al sustituir los valores en (4) se obtiene que el valor del torque mínimo del motor para los ejes x-y es de $0.966N \cdot m$. El diseño en el que se basaron los datos es mostrado en la Figura 15.

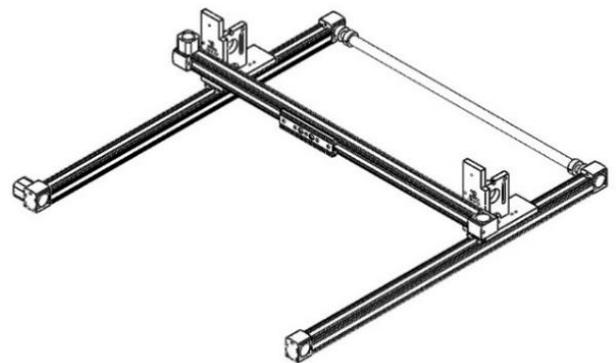


Figura 15: Base con ejes x-y.

Como último, se tiene a la mesa rotativa que representa el alabeo en la bancada. En este caso, el sistema mecánico solo es el movimiento del eje con el respectivo peso que pueda llegar a tener, por lo cual para este análisis se determina el centro de masa y se tomara en cuenta como un momento desde el centro del eje, como se muestra en la Figura 15 (Shigley,2012).

Tomando en cuenta la Figura 16, la distancia de 21.92 mm y la masa m de 19.989 kg , en la cual se consideran el peso de todas las piezas que consideran la bancada rotativa. Esto es suficiente para poder determinar el momento que se presenta en el eje que se pretender mover para conseguir el alabeo. Como primer paso debemos conocer el peso de la mesa rotativa, W, que se va a presentar por lo cual es necesario

multiplicar la masa con la gravedad, g, teniendo así la siguiente ecuación

$$W = m * g. \tag{5}$$

El resultado del peso de la bancada es de W=196.021N. Enseguida, se calcula al momento inercial, M, mediante la siguiente expresión matemática

$$M = W * L, \tag{6}$$

donde L es la longitud del centro de masa al centro de giro del alabeo. Dando un momento de 4.2968N·m, A este se considera como el torque mínimo requerido para mover a la bancada.

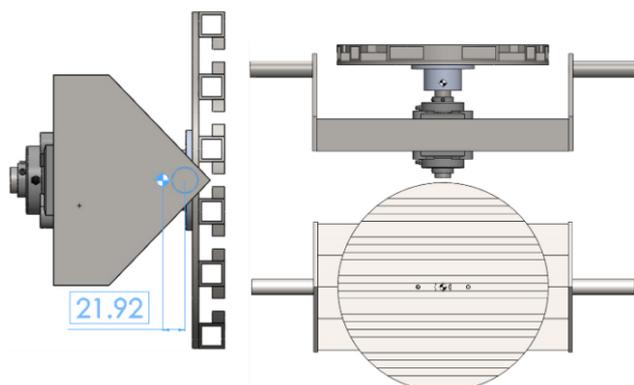


Figura 16: Bancada rotativa.

5. Análisis de elemento finito

El diseño se somete a las fuerzas de corte previamente calculadas para saber la factibilidad del diseño. En caso de tener errores donde se tenga un valor mayor al esfuerzo máximo a la fluencia del material, o un valor mínimo de bajo de 3 en el factor de seguridad, se tendrá una etapa de rediseño donde se busca que se logre tener la robustez adecuada para que la máquina funcione de manera correcta.

Como primer análisis, se tomó al eje z y se sometieron a las fuerzas con las diferentes direcciones a las cuales se vería afectada, las fuerzas perpendiculares a la herramienta que son las del fresado, y la fuerza paralela a la herramienta que es la del taladrado. En la Figura 17 se muestra el análisis en el cual se encontraron los mayores esfuerzos comparando con las otras direcciones de la fuerza. En la Tabla 7 se muestra los resultados máximos y mínimos que se tuvieron para los esfuerzos y el factor de seguridad mínimo (FS) de los estudios realizados.

En la Tabla 7, se puede notar que la fuerza principal de desbaste en dirección lateral al eje z, es la que afecta de mayor manera al diseño, a pesar de que esta es menor a la fuerza por taladrado. En el diseño mostrado el factor de seguridad nos indica que es factible, pues el mínimo requerido debe ser arriba de 3, aunque se tuvieron varios problemas para conseguirlo lo cual llevo a varios rediseños, principalmente, en el cambio de una placa por un perfil hueco, y algunos cambios de dimensiones; resultando como final el diseño que se muestra en la Figura 17.

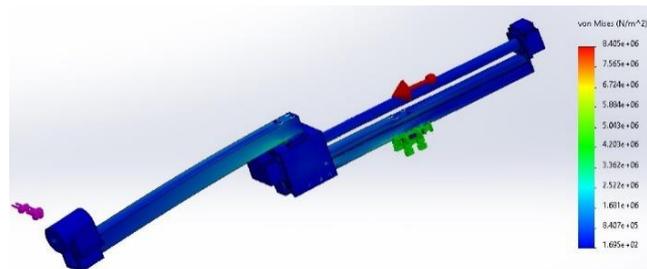


Figura 17: Esfuerzos en eje z.

Tabla 7: Resultados del análisis en el eje z

| Dirección | Max. Esfuerzo | Min. Esfuerzo | Min. FS |
|-----------|---------------|---------------|---------|
| | 0.67MPa | 15.4Pa | 40.5 |
| | 8.4MPa | 169.5Pa | 3.28 |
| | 5.34MPa | 109.3Pa | 5.15 |

Para el siguiente análisis se tomó la base con las bandas transportadoras, en la Figura 18 se muestra el estudio que mostró un mayor esfuerzo a la estructura, y en la Tabla 8 las otras direcciones que se tomaron en cuenta.

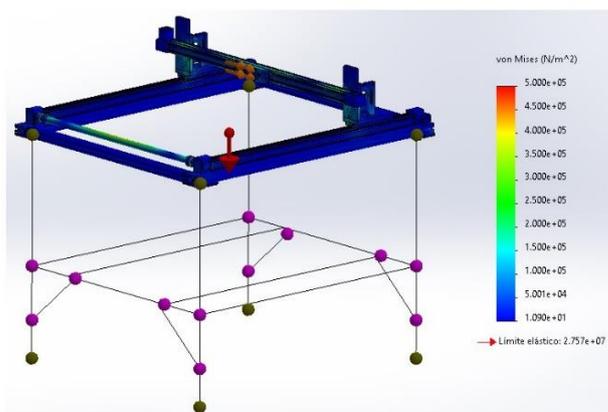
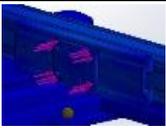


Figura 18: Esfuerzos en estructura con ejes x-y.

En la Tabla 8 se observa que la fuerza principal de corte al fresado que está siendo aplicada en la parte que sujeta al eje z es la que genera un mayor esfuerzo. En este caso los ejes x-y fueron diseñados de manera correcta resultando factores de seguridad arriba de 3.

Cómo última parte se hace el análisis a la bancada, para este caso se consideró una pieza cubica de prueba con el propósito de simular su peso y la fuerza de trabajo a la cual estará expuesta la máquina. De este solo fueron necesarios hacer dos análisis, uno en el que la bancada se encuentra en su posición de home, la cual es a cero grados de rotación, tal como se muestra en la figura 19 y otro en el que la bancada rota 90° que se muestra en la figura 20.

Tabla 8: Resultados del análisis en el eje x-y

| Dirección | Max. Esfuerzo | Min. Esfuerzo | Min. FS |
|---|---------------|---------------|---------|
|  | 2.54MPa | 0.25MPa | 10.8 |
|  | 1.81MPa | 0.35MPa | 19.7 |
|  | 2.54MPa | 0.25MPa | 10.9 |

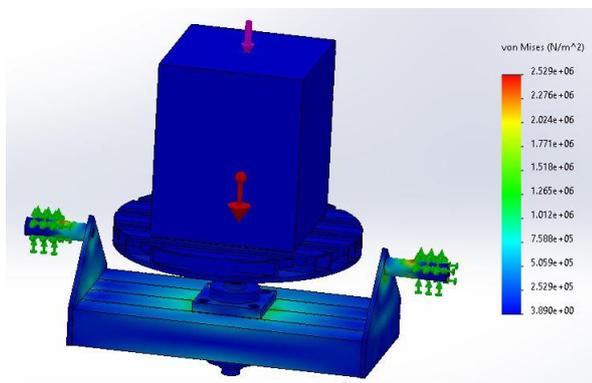


Figura 19: Esfuerzos en bancada rotativa posición home.

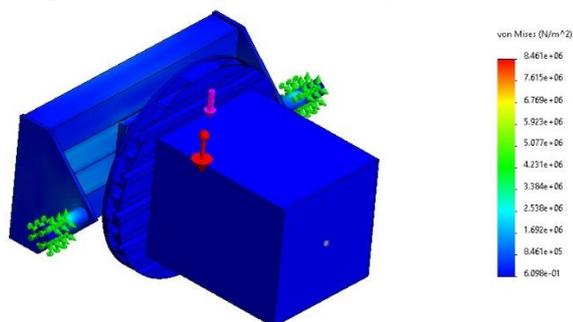


Figura 20: Esfuerzos en bancada rotativa a 90°.

Los resultados muestran una mayor afectación de la bancada cuando está en la posición de 90°. En este el problema no estuvo en el rediseño, la solución fue hacer una selección correcta de los materiales, que en este caso se seleccionó el acero ASTM A36 consiguiendo un factor mínimo de seguridad de 10.16.

6. Conclusiones

El presente artículo mostró el diseño de una máquina CNC de 5 ejes con base a una metodología de diseño; dando como resultado, los siguientes puntos:

La matriz de decisión estableció que el diseño conceptual elegido es el ideal principalmente por el área de trabajo, y el

costo de manufacturar a pesar de la robustez, ya que en este proyecto se pretende maquinar materiales suaves.

Se determinó que el factor de seguridad mínimo sea mayor a 3 en los diferentes sistemas mecánicos del diseño de la máquina de 5 ejes, indicando que los rediseños fueron correctos cumpliendo lo necesario para que la máquina trabaje de manera correcta.

Se realizaron los cálculos de las fuerzas de corte del proceso de arranque de viruta para materiales cuya resistencia máxima de tracción es de 10kg/mm, por consiguiente, el diseño de esta máquina de 5 ejes es para materiales blandos como la arcillas, maderas y polímeros; descartando los maquinados con metales, cumpliendo con el propósito educativo de programación de 5 ejes en probetas de materiales blandos.

El cálculo de los torques mínimos de los motores define la selección ideal de los actuadores eléctricos que componen a la máquina, donde se contemplaron las fuerzas de corte, el peso de los componentes mecánicos, y velocidades máximas de los motores seleccionados.

Los análisis de esfuerzo se realizaron con un software de ingeniería asistida por computadora llamado SolidWorks Simulation, el cual permitió evaluar los diseños de forma estructural y validar que se cumple con los requerimientos de diseño mecánico.

Referencias

- Acuña, F., Bustillos, D., & Coque, K., (2009). Diseño y Construcción de un Prototipo de Centro de Mecanizado Vertical CNC de 5 Ejes para el Laboratorio CNC de la ESPE Extensión Latacunga. Extensión Latacunga, Vol. 10.
- Bo, P., Bartoň, M., Plakhotnik, D., & Pottmann, H., (2016). Towards efficient 5-axis flank CNC machining of free-form surfaces via fitting envelopes of surfaces of revolution. *Computer-Aided Design*, vol. 79, p. 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.cad.2016.04.004>
- Borrell R. P. (2017). Análisis de Fuerzas de Corte en Procesos de Taladrado para Aluminio 2024 T6. Tesis UNAM.
- Calleja, A., Bo, P., González, H., Bartoň, M., & de Lacalle, L. L., (2018). Highly accurate 5-axis flank CNC machining with conical tools. *Int. J. Adv. Manuf. Technol*, vol. 97, p. 1605-1615. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2033-7>
- Cross N., (2008). *Engineering Design Methods: Strategies for Product Design*. fourth ed., The McGraw-Hill Companies, England.
- Grupo de apoyo técnico para selección. Manual de selección de motores de paso a paso sistema SureStep, SureStep.
- Petko, M., Gac, K., Góra, G., Karpel, G., Ochoński, J., & Kobus, K., (2016). CNC system of the 5-axis hybrid robot for milling. *Mechatronics*, Vol. 37, p. 89-99. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2016.03.001>
- Sevic, Martin., & Keller, Petr. (2019), Desing of CNC Milling Machine as a Base of Industry 4.0 Enterprise. *MM Science Journal*, vol 12, p. 3555-3560. <http://doi.org/10.17973/MMSJ.2019122019042>
- Shigley, J. E. (2012), *Diseño en ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill, New York.
- Son, S., Kim, T., Sarma, S. E., & Slocum, A., (2009). A hybrid 5-axis CNC milling machine. *Precision Engineering*, vol. 33, p. 430-446. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2008.12.001>
- Ullman D., (2003). *The mechanical design process*. Fourth ed. McGraw-Hill, New York.
- Xu, J., Zhang, D., & Sun, Y., (2019). Kinematics performance oriented smoothing method to plan tool orientations for 5-axis ball-end CNC machining. *International Journal of Mechanical*, vol. 157, p. 293-303. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecs.2019.04>