Diseño y Simulación de un Sistema de Regulación de Velocidades de 0 a 20 RPM en un Torno Horizontal Estándar Para Realizar el Proceso de Soldadura en la Empresa GERCASA S.A.

Daniel Patricio Minas Amaya

Universidad Internacional SEK

Nota del autor

Daniel Patricio Minas Amaya, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Internacional SEK. Director Ing. Jaime Molina, M.Sc.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

dminas.mec@uisek.edu.ec

Contenido

Índice de Figuras 6

Índice de Tablas 8

Declaración Juramentada 9

Agradecimiento 10

Dedicatoria 11

Resumen. 12

Abstract 13

Introducción 14

Objetivo General 17

Torno 18

Torno Paralelo Horizontal Estándar 18

Soldadura de Arco Eléctrico 18

MIG 19

Método 20

Procedimiento para el Diseño Mecánico 20

Presentación de las Alternativas para el Sistema de Regulación de Velocidades 21

Alternativas para el Sistema Mecánico 21

Sistema de regulación de velocidades cilindro inflable industrial. 22

Sistema de regulación de velocidades con mandril. 23

Sistema de regulación de velocidades con pines retráctiles. 24

Presentación de Alternativas para el Sistema de Control 25

Motor Eléctrico 26

Variador de Frecuencia 26

Interruptor Automático 26

Estudio de las Alternativas del Sistema de Regulación de Velocidades 26

Estudio de Costos 26

Estudio de Fabricación 28

Estudio de Mantenimiento 29

Estudio de Seguridad 30

Método de ponderación 31

Selección de la Mejor Alternativa Para el Sistema Mecánico 31

Ponderación de los Aspectos del Estudio 32

Matriz de Selección 32

Diseño de la Alternativa C 33

Estado del Arte 33

Materiales de los Elementos del Sistema Mecánico 33

Tornillos de Potencia 34

Calidad de los tornillos de potencia 34

Fuerza del torque 34

Fuerzas sobre el Pin 35

Masa 37

Volumen 37

Densidad 38

Inercia 38

Velocidad lineal y angular 39

Torque 40

Potencia 41

Momento 41

Esfuerzo de Von Mises 42

Factor de Seguridad 42

Error 43

Método del Elemento Finito 43

Simulación de Cargas Estáticas 44

Datos para los Cálculos Mecánicos 44

Cálculos del Sistema Escogido 47

Simulación 57

Selección de Alternativa para el Sistema de Control 68

Resultados 71

Presentación De Resultados Del Sistema Mecánico 71

Discusión 75

Presentación De Resultados Del Sistema De Control 74

Conclusiones 77

Recomendaciones 79

Bibliografía 80

Anexos 83

Anexo A 83

Memoria de Cálculos. 83

Anexo B 88

Tablas 88

Anexo C 89

Planos 89

Anexo D 90

Fichas técnicas 90

Índice de Figuras

Figura 1. Torno paralelo tomado de (Mecalux, 2017) 18

Figura 2. Soldadora MIG/MAG, tomado de (Company, 2017) 19

Figura 3. Alternativa con el Cilindro de Caucho Industrial 23

Figura 4. Alternativa con Mandril 24

Figura 5. Alternativa de Pines Retractiles 25

Figura 6. Vista explotada del Sistema de Regulación de velocidades con Pines Retráctiles ... 33

Figura 7. Fuerzas que actuan sobre el Pin Retractil. (vista lateral) 36

Figura 8. Fuerzas que actúan sobre el Pin Retráctil. (vista frontal) 36

Figura 9. Esquema de la distribución general de los elementos que van a girar con el sistema. 45

Figura 10. Aplicación de Ft sobre la tuerca (vista frontal). 46

Figura 11. Fuerzas que se aplican sobre el pin. 46

Figura 12. Momento generado por los elementos montados en el torno. 47

Figura 13. Diagrama de cuerpo libre del Pin Retráctil. 51

Figura 14. Distribución de las fuerzas que actúan sobre el pin 52

Figura 15. Proceso para la simulación 57

Figura 16. Creación de nueva simulación 58

Figura 17. Asignación de material 58

Figura 18. Asignación de material 59

Figura 19. Asignación de biblioteca de materiales 59

Figura 20. Asignación de material y coeficiente de seguridad 60

Figura 21. Proceso para la Simulación.. 60

Figura 22. Restricciones del pin retráctil 61

Figura 23. Proceso para colocar las fuerzas que actuarán en la simulación..... 61

Figura 24. Mallado del pin retráctil..... 62

Figura 25. Proceso para la simulación. 63

Figura 26. Resultados de desplazamiento del pin retráctil.. 63

Figura 27. Resultados de la tensión de Von Mises sobre el pin retráctil 64

Figura 28. Resultado del factor de seguridad en el pin retráctil. 64

Figura 29. Restricción del eje..... 65

Figura 30. Asignación de fuerzas que actúan sobre el eje 66

Figura 31. Malla del eje de transmisión. 66

Figura 32. Resultados de desplazamiento del eje de transmisión 67

Figura 33. Resultados de la tensión de Von Mises. 67

Figura 34. Factor de seguridad del eje de transmisión. 68

Figura 35. Diseño del sistema de control. 68

Figura 36. Tasa de convergencia de la tensión de Von Mises sobre el eje de transmisión con el material AISI 1018. 75

Figura 37. Características del acero AISI 4340..... 90

Figura 38. Ficha técnica variador de frecuencia Weg 91

Figura 39. Ficha técnica interruptor Veto 91

Figura 40. Ficha técnica motor eléctrico Baldor 91

Índice de Tablas

Tabla 1. Estudio de Costos de las posibles alternativas 28

Tabla 2. Estudio de Fabricación de las posibles alternativas 29

Tabla 3. Estudio de Mantenimiento de las posibles alternativas..... 30

Tabla 4. Estudio de Seguridad de las posibles alternativas..... 31

Tabla 5. Selección de alternativa..... 31

Tabla 6. Porcentaje de los aspectos ponderados 32

Tabla 7. Tabla de ponderación 32

Tabla 8. Matriz de selección 32

Tabla 9. Solución de la matriz..... 33

Tabla 10. Volumen de los elementos 48

Tabla 11. Masa de los elementos 49

Tabla 12. Inercia de lso elementos..... 49

Tabla 13. Fuerzas que se aplican al pin..... 57

Tabla 14. Momento aplicado sobre el eje de transmisión 65

Tabla 15. Resultados Teóricos 71

Tabla 16. Resultados de la simulación de tensiones sobre el pin retráctil 72

Tabla 17. Resuktados de la simulación de tensiones sobre el eje de transmisión..... 73

Tabla 18. Propiedades mecánicas de aceros bonificados AISI 4340 (Shigley, 2008). 88

Tabla 19. Torque de apriete para uniones roscadas. (Industrias Delgado, 2017) 88

Declaración Juramentada

Yo, DANIEL PATRICIO MINAS AMAYA, con cédula de identidad 171595613-0, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

DANIEL PATRICIO MINAS AMAYA

C.I.:171595613-0

Agradecimiento

A mis padres, que me han enseñado como enfrentar la vida,

A mi ñaño, que ha sabido como ser ejemplo para todos,

A toda mi familia, que se ha preocupado de una u otra manera,

A las personas de la facultad de mecánica de la UISEK.

Dedicatoria

A mi familia, la que siempre va a estar.

A todas las personas que han entrado y salido de mi vida.

Y a las que vendrán.

Resumen.

En este estudio de titulación se revisó la factibilidad de la creación de un accesorio para un torno paralelo horizontal, con la finalidad de que éste complemento haga girar al mandril de la máquina de forma automática, por medio de un motor eléctrico, dentro de los rangos de velocidad de 0 a 20 RPM.

Para este propósito se presentaron tres alternativas que tienen como característica el uso de un eje de transmisión, de la cual se escogió una por el método de ponderación de datos; el sistema con pines retráctiles. Las propiedades mecánicas del acero AISI 4340, presentan excelentes resultados para trabajos de carga, por lo tanto, será utilizado en este estudio. Como los elementos van a estar montados en el mandril del torno se requiere encontrar la inercia necesaria para sacarlos del reposo, con esto se define una fuerza de giro y así se sabe la potencia requerida por el motor eléctrico y los demás componentes electrónicos.

El eje, al ser roscado, requiere el dato de apriete sobre la rosca y se determina que es de 1421 N m. A partir de este dato se empiezan a calcular las fuerzas que actúan sobre el pin retráctil y se determina la fuerza con la que va a girar el motor. Luego se especifican las tensiones que actúan sobre los elementos y el factor de seguridad.

Se utilizó el software Inventor de Autodesk para realizar la simulación de tensiones sobre los elementos que van a trabajar a mayor presión o en los que se realice un esfuerzo cortante máximo al generarse un torque. El valor que se compara es el del factor de seguridad obtenido en el software con el valor obtenido por cálculos teóricos, los cuales no deben superar el 15% de error entre estos valores.

Abstract

This academic study reviewed the feasibility of creating an accessory for a horizontal parallel lathe, with the intention of rotate the mandrel of the machine automatically with this complement, through an electric motor, within the ranges of speed from 0 to 20 RPM.

For this purpose, three alternatives that have as characteristic the use of a transmission axis were presented, from where one was chosen by the method of data weighting; the system with retractable pins. The mechanical properties of AISI 4340 steel, present excellent results for load work therefore will be used in this study. As the elements are going to be mounted on the lathe chuck, it is necessary to find the necessary inertia to remove them from repose, so a turning force is defined and the power required by the electric motor and the other electronic components is known.

The shaft, when being threaded, requires the tightening data on the thread and it is determined that it is 1421 Nm. From this data, forces acting on the retractable pin and are calculated and the force with which the engine will rotate is determined. Then the voltages that act on the elements and the safety factor are specified.

The software Inventor of Autodesk was used to perform the simulation of stress over the elements that are going to work at a higher pressure or in which a maximum shear stress is produced when a torque is generated. The value that is compared is that of the safety factor obtained in the software with the value obtained by theoretical calculations, which must not exceed 15% error between these values.

Introducción

Existen varias ramas que estudian a la Mecánica y a sus distintas áreas, como por ejemplo la energía hidráulica que estudia el movimiento de los fluidos acuosos, y estas a su vez se subdividen también en otros campos más específicos, como es la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica que se lo logra mediante unos sistemas mecánicos denominados cilindros hidráulicos. (Creus, 2007)

En 1997, tras la necesidad de la reparación de cilindros hidráulicos y varios de sus accesorios, se fundó la empresa Gercasa S.A., en el sector norte de Quito. Hoy en día es una empresa líder a nivel nacional no solo en la restauración de estos sistemas mecánicos, sino también en el mantenimiento tanto como en la fabricación de sellos hidráulicos y varios componentes.

Dentro del reducido personal de 14 empleados, entro los cuales tiene 3 gerentes: general, comercial y de producción; un equipo de 4 obreros que trabaja en el taller que está equipado con tecnología de última generación en los que se realizan los sellos hidráulicos así como con herramientas artesanales que se han desarrollado dentro del mismo taller para facilitar el trabajo sobre los cilindros al momento de armarlos o desarmarlos.

Al momento de reparar o dar mantenimiento a un cilindro, se realiza en primer lugar una inspección general por fuera, de esta manera se puede encontrar fallas en la parte expuesta del vástago, en las tapas o en el cuerpo de éste denominado camisa, que pueden provocar fugas del líquido que se utilice, normalmente aceite hidráulico.

Luego se desarma el cilindro para revisar todos los sellos hidráulicos que se encuentran dentro, así también el pistón y el resto del eje. Normalmente un cilindro con una pequeña fuga necesita un cambio general de sellos ya que si falla uno, el trabajo realizado por

el cilindro no será el óptimo. De la misma manera el vástago deberá ser cambiado por uno nuevo si es que en éste se encuentra una perforación o picadura, que puede provocar la fuga del aceite hidráulico.

Una de las máquinas que se utiliza dentro del taller en la reparación de cilindros, es el torno paralelo, específicamente el torno marca ING. F.C. Doria modelo Standard 280. En éste se colocan las camisas, ejes o pistones que necesiten ser reparados. Usualmente se realiza una rosca, sea interna o externa, sobre alguno de los elementos dañados del cilindro pero hay casos en los que se deben rectificar los diámetros de estos componentes o necesitan un trabajo de soldadura.

El torno ha sido una de las maquinas herramientas más antiguas de la historia, data desde la época de los egipcios en el siglo VI AC. Era de madera y se accionaba con un sistema que hoy se lo conoce como arco de violín que utiliza uno muy similar a los de caza. La diferencia es que se enredaba a la cuerda del arco a una barra que era el eje del torno, y halándolo transversalmente el vástago producía un movimiento angular. En el siglo XIII, se adaptó un pedal que accionaba un mecanismo de biela manivela para generar rotación.

La industria tuvo que esperar hasta mediados del siglo XIX para la invención del dinamo y con ello la creación del motor eléctrico, que podía generar energía de trabajo que hasta esa época solo eran hipótesis y teorías. Esto conllevó a que la industria pueda trabajar de una manera muy versátil en todas las áreas técnicas que se conocían, al poder controlar una gran cantidad de energía eléctrica que se podía transformar en energía mecánica. Las industrias metalmecánicas y metalúrgicas de la época adaptaron este motor para potenciar sus maquinas herramientas y así comenzar un nuevo mundo en la industria. (Krar, 2002)

El taller de Gercasa S.A. también se encuentra provisto dentro de su inventario de maquinas y herramientas, de un torno CNC en el cual se realizan los sellos hidráulicos en un proceso totalmente automatizado en el que un operador se encarga de dirigir al torno y de colocar y retirar la materia prima del mandril. El material de los sellos puede ser desde poliuretano que es un tipo de caucho hasta poliacetal que es una clase de plástico; dependerá en que se los vaya a aplicar.

Se utiliza también para la reparación de cilindros el proceso de soldadura MIG que utiliza un gas inerte proveniente de la misma antorcha para dar un mejor acabado al cordón de soldadura. Varias son las ocasiones en las que se debe soldar el pistón al vástago, así como en otras ocasiones en las que se debe soldar algún accesorio sobre la camisa del cilindro. Éste proceso normalmente se realiza sobre los elementos montados al torno, ya que al realizarlo el movimiento angular del mandril facilita el manejo de la suelda sobre los componentes.

Una vez concluida la revisión y reparación de los cilindros se realiza una prueba hidrostática, que consiste en conectar dichos cilindros a una máquina que simula el funcionamiento de éstos, de esta manera se comprueba que el trabajo realizado es el adecuado, que los sellos manufacturados son los correctos y que los cambios efectuados en algún componente cumplan con los requisitos y características que son propias de cada cilindro.

Se ha identificado en la empresa que para fabricar, realizar mantenimiento y reparar cilindros hidráulicos, en el proceso de soldadura que se desarrolla sobre estos componentes montados en el torno, hay ocasiones que se emplean hasta dos personas para poder lograr el desplazamiento angular del mandril con los elementos cilíndricos y una persona adicional para efectuar la unión, siendo un procedimiento totalmente manual, que involucra a su vez

variabilidad en el acabado del producto, exagerado empleo de operadores, desperdicio de materia prima, y falta de estandarización en tiempos de producción dentro del taller.

Este estudio propone incorporar como accesorio al torno horizontal estándar marca ING. F.C. Doria modelo Standard 280, del taller de la empresa, un sistema motriz angular que permita que los elementos cilíndricos montados en ésta máquina giren a una velocidad angular de 0 a 20 revoluciones por minuto controlados por un variador de frecuencia y un motor eléctrico, debido a que el propio motor del torno no puede ser regulado dentro de las velocidades mencionadas.

El sistema de control electrónico de velocidad proporcionará beneficios respecto a la calidad del cordón de soldadura ejecutado durante el proceso, debido a que el desplazamiento uniforme que ofrece dicho sistema supera en estabilidad al desplazamiento manual que puede realizar un operador.

Localmente en nuestro país se pueden encontrar un sin número de accesorios que ofertan soluciones a varios tipos de aplicaciones industriales, sin embargo accesorios como el que se habla en este proyecto no se han encontrado dentro del marcado ecuatoriano.

Objetivo General

Diseñar un sistema de regulación de velocidades mecánico que sea activado de manera eléctrica y realizar la simulación de los elementos más propensos a fallar mecánicamente por carga estática al variar la velocidad del motor eléctrico o por el esfuerzo al que estén sometidos utilizando el software de computador Ineventor Autodesk.

Torno

En el mercado local actualmente se utiliza varias maquinas herramientas, como el torno, que facilitan el trabajo al operador dentro del taller. Para este estudio se va a emplear al torno paralelo horizontal estándar.

Torno Paralelo Horizontal Estándar

Este torno es el más común dentro de los talleres industriales, ya que pueden ser pequeños o de grandes dimensiones alcanzando fácilmente los 5 metros de largo. Se lo conoce también como torno paralelo ya que tiene su eje de giro en el mismo plano que la herramienta de corte (figura 1). Es muy versátil al momento de maquinar conos o formas esféricas por la facilidad de movimiento de los carros que sostienen la torreta en la que se coloca la vidia o buril. (Krar, 2002)

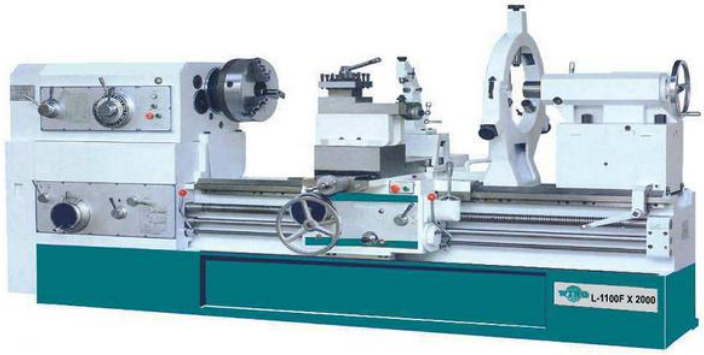


Figura 1. Torno paralelo tomado de (Mecalux, 2017)

Soldadura de Arco Eléctrico

Es la manera más común que existe y de la que más variedades hay. Cada tipo de soldadura de arco depende de los materiales que se vayan a unir tanto como el material de aporte o como de la atmosfera creada por gases que recubren al arco eléctrico y al cordón de

soldadura al momento de solidificarse. La junta por resistencia eléctrica no crea un arco eléctrico visible pero el principio es el mismo. (Howard, 1992).

Como ya se lo mencionó antes, el proceso de soldadura utilizado en Gercasa S.A. es el proceso MIG.

MIG

Por sus siglas en ingles, metal inert gas. La soldadura mig utiliza gases inertes para mejorar el proceso de soldadura, como es el caso del argón y el helio, que crean una atmosfera caliente de gases de la que el oxigeno es repelido, haciendo que éste no afecta al cordón de soldadura antes de solidificarse.

Una característica que define al procesos es que el material de aporte es un alambre de acero continuo que sale por la misma antorcha por la que se expiden los diferentes gases de trabajo. (Howard, 1992).

Figura 2. Soldadora MIG/MAG, tomado de (The Lincoln Electric Company, 2017)

Método

Procedimiento para el Diseño Mecánico

El sistema de regulación de velocidades va a ser la adaptación de un motor eléctrico por medio de un eje de transmisión al torno paralelo marca ING. F.C. Doria modelo Standard 280 del taller de la empresa GERCASA S.A. Se van a presentar tres alternativas que serán nombradas de acuerdo al elemento que sirva de unión entre el torno y el eje. La alternativa escogida va a ser llamada como sistema mecánico. Por una parte se conoce que la adaptación al torno será específicamente al husillo posterior del mandril.

Para el desarrollo de este proyecto se toma en cuenta que el aparato encargado de hacer variar la velocidad del motor eléctrico es un variador de frecuencia, el cual controlará la rotación de 0 a 20 revoluciones por minuto. La parte electrónica del diseño de regulación de velocidades es el sistema de control. El dato importante para escoger el motor y el variador de frecuencia es la potencia que se necesita para vencer la inercia estática de los cuerpos hidráulicos montados en el torno mencionado tanto como la fuerza de rozamiento que se encuentre entre el sistema de regulación de velocidades y el torno.

Después de ser presentadas las tres alternativas mecánicas se escoge el mejor diseño de acuerdo al análisis de cuatro aspectos muy importantes dentro de la industria que serían: el costo, la fabricación, la seguridad y el mantenimiento del sistema mecánico. Cada aspecto tendrá cuatro características principales que serán revisadas y ponderadas de acuerdo a las necesidades y oportunidades de cada alternativa.

Una vez escogida la mejor alternativa, se calculan todos los datos de la parte mecánica para buscar cuál sería el motor que cumpla con las características básicas para ser adaptado al sistema de regulación de velocidades, por tanto también se sabrán las características que debe

tener el variador de frecuencia y el de un interruptor que va a ser el que ponga el funcionamiento todo el conjunto. También se calculan los esfuerzos realizados por los elementos del accesorio a diseñar bajo cargas estáticas para calcular el factor de seguridad.

Luego se va a realizar una simulación con la ayuda del programa de computadora Autodesk Inventor, de cargas estáticas en las que se van a mostrar el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad. En esta parte se van a comparar resultados de dos materiales distintos para comprobar que se haya escogido el correcto.

El software presentará si van a fallar o no los elementos diseñados y si las fuerzas calculadas anteriormente son las correctas, donde estaría presente la falla por medio del mallado que utiliza el método de elementos finitos y mostrará la convergencia del elemento para ver si puede ser utilizado de forma real.

Finalmente se calcula el error porcentual de los datos obtenidos por medio de formulas y procedimientos teóricos, y los resultados mostrados por el simulador de computador. En éste cálculo no se debe obtener una respuesta mayor al 15%. De ser así, habrá que realizar una revaluación de todos los cálculos, si no, se procede a la presentación de todas las soluciones encontradas para ser argumentadas y así indicar las conclusiones a las que se llegó luego de realizar este estudio.

Presentación de las Alternativas para el Sistema de Regulación de Velocidades

Alternativas para el Sistema Mecánico

Las alternativas para dar solución al problema, las cuales tienen diferentes características, se las nombro de acuerdo a la manera de sujeción entre el sistema y el husillo posterior del mandril del torno. En los tres sistemas se va a utilizar un eje de acero conectado

al motor eléctrico. El sistema de control va a ser el mismo para cualquiera de las alternativas que se escoja.

- Sistema de Regulación de Velocidades con cilindro inflable industrial.
- Sistema de Regulación de Velocidades con mandril.
- Sistema de Regulación de Velocidades con pines retráctiles.

Sistema de regulación de velocidades cilindro inflable industrial.

En esta alternativa se juntan sistemas neumáticos, mecánicos y eléctricos. Por la parte neumática se va a usar un cilindro inflable de caucho industrial, el cual va a servir de unión entre el accesorio desarrollado y el husillo del mandril al ser colocado en la parte interna de éste y ser inflado en su totalidad. El cilindro inflable va a estar sujeto a un extremo del eje de acero con una abrazadera (figura 4).

En este extremo se va a maquinar un agujero de una profundidad necesaria a lo largo del eje para que circule el aire que va a ingresar al cilindro y va a tener dos perforaciones laterales para la adaptación de una válvula check y una válvula de alivio por los cuales entrará y saldrá el aire presurizado. El otro final del eje su vez, va a estar conectada a un motor eléctrico.

El cilindro al inflarse empieza a ejercer la presión suficiente para generar el ajuste necesario en la parte interior del husillo que se requiere aplicar para que al momento de girar el eje, el caucho inflable no resbale y el sistema no quede suelto.

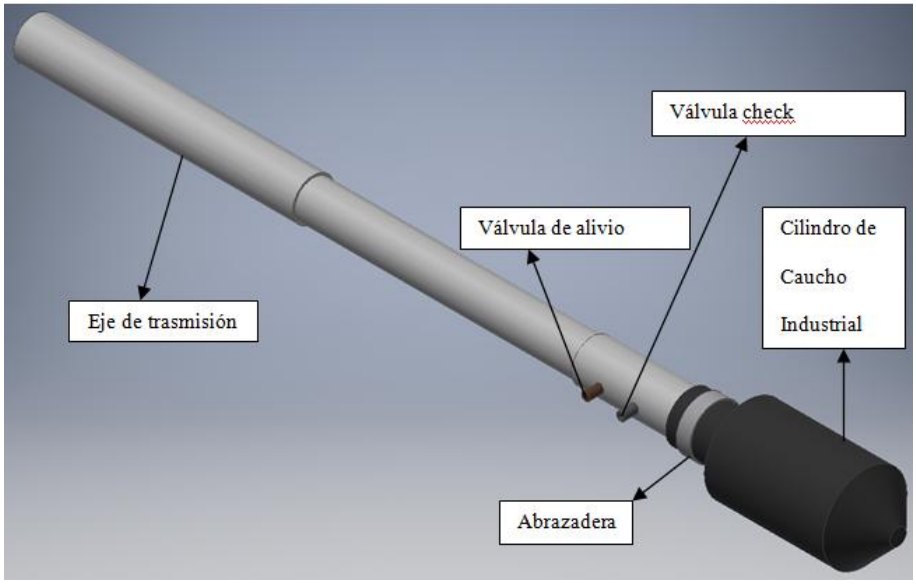


Figura 3. Alternativa con el Cilindro de Caucho Industrial

Sistema de regulación de velocidades con mandril.

Este sistema es completamente mecánico. Se va a adaptar a un extremo del eje de acero, un mandril con las muelas dispuestas de forma inversa (figura 5), de manera que éstas se ajustarán al abrir el mandril. El otro fin del eje va a estar conectado al motor eléctrico.

El mandril del accesorio debe ser de menores proporciones que el del torno, porque el husillo de éste también es pequeño y el componente de sujeción realizará su función de mejor manera dentro del pequeño cilindro en la parte posterior de la máquina herramienta. Se colocaría una chumacera sobre un soporte para aguantar la carga del mandril sobre el eje de transmisión.

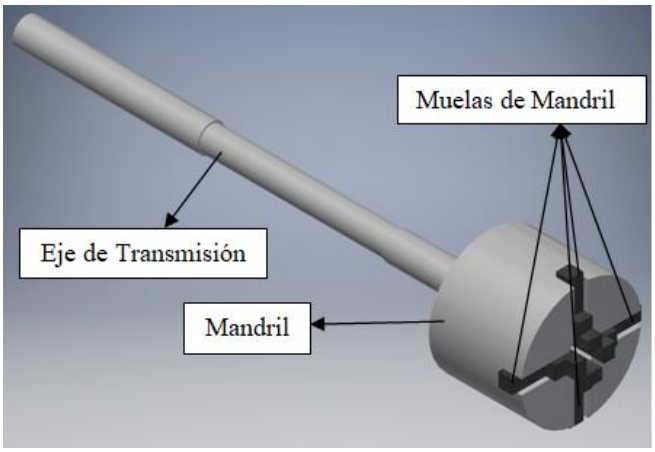


Figura 4. Alternativa con Mandril

Sistema de regulación de velocidades con pines retráctiles.

Sistema mecánico en que se va a usar 6 elementos de pequeñas dimensiones empujados por un cono de empuje atravesado por el eje de transmisión que a su vez es presionado por una tuerca (figura 6). Estos cortos componentes (6.2x6.2x11 [mm]) son los pines, de forma prismática cuadrada, con la forma necesaria para ser adaptados a la geometría interna del husillo del torno en su parte superior y al cono de empuje en la inferior.

Estarán dispuestos dentro de una pieza de acero denominada carcasa, de forma cilíndrica, a manera de una estrella que sus puntas se abren hacia la pared del cilindro separados 45°. Deben formar 90° entre los pines de los extremos.

Al final del eje será maquinada la rosca cuadrada o de potencia, se acoplan la tuerca de fuerza y el cono de empuje. Éste último va a estar libre sobre la rosca. Para lograr un apoyo para la carcasa, ésta también es sostenida por el vástago roscado.

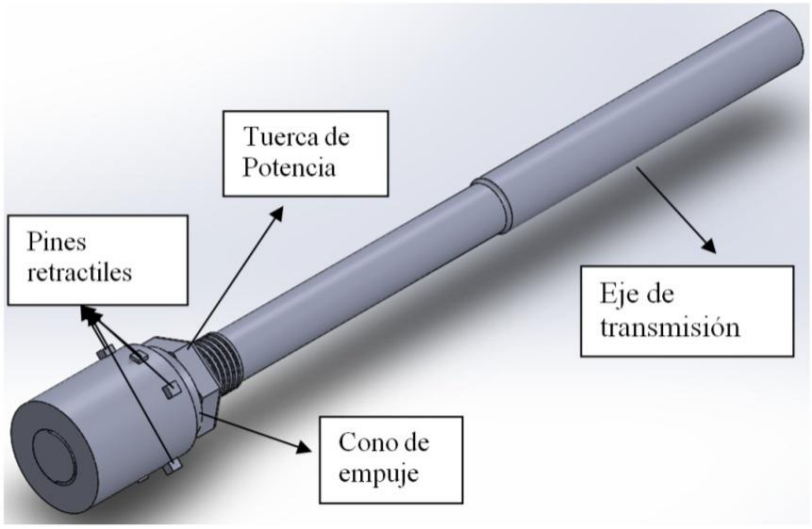


Figura 5. Alternativa de Pines Retractiles

Se colocan los pines de la carcasa que va a ir dentro del husillo del torno, haciendo coincidir los centros de éste y del eje de acero. Se procede a ajustar la tuerca de fuerza que va a hacer presión sobre el cono de empuje, éste último va a mover los pines hacia el vástago hueco del mandril del torno ajustando el sistema. El otro extremo del eje va a estar conectado al motor eléctrico.

Presentación de Alternativas para el Sistema de Control

El sistema de control se va a realizar con un interruptor automático protegiendo un variador de frecuencia, que va a estar conectado a un motor eléctrico. Las características de los elementos electrónicos dependen del cálculo de la potencia mínima que debe ser aplicada para mover todo el sistema y el resto de estos componentes.

Se van a tener dos alternativas para el motor eléctrico y el variador de frecuencia, el interruptor sería el mismo para cualquiera de los casos.

Motor Eléctrico

El motor eléctrico se va a escoger una vez obtenida la potencia requerida con la que se van a mover los elementos montados al torno. Las marcas de los motores puestos como opciones son Baldor y Weg.

Variador de Frecuencia

Así mismo se va a escoger un variador de frecuencia después de saber cuál es la potencia que va a tener el motor. Los variadores pueden ser Allen Bradley o también Weg.

Interruptor Automático

El interruptor que se escoja va a depender de la entrada de electricidad del taller. las marcas alternativas para el interruptor son Sentai y Veto.

Estudio de las Alternativas del Sistema de Regulación de Velocidades

Una vez presentadas y explicadas las alternativas del sistema mecánico, se realizó un estudio de factibilidad tomando en cuenta los aspectos de costos, fabricación, mantenimiento y seguridad. Se va a utilizar el método de ponderación dando valores a diferentes puntos a considerar: donde 0 es el valor donde no se cumplen los requisitos y 4 el valor donde se cumplen todos los requisitos según el aspecto en estudio. Se va a denominar al sistema de cilindro inflable como alternativa A, sistema de mandril como alternativa B y al sistema de pines retráctiles como alternativa C.

Estudio de Costos

Dentro del análisis de costos se toma en cuenta los aspectos de capacitación, gastos de actuación, gastos de fabricación y gastos de mantenimiento que son los aspectos más importantes dentro de una empresa.

En el caso de capacitación se refiere a la necesidad de que el operador tenga un conocimiento básico del uso del sistema y que lo puede realizar un técnico bachiller o si el manejo de éste requiere de un conocimiento avanzado de ciertos elementos o programas, como puede ser el caso de alguien con una especialización en el área de sistemas de control lo que significaría un mayor gasto en este aspecto.

En los gastos de actuación se toma en cuenta aspectos como el consumo de energía eléctrica, el trabajo a realizar por el operador, si el motor no requiere mucho esfuerzo para mover el sistema, también se toma en cuenta que tan eficiente es el sistema para que el operador no se vea en la necesidad de detenerse y verificar que todo se encuentre trabajando correctamente.

En los gastos de fabricación, se considera el material de los elementos de los sistemas que van a ser de menor dificultad conseguir y también su precio dentro del mercado nacional, tiempos de maquinado para conseguir las formas requeridas para los ejes en los distintos sistemas, componentes que van a formar parte de los diferentes sistemas.

En los costos de mantenimiento se considera el tiempo de vida de los diferentes elementos, así como el costo que tendría cambiar alguna parte de los sistemas, o de ser el caso, si es que se tendría que cambiar el sistema principal de sujeción.

Tabla 1.

Estudio de Costos de las posibles alternativas

ESTUDIO DE COSTOS

Alternativa	Capacitación	Gastos de Actuación	Gastos de Fabricación	Gastos de Mantenimiento	SUMA
A	1	1	1	1	4
B	1	2	3	2	8
C	1	3	4	4	12

Estudio de Fabricación

Para el análisis de fabricación se toma en consideración los aspectos de tiempo de construcción del sistema, la facilidad de adquirir los elementos y materia prima para la elaboración de las partes. También se considera que la empresa Gercasa S.A. puede realizar ciertos elementos en su taller, y por último la facilidad de la elaboración de los elementos para los distintos sistemas.

El tiempo de construcción se basa en cuánto tiempo toma elaborar el sistema una vez adquiridos todos los elementos que se necesitan, esto incluye tiempos de maquinado, tiempos de ensamblado, tiempo de espera para obtener el material.

Siendo distinto al tiempo de espera para adquirir el material, la facilidad de adquirir la materia prima o los elementos que son parte de los sistemas tiene que ver con qué tan cómodo es el conseguirlos, es decir, si existen en el mercado local o de que tan buenos sean los contactos con distribuidoras especializadas.

El hecho de que haya partes que se puedan fabricar en el taller de Gercasa S.A. es muy relevante por lo cual se considera un aspecto a tomar en cuenta. La facilidad del montaje se

refiere al ensamblado de los elementos y que tan rápido sería armarlos, tomando en cuenta que esto influye en el tiempo de producción y por lo tanto en la decisión de fabricarlo o no.

Tabla 2.

Estudio de Fabricación de las posibles alternativas

ESTUDIO DE FABRICACIÓN					
Alternativa	**Mayor Tiempo de Construcción**	**Facilidad de Adquisición de Materia Prima**	**Mayoría de partes fabricadas en GERCASA**	**Facilidad del montaje de los elementos**	**SUMA**
A	0	1	1	2	4
B	1	2	2	2	7
C	1	4	4	3	12

Estudio de Mantenimiento

Lo que se busca es un sistema que no necesite mucho mantenimiento y que dure por más tiempo, al igual que si se daña algo, repararlo en el menor tiempo posible. Se consideran los aspectos de adquisición de los repuestos, facilidad del montaje-desmontaje, de cuan periódico debe ser el chequeo de cada sistema y por último se determina el que necesita menos mantenimiento.

La adquisición de los repuestos puede verse como la facilidad de adquirir la materia prima. Para la facilidad del montaje desmontaje se considera como si fuera un trabajo realizado por una sola persona y que tan difícil sería hacerlo para esa persona. El chequeo periódico es una revisión constante que se hace a las maquinas y no habría excepción sin importar cual sistema sea elegido, va a ser controlado de forma regular.

Al final está el que requiere menos mantenimiento que va a ser el sistema que sufra menos daños para no tener que usar repuestos o que su uso no deteriore a las partes importantes del sistema que se elija.

Tabla 3.

Estudio de Mantenimiento de las posibles alternativas

ESTUDIO DE MANTENIMIENTO

Alternativa	Adquisición de Repuestos	Facilidad de Montaje-Desmontaje	Chequeo Periódico	Requiere Menos Mantenimiento	SUMA
A	1	3	3	1	8
B	2	2	3	3	10
C	4	4	3	3	14

Estudio de Seguridad

Como aspectos importantes en el área de seguridad se considera los riesgos típicos de trabajar con máquinas herramientas ya que se va a aplicar el sistema a una de ellas. Está el riesgo de atrapamiento, el riesgo eléctrico , el riesgo de corte y el riesgo inflamable. Se va a tomar en cuenta el mínimo riesgo que habría para cada caso.

El riesgo de atrapamiento se considera al momento de hacer uso del sistema elegido, cuando se logra coincidir los centros de los ejes mientras se conecta al husillo del mandril del torno el sistema de ajuste. Aunque el sistema eléctrico va a ser el mismo para cualquiera de los tres sistemas, igual se lo considera como un riesgo a tomar en cuenta.

En cuanto al riesgo de sufrir cortes, se estima el hecho de cortarse las manos o dedos al momento de realizar el montaje del sistema. El riesgo inflamable es otro de los aspectos básicos a considerar en las máquinas herramientas siendo de gran relevancia, ya que los distintos materiales son afectados por el fuego de distinta forma y pueden llegar a ser peligrosos en caso de haber un incendio dentro del taller.

Tabla 4.

Estudio de Seguridad de las posibles alternativas

ESTUDIO DE SEGURIDAD

Alternativa	Mínimo Riesgo de Atrapamiento	Mínimo Riesgo Eléctrico	Mínimo Riesgo de sufrir cortes	Mínimo Riesgo Inflamable	SUMA
A	2	1	2	1	6
B	2	1	2	1	6
C	4	1	2	1	8

Método de ponderación

Dentro de muchos procesos analíticos e investigativos se debe saber los temas puntuales y específicos que se están estudiando, pero se pueden presentar casos en los que se deba dar una magnitud de importancia a los indicadores y características que estén dentro del estudio realizado dando cierta trascendencia a estas propiedades para determinar qué elementos resultan mejor o propios para la investigación. (Ramirez, 2017).

Selección de la Alternativa Para el Sistema Mecánico

Los datos ponderados se ven organizados en la tabla 5.

Tabla 5.

Selección de Alternativa

ALTERNATIVAS	A	B	C
ASPECTOS			
Costos	4	8	12
Fabricación	4	7	12
Mantenimiento	8	10	14
Seguridad	6	6	8
SUMATORIA	22	31	46

La mejor alternativa, para éste trabajo basado en las tablas de estudio de los aspectos de costos, fabricación, mantenimiento y seguridad, va a ser la alternativa C, el sistema de regulación de velocidades con pines retráctiles.

Ponderación de los Aspectos del Estudio

La ponderación será la siguiente:

Tabla 6.

Porcentaje de los Aspectos Ponderados

Porcentaje de los Aspectos Ponderados	
Costos	25%
Fabricación	20%
Mantenimiento	30%
Seguridad	25%

Matriz de Selección

Tabla 7.

Tabla de Ponderación

ASPECTOS	Costos	Fabricación	Mantenimiento	Seguridad
ALTERNATIVA				
A	4	4	8	6
B	8	7	10	6
C	12	12	14	8
SUMATORIA	24	23	32	20

Tabla 8.

Matriz de Selección

ASPECTOS	Costos	Fabricación	Mantenimiento	Seguridad
ALTERNATIVA				
A	0,17	0,17	0,25	0,3
B	0,33	0,3	0,31	0,3
C	0,5	0,53	0,44	0,4
SUMATORIA	1	1	1	1

Tabla 9.

Solución de la matriz

A	**0,22**
B	**0,31**
C	**0,46**

Con la solución de la matriz se confirma que la alternativa C, sistema de pines retractiles, es la más conveniente para el caso de este estudio.

Diseño de la Alternativa C

Estado del Arte

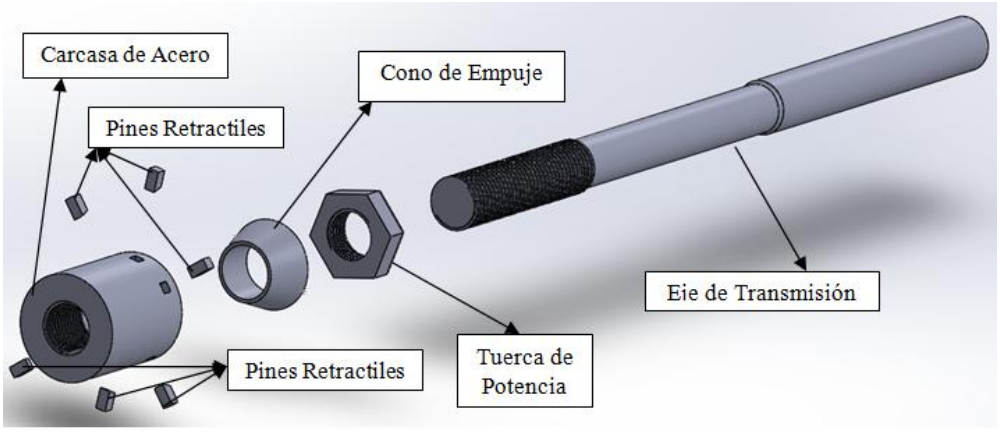


Figura 6. Vista explotada del Sistema de Regulación de velocidades con Pines Retráctiles

Materiales de los Elementos del Sistema Mecánico

Dado que el trabajo que va a realizar el sistema de regulación de velocidades requiere el hacer girar un eje y que los pines retractiles van a estar sometidos a constantes cargas, las exigencias mecánicas del material deben satisfacer estas necesidades. Se va a elegir el acero AISI 4340, conocido como acero bonificado por presentar excelentes resultados de trabajo en

cigüeñales y elementos de sujeción. (Aceros Otero, 2017). En la simulación se compararán los datos obtenidos con el acero AISI 1018.

Tornillos de Potencia

Dentro de la industria, los tornillos de potencia se utilizan para modificar movimientos angulares en movimientos lineales, para comunicar potencia y alcanzar fuerzas de gran magnitud (Shigley, 2008).

Calidad de los tornillos de potencia

Es una forma de clasificar a los tornillos por medio de dos números separados por un punto en función de la resistencia que ofrecen estos elementos dependiendo del material que se escoja y la geometría final. Con el primer número se calcula la resistencia del tornillo a la rotura multiplicándolo por la fórmula del área transversal del tornillo y por 100. El segundo muestra el porcentaje mínimo de resistencia a la rotura, es decir, indica el valor mínimo que soportará el tornillo antes de empezar a deformarse. (Peribañez, 2017)

Fuerza del torque

Despejando la fuerza de la fórmula de potencia de torque para elevar la carga se obtiene (fórmula 1) la expresión:

$$Ft = \frac{2Tt}{dm} * \frac{l+\pi\mu dm}{\pi dm - \mu l} \quad (1)$$

Donde:

Ft: Fuerza de la tuerca que actúa sobre el cono [N]

Tt: Torque que se aplica sobre el tornillo [N m]

dm: Diámetro medio del eje [m]

l:Resultado del numero de roscas en contacto entre el eje roscado y la tuerca por la longitud del paso de la rosca [m]

$\boldsymbol{\mu}$**:** Coeficiente de fricción entre la rosca del eje y la rosca de la tuerca [s/n]

Fuerzas sobre el Pin

Como se observa en la imagen 8, Fx (fórmula 2) sería la fuerza que va a ser aplicada en la cara inferior del pin.

$$Fx = Fcos(\beta) \quad (2)$$

Donde:

Fx: Fuerza que actúa sobre la base del pin en contacto con el cono [N]

F: Fuerza resultante que trabaja sobre cada pin [N]

β: Ángulo inferior del cono de empuje [°]

Por otro lado la fuerza Fp (fórmula 3) es componente de Fx que viene a ser la fuerza que se aplica sobre el husillo del mandril dando como resultado una fuerza normal de igual magnitud a la cara superior del pin.

$$Fp = Fx\cos(\alpha) \quad (3)$$

Donde:

Fp: Fuerza sobre el husillo del mandril que se ejerce en la cara superior del pin [N]

Fx: Fuerza que actúa sobre la base del pin en contacto con el cono [N]

α: Ángulo superior del cono de empuje [°]

La fuerza Fe (fórmula 4) va a ser la mínima requerida para sacar al sistema del reposo

$$Fe = \frac{M}{r_1} \quad (4)$$

Donde:

Fe: Fuerza para sacar al sistema del reposo [N]

M: Momento que generan los elementos montados al torno [N m]

$\boldsymbol{r_1}$**:** Radio del eje de transmisión [m]

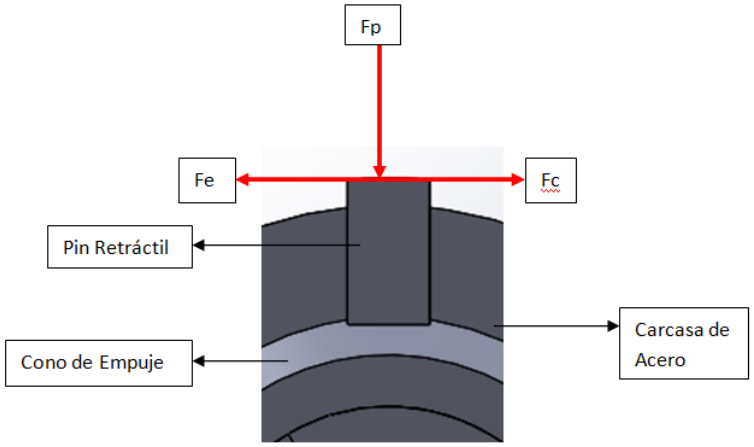


Figura 7. Fuerzas que actúan sobre el Pin Retráctil. (vista lateral)

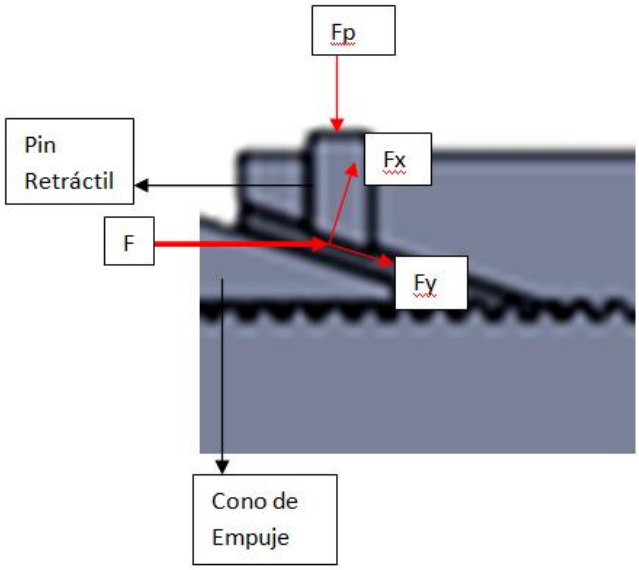


Figura 8. Fuerzas que actúan sobre el Pin Retráctil. (vista frontal)

Masa

En física, es una magnitud que indica la medida de materia que tiene un cuerpo establecido desde la inercia de éste, y se la calcula en kilogramos [kg].

Volumen

Es una cantidad que indica cual es la extensión de un cuerpo en el espacio. Para este estudio se toma como referencias las medidas de un cilindro sólido (fórmula 5) y de un cilindro hueco (fórmula 6).

$$V = h * \pi * R^2 \quad (5)$$

Donde:

V: Volumen de un cilindro sólido [m^3]

h: Altura del cilindro [m]

R: Radio de la base del cilindro [m]

$$V = \frac{\pi}{4} h(D^2 - d^2) \quad (6)$$

Donde:

V: Volumen de un cilindro hueco [m^3]

h: Altura del cilindro [m]

D: Diámetro mayor del cilindro [m]

d: Diámetro menor del cilindro [m]

Densidad

La densidad (fórmula 7) de un cuerpo está dado por cuanta materia existe en el espacio que ocupa ese cuerpo. Explicado de otra manera es la masa de dicho cuerpo dividido para el volumen que ocupa en el espacio. Se la representa con la letra griega ρ.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (7)$$

Donde:

ρ: Densidad [kg/m^3]

m: masa del cilindro [kg]

V: Volumen del cilindro [m^3]

Inercia

Es la medida que ejerce un cuerpo a dejar el reposo sea por la interacción de una fuerza externa o si este cuerpo lleva una velocidad constate y se hace variar esta velocidad. Depende de la geometría del elemento puesto que algo de grandes dimensiones va a ser mas difícil sacarlo del reposo o hacer que su movimiento constante varíe. (Serway, 2004). La fórmula 8 se aplica para un cilindro hueco, mientras que la fórmula 9 es para un cilindro sólido.

$$I = \frac{1}{2}m(R^2 + r^2) \quad (8)$$

Donde:

I: Inercia de un cilindro hueco [kgm^2]

m: masa del cilindro hueco [kg]

R: Radio exterior del cilindro hueco [m]

r: Radio interno del cilindro hueco [m]

Para un cilindro sólido se usa la formula

$$I = \frac{1}{8} m(D^2) \quad (9)$$

Donde:

I: Inercia de un cilindro sólido [kg m2]

m: Masa del cilindro sólido [kg]

D: Diámetro del cilindro sólido [m]

Velocidad lineal y angular

La velocidad lineal se refiere a la relación (fórmula 10) que existe entre la cantidad de distancia recorrida por un cuerpo y el tiempo que toma en ir desde el punto de referencia hasta su destino en una trayectoria rectilínea.

$$\vec{V} = \Delta r * t \quad (10)$$

Donde:

$\vec{V}$**:** Velocidad lineal [m/s]

$\boldsymbol{\Delta r}$: Desplazamiento realizado por el cuerpo [m]

t:Tiempo transcurrido desde que el móvil empezó su movimiento [s]

De igual manera es la velocidad angular (11) con la diferencia que la trayectoria del elemento es curvilínea. Se la representa con el símbolo ω. Para este caso se utilizará la

relación que existe entre la velocidad lineal del elemento a considerar con el radio mayor de su geometría.

$$\omega = \frac{\vec{V}}{R} \quad (11)$$

Donde:

***ω*:** Velocidad angular [rad/s]

$\vec{V}$: Velocidad lineal [m/s]

R: Radio mayor del elemento [m]

Torque

Cuando una fuerza tiene la tendencia de hacer girar a un elemento sobre algún eje se llama torque (fórmula 12), depende mucho de la distancia que tenga la fuerza entre el punto que se aplique y el eje del movimiento. Por otra parte se considera que el torque puede ser la potencia que genere un elemento dividido para la velocidad angular a la que se haga girar dicho elemento (fórmula 13) (Serway, 2004). Para este estudio se utilizaran las dos posibilidades dado el orden del cálculo para encontrar esta incógnita.

$$T = Fc * rd \quad (12)$$

Donde:

T: Torque necesitado para mover todos los elementos [N m]

Fc: Fuerza que se requiere para mover los elementos montados al torno [N]

rd: Diámetro del eje [m]

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (13)$$

Donde:

T: Torque generado por el motor eléctrico [N m]

P: Potencia que se debe utilizar para mover todo el sistema incluidos los elementos hidráulicos montados al torno y el generado por el motor eléctrico. [W]

***ω*:** Velocidad angular a la que va a girar el motor eléctrico [rad/s]

Potencia

La potencia es la rapidez con la que un trabajo es realizado, es decir, la rapidez con la que se efectúa la transferencia de energía en un cuerpo a otro. Se puede decir que es el tiempo en el que realiza trabajo un cuerpo sobre otro. Otra forma de interpretar la potencia (fórmula 14) es la fuerza que ejerce un cuerpo por la velocidad a la que lo realiza.(Serway, 2004).

$$Pm = Fc * V \quad (14)$$

Donde:

Pm: Potencia generada por el motor eléctrico. [W]

Fc: Fuerza que se requiere para mover los elementos montados al torno [N]

V: Velocidad lineal a la que va a girar el motor eléctrico [m/s]

Momento

Magnitud que indica cantidad de movimiento de un componente que gira en torno a un eje fijo. (González, La Guía, 2011). Se lo puede mostrar como la inercia del elemento multiplicada por su velocidad angular (fórmula 15). (Serway, 2004).

$$M_c = I * \omega \quad (15)$$

Donde:

M: Momento imprescindible de los cuerpos que se encuentran estáticos en el torno [N m]

I: Inercia total de los elementos montados en el torno [kg m^2]

***ω*:** Velocidad angular a la que va a girar el motor eléctrico [rad/s]

Esfuerzo de Von Mises

Shigley (2008) "La energía de distorsión es la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debida a los esfuerzos hidrostáticos"(fórmula 16)

$$\sigma' = \sqrt{{\sigma_1}^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + {\sigma_3}^2} \quad (16)$$

Donde:

$\boldsymbol{\sigma'}$**:** Esfuerzo de Von mises [MPa]

$\boldsymbol{\sigma_1}$**:** Esfuerzo en el eje x [MPa]

$\boldsymbol{\sigma_3}$**:** Esfuerzo en el eje y [MPa]

Factor de Seguridad

Coeficiente que indica que un elemento en estudio va a comportarse según las características del diseñador y que éste elemento soportará el trabajo al que vaya a ser sometido (fórmula 14). (Shigley, 2008).

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (17)$$

Donde:

FS: Factor de seguridad

$\boldsymbol{\sigma'}$**:** Esfuerzo de Von Mises [MPa]

Sy: Resistencia a la fluencia [MPa]

Error

La variación porcentual entre un resultado obtenido por medio del cálculo teórico usando fórmulas comprobadas con otro obtenido de una forma práctica, como el de un software de computador se llama error (fórmula 21). Se dan por fallas producidas por diversos factores, principalmente humanos, por ejemplo al momento de recolectar los datos de un problema. También se presentan por el uso de herramientas de medición en mal estado o que no han tenido una previa calibración. (Montgomery, 1996)

$$E = \frac{x_t - x_p}{x_t} * 100\ \% \quad (21)$$

Donde:

E: Error porcentual [%]

$\boldsymbol{x_t}$**:** Valor teórico [s/n]

$\boldsymbol{x_p}$**:** Valor Práctico [s/n]

Método del Elemento Finito

Este método es de gran ayuda al momento de realizar análisis a elementos mecánicos reales ya que estos no suelen tener formas simples. Para casos como este se considera el uso de un software digital como la plataforma Inventor. Los elementos reales mecánicos son

observados como estructuras elásticas y continuas. Éste método fracciona al elemento en subestructuras elásticas muy pequeñas, finitas y bien delimitadas. Estas pequeñas subestructuras se deslían de acuerdo a la conducta elástica y continua del elemento en consideración del material y geometría de éste. (Shigley, 2008)

Simulación de Cargas Estáticas

Antes de efectuar la simulación de esfuerzos del pin retráctil se calculan los valores de las fuerzas que actúan sobre sus caras. Para simular los esfuerzos del eje los datos que se necesitan son los del momento que generan los elementos montados en el torno, mas el mandril y los del husillo de éste que es donde se va a adaptar el sistema de sujeción.

Datos para los Cálculos Mecánicos

Tomando en cuenta que los elementos hidráulicos, ya sean cilindros, camisas o ejes montados en el torno, van a variar en dimensiones, las velocidades requeridas para cada uno van a ser diferentes. Para realizar los cálculos necesarios en este problema se va a trabajar con las mayores dimensiones, que serian las de la camisa de un cilindro telescópico de diámetro interior y exterior respectivamente de 210 y 250 mm, y la velocidad más alta que desarrollará el sistema es de 20 RPM.

Se denomina al eje de transmisión del sistema como elemento 1, al husillo del mandril como elemento 2, el mandril será el elemento 3 y en este caso la camisa externa de un cilindro hidráulico telescópico de 7 etapas corresponde al elemento 4 (figura 9). Notar que el eje del sistema es el único elemento sin diámetro interno.

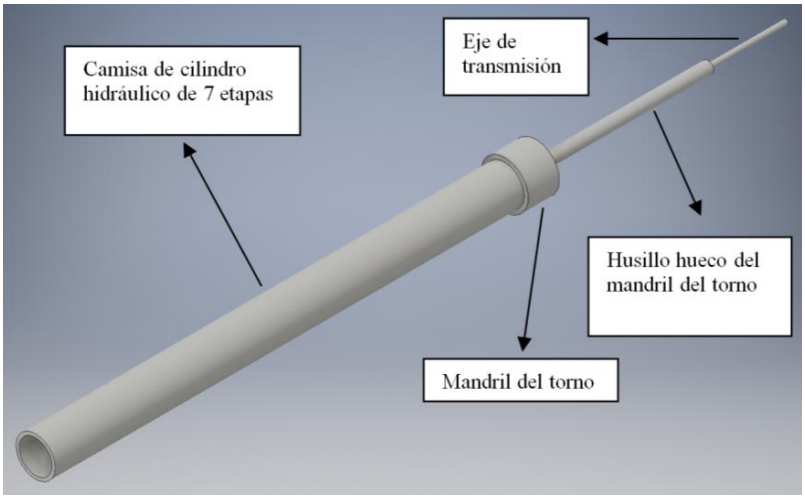


Figura 9. Esquema de la distribución general de los elementos que van a girar con el sistema.

La medida interna del husillo del mandril del torno es de 63.5 mm por lo tanto se utilizará un eje de 30 mm de diámetro; el material de todos los elementos es el acero AISI 4340 de densidad 7840 kg/m^3.

Uno de los problemas es saber que fuerza accionar sobre los pines al momento de hacer contacto con el husillo del torno para vencer las fuerzas estáticas de los elementos hidráulicos a mover y a la fuerza del movimiento necesario para mover éstos elementos, para que los pines no resbalen y no queden sueltos del sistema y que tampoco fallen por fatiga.

El Acero que corresponde al husillo del mandril y al mandril es el SAE 1045, densidad 7870 kg/m^3. En este estudio se conoce que para un tornillo de diámetro igual a 30 mm el paso correcto es de 3.5 mm. La calidad del tornillo en este caso es de 8.8, entonces el torque Tt a aplicar es de 145 kgm que transformados al sistema internacional resultan 1421.97 Nm (Delgado., 2006).

Con el torque que se va a aplicar sobre la tuerca que se encuentra en la parte roscada del eje, se va a encontrar la fuerza de carga que se nombrará Ft (fórmula 1) y que actuará

sobre el cono de empuje y este sobre los pines retractiles (figura 10). Esta fuerza Ft será dividida entre los 6 pines y se obtiene una fuerza resultante F que va a ser la que se aplica sobre cada pin.

Figura 10. Aplicación de Ft sobre la tuerca (vista frontal).

Por medio de las componentes vectoriales de la fuerza F, como se ve en la figura 11, se llega a las fuerzas que actúan sobre la cara inferior del pin en contacto con el cono Fx (fórmula 2) y la fuerza Fy, y la fuerza Fp (fórmula 3) sobre el interior del husillo del mandril, reacción normal a Fx.

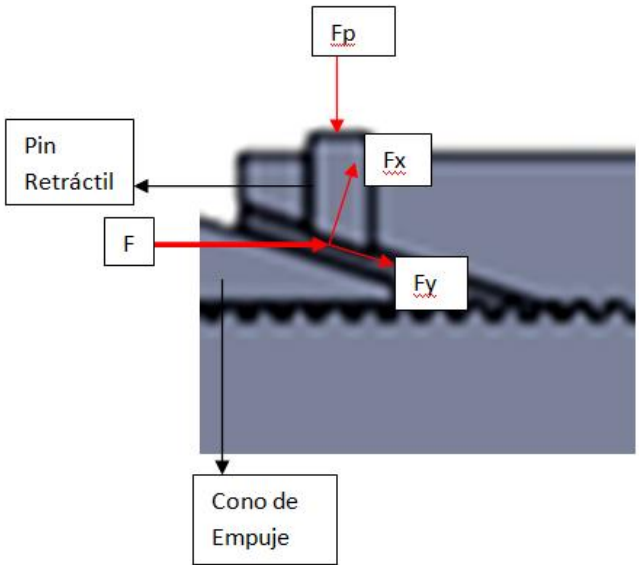


Figura 11. Fuerzas que se aplican sobre el pin.

Cálculos del Sistema Escogido

Se debe encontrar cuál es la masa de todos los elementos a mover que se aprecian en la figura 8, para que por inercia se logre hallar la fuerza de giro Fe (fórmula 4)y el momento necesarios para mover el sistema, como se mira en la figura 12.

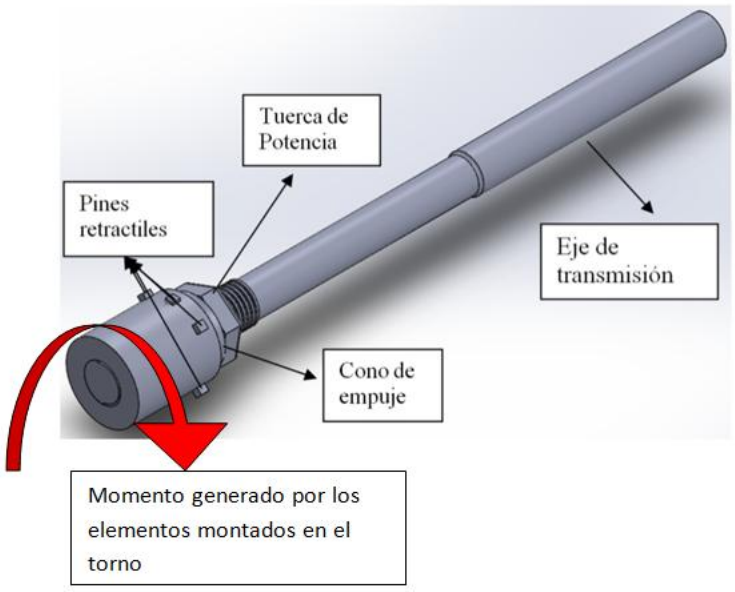


Figura 12. Momento generado por los elementos montados en el torno.

Primero se encuentra el volumen del eje de transmisión que es un cilindro sólido (fórmula 5) y del resto de elementos que son cilindros huecos (fórmula 6).

- $V = h * \pi * R^2$ (5)

$V_{eje} = \pi * r^2 * h$

$V_{eje} = \pi * 0.030^2 * 0.5$

$V_{eje} = 0.0014\ m^3$

- $V = \frac{\pi}{4} h(D^2 - d^2)$ (6)

$$V_{cilindro\ \ telescopico} = \frac{\pi}{4} 3(0.250^2 - 0.210^2)$$

$$V = 0.043\ m^3$$

Tabla 10.

Volúmenes de los elementos.

Elemento	Cantidad	Unidades
Eje	0.00035	m^3
Husillo	0.001	m^3
Mandril	0.014	m^3
Cilindro	0.043	m^3
Volumen total	0.058	m^3

Con la densidad de cada material (fórmula 7), se calcule la masa y con ellos la inercia de los elementos partiendo de (fórmula 8) y (fórmula 9) y luego se suma todas las inercias para encontrar la inercia total.

Para éste cálculo se emplea la fórmula de densidad de la que se despeja la masa puesto que el dato de la densidad del acero es un valor conocido.

- Masa

$$\rho = \frac{m}{V} : m_1 = \rho_{eje} * V_{eje}$$

$$m_1 = 7840\ \frac{kg}{m^3} * 0.00035 m^3$$

$$m_1 = 2.771\ kg$$

Tabla 11.

Masas de los elementos.

Elemento	Cantidad	Unidades
Eje	2.771	kg
Husillo	9.315	kg
Mandril	106.275	kg
Cilindro	339.895	kg
Masa total	458.256	kg

$$I = \frac{1}{2}m(R^2 + r^2)$$

$$I_{cilindro} = \frac{1}{2}339.895(0.250^2 + 0.210^2)$$

$$I_{cilindro} = 4.529\ kg * m^2$$

Tabla 12.

Inercia de los elementos.

Elemento	Cantidad	Unidades
Eje	$3.117*10^{-4}$	$kg * m^2$
Husillo	0.011	$kg * m^2$
Mandril	1.249	$kg * m^2$
Cilindro	4.529	$kg * m^2$
Inercia total	5.79	$kg * m^2$

Una vez obtenido estos datos, se procede a calcular la velocidad angular ω (11) transformando las 20 RPM, que es la velocidad máxima que desarrollará el motor, en radianes

sobre segundo, y posteriormente logrando una velocidad lineal (10) de giro del motor eléctrico que se utilizará para calcular la potencia requerida del motor.

- Velocidad angular

$$20\frac{rev}{min} = \frac{1\ min}{60\ s} \left| \frac{2\pi\ rad}{1\ rev} = 2.094\ \frac{rad}{s} \right.$$

$$\omega = 2.094 \frac{rad}{s}$$

- Velocidad lineal

$$\vec{V} = 0.077\ \frac{m}{s}$$

Con la inercia lograda y la velocidad angular obtenida se procede a calcular el par de momento (15) que va a dar la posibilidad de encontrar la fuerza que debe aplicarse para sacar del reposo a todo el sistema junto con los demás elementos hidráulicos en el torno.

Para la fuerza que se necesita ejercer y logar el momento que se genera se utiliza la fórmula 9 de la cual se despeja a la fuerza.

- Momento

$$M = ITotal * \omega$$

$$M = 12.126\ N\ m$$

- Fuerza estática a vencer de todos los elementos a mover angularmente

$$Fe = 381.91\ N$$

Para ese efecto la fuerza sobre los pines Fx deberá superar las fuerzas de rozamiento e inercia de los elementos estáticos Fc, por eso es que éste dato de la fuerza Ft (figura 13) sobre

los pines será incógnita hasta encontrar la fuerza con la que serán empujados bajo el efecto del tornillo primero.

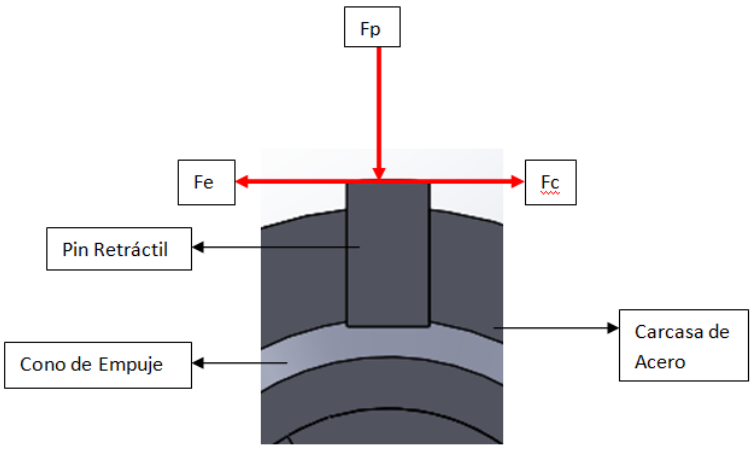


Figura 13. Diagrama de cuerpo libre del Pin Retráctil.

Como se sabe que el par aplicado al tornillo es de 1421 Nm. Con éste dato proceder a encontrar la fuerza que la tuerca aplica sobre el cono y la que el cono aplicará sobre los pines.

Despejar la fuerza de la fórmula de potencia de torque para elevar la carga y obtener (fórmula 1) la expresión:

- Fuerza aplicada sobre la tuerca

$Ft = 289100\ N$

La fuerza Ft que se encuentra es la fuerza total que se va a dividir para los 6 pines dando como resultado la fuerza F.

- Fuerza que será aplicada a cada pin.

$Ft = 289100\ N$

$F = \frac{Ft}{6} = 48180\ N$

Como se puede observar en la figura 14, Fx es una componente de Ft, y Fp es a su vez, componente de Fx. Los ángulos del cono son α=18.43° y β=71.57°.

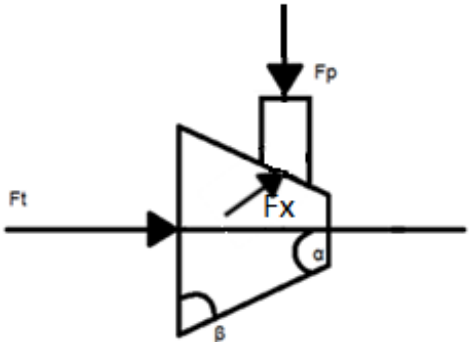


Figura 14. Distribución de las fuerzas que actúan sobre el pin

Si se observa en la figura 14, Fx (fórmula 2), sería la fuerza que va a ser aplicada en la cara inferior del pin.

- Fuerza Fx

$$Fx = 1.523 * 10^4 N$$

Por otro lado, Fp (fórmula 3) es componente en el eje de las ordenadas (eje y) de Fx, es decir, la fuerza normal resultante de la aplicación de Fx sobre la cara inferior del pin retráctil.

- Fuerza Fp

$$Fp = Fx * \cos(\alpha)$$

$$Fp = 1.445 * 10^4 N$$

La fuerza Fc es la que se debe ejercer para generar el movimiento angular, resultado de una sumatoria de fuerzas como se indica en el diagrama de cuerpo libre de uno de los pines. El coeficiente de fricción entre los aceros es de 0.74 (Shigley, 2008).

$$Fc = Fe + Fp * \mu$$

$$Fc = 1.108 * 10^4 N$$

La potencia es la rapidez con la que un trabajo es realizado, es decir, la rapidez con la que se efectúa la transferencia de energía en un cuerpo a otro. Se puede decir que es el tiempo en el que realiza trabajo un cuerpo sobre otro. Otra forma de interpretar la potencia (fórmula 14) es la fuerza que ejerce un cuerpo por la velocidad a la que lo realiza.(Serway, 2004).

Una vez obtenida la máxima fuerza para realizar el giro, se procede a calcular la potencia que se necesitara en el motor para generar el par de movimiento que venza a los elementos estáticos.

- Potencia del motor eléctrico

$$Pm = Fc * Ve$$

$$Pm = 852.522\ W$$

Ésta es la potencia calculada para el motor que va a mover a todo el sistema, que equivalen a 1.1 HP.

Cuando una fuerza tiene la tendencia de hacer girar a un elemento sobre algún eje se llama torque (fórmula 13), depende mucho de la distancia que tenga la fuerza entre el punto que se aplique y el eje del movimiento.

- Torque del motor

$$Tm = \frac{Pm}{\omega}$$

$$Tm = 407.048\ N * m$$

Para el análisis de tensión del pin se utiliza la fórmula del esfuerzo de Von Mises; una sumatoria proporcional a la energía de distorsión que relaciona a todos los esfuerzos (fórmula 16) ubicados a lo largo de los ejes imaginarios sobre los cuales se coloca a un elemento para dar dirección a las fuerzas, momentos o torques que trabajen sobre éste. Shigley (2008).

- Esfuerzo de von Mises del eje de transmisión

Al tener un torque trabajando sobre el elemento, se encuentra el esfuerzo cortante máximo (fórmula 18) sobre el plano xy. También va a existir un momento, por lo tanto también va a haber un esfuerzo cortante en el eje x, por eso el esfuerzo en x se trabaja con la fórmula 19.

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (18)$$

Donde:

$\boldsymbol{\tau_{xy}}$**:** Esfuerzo Cortante Máximo en el plano XY. [MPa]

$\boldsymbol{T}$**:** Torque aplicado al eje de transmisión. [MPa]

$\boldsymbol{d}$**:** Diámetro del eje de transmisión. [m]

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (19)$$

Donde:

$\boldsymbol{\sigma_x}$**:** Esfuerzo normal en el eje x. [MPa]

$\boldsymbol{M}$**:** Momento generado en el eje x. [MPa]

$\boldsymbol{d}$**:** Diámetro del eje de transmisión. [m]

$$\sigma' = \sqrt{{\sigma_1}^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + {\sigma_3}^2}$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \left(\tau_{xy}\right)^2}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = 153.6\ MPa\ ;\ \sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} = 76.78\ MPa$$

$$\sigma_1 = 185.4\ MPa\ ;\ \sigma_3 = -31.8\ MPa$$

$$\sigma' eje = 203.1\ MPa$$

- Esfuerzo de von Mises de un pin retráctil

Siendo un elemento prismático, la fuerza en la cara inferior del pin se aplica a lo largo del eje x, y es paralela a éste al igual que la reacción normal que genera. Al ser tan chico, su inercia es muy reducida , por lo tanto, al momento de calcular el esfuerzo normal en el eje x (fórmula 20) se puede omitir éste dato. Tampoco existe un torque en el plano xy que trabaje sobre el pequeño componente, entonces no va a existir esfuerzo cortante máximo.

$$\sigma_x = \frac{F_P}{A} + \frac{M * c}{I} \qquad (20)$$

Donde:

$\boldsymbol{\sigma_x}$**:** Esfuerzo Normal en el eje x. [MPa]

$\boldsymbol{F_P}$: Fuerza aplicada sobre el prisma. [MPa]

***A*:** Área del lugar donde se aplica la fuerza. [m^2]

***M*:** Momento generado por la fuerza aplicada. [N m]

***c*:** Distancia del eje al lugar donde se esté aplicando la fuerza. [m]

$$\sigma' = \sqrt{{\sigma_1}^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + {\sigma_3}^2}$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \left(\tau_{xy}\right)^2}$$

$$\sigma_x = \frac{F_P}{A} = 375.9\ MPa\ ;\ \sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = 0\ MPa$$

$$\sigma_1 = 375.9\ MPa\ ;\ \sigma_3 = 0\ MPa$$

$$\sigma' pin = 375.9\ MPa$$

Un coeficiente que indica que un elemento en estudio va a comportarse según las características del diseñador y que éste elemento soportará el trabajo al que vaya a ser sometido es el factor de seguridad (fórmula 17), por eso este valor se calcula al final para verificar los datos obtenidos. Si el elemento está en falla el factor va a ser de 1 o menor, caso contrario debe dar un número mayor.

Factor de Seguridad del eje de trasmisión

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{855\ MPa}{203.1\ MPa}$$

$$FS = 4.2$$

- Factor de Seguridad de un pin retráctil

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{1080\ MPa}{375.9\ MPa}$$

$$FS = 4.23$$

Éste cálculo se lo realiza una vez ejecutada la simulación y después de conocer los resultados mostrados por el software de computación para saber qué datos ingresar en la fórmula para calcular los errores en .

Simulación

Para la simulación, se presenta la tabla 13 que contiene el dato a utilizar. Una vez abierto el programa Inventor con el elemento modelado que primero va a ser el pin retráctil y luego el eje de transmisión, en la pestaña modelado 3D escoger la opción de análisis de tensión como señala la figura 15a. Después se crea la simulación (figura 15b).

Tabla 13.

Fuerzas que se aplican al pin retráctil

Pin Retráctil		
Fuerzas	**Cantidad**	**Unidades**
Fp	15230	N

Figura 15. Proceso para la simulación a) Selección de análisis de tensión b) Creación de simulación

Inmediatamente se despliega un cuadro "Crear nueva simulación" (figura 16) en el que se pondrá el nombre del elemento a simular, en este caso el pin retráctil, se selecciona análisis estático para que el software sepa qué tipo de evaluación realizar y elegir" detectar modos de cuerpo rígido para encontrar todas las soluciones; click en aceptar.

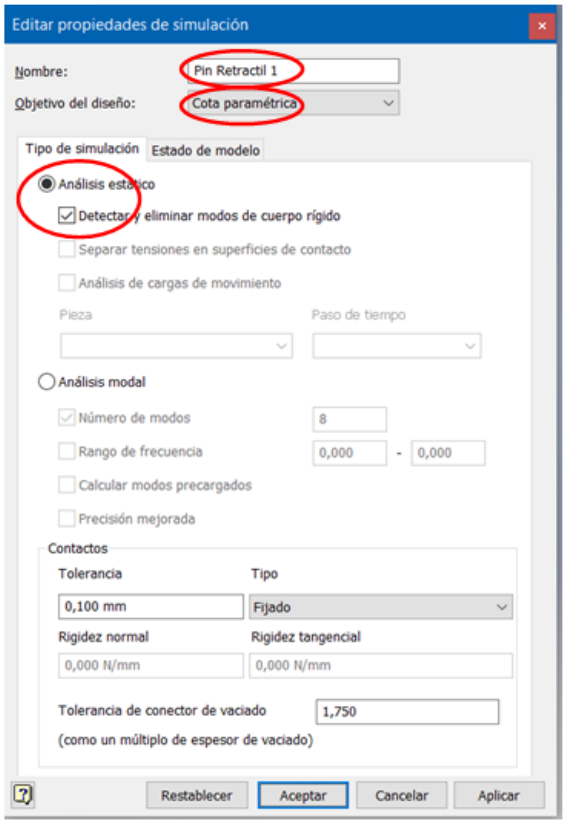


Figura 16. Creación de nueva simulación

Después se asigna el material del pin en la opción Asignar como indica la figura 17.

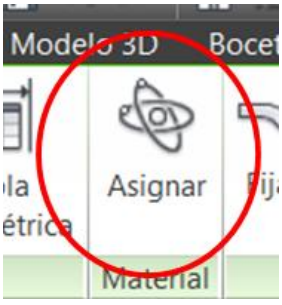


Figura 17. Asignación de material

Se va a abrir un cuadro (figura 18) en el que se va a hacer click en el botón materiales para elegir la biblioteca.

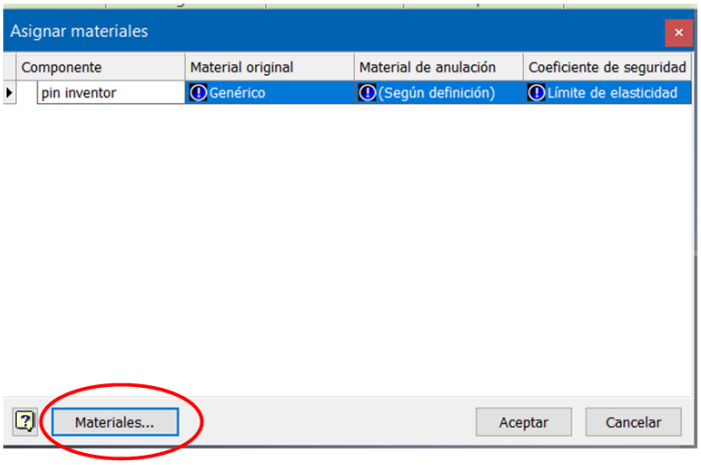


Figura 18. Asignación de material

Emerge una ventana (figura 19) en la que se selecciona la biblioteca de materiales de autodesk y salir; vuelve a presentarse el cuadro de la figura 18, pero se escoge en la parte material de anulación, al material Acero AISI 4340 RT (figura 20). El coeficiente de seguridad será el limite elástico ya que si el elemento se vuelve plástico todo la operación debe detenerse .

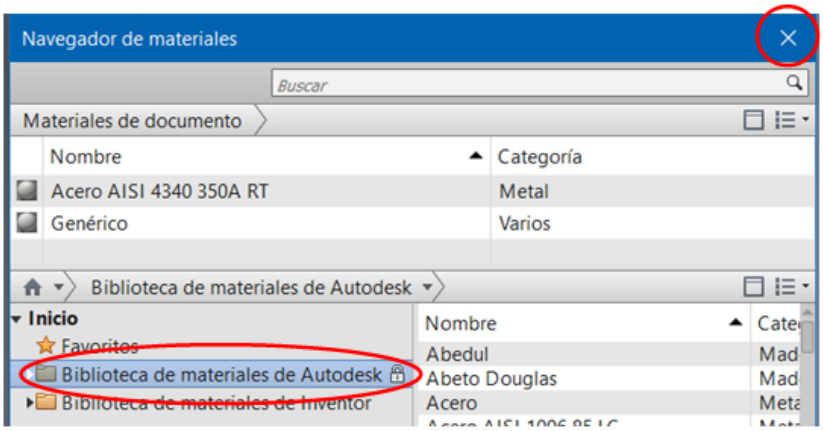


Figura 19. Asignación de biblioteca de materiales

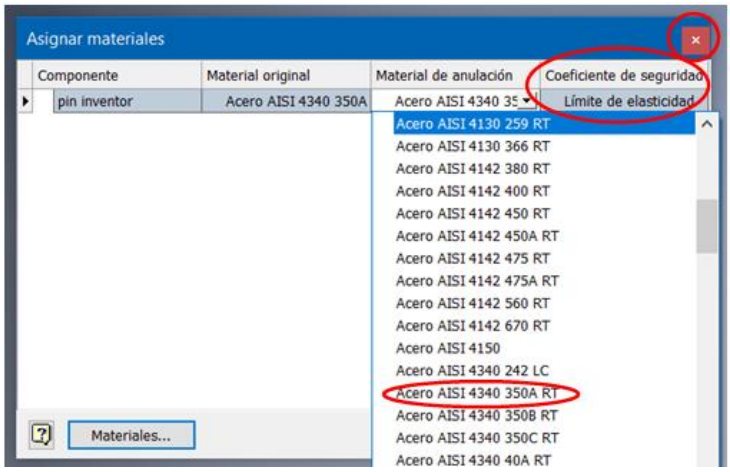


Figura 20. Asignación de material y coeficiente de seguridad

Después se asigna las caras que van a estar fijas (figura 21a) para la simulación. En este caso se elige la cara superior del pin (figura 21b) que va a estar en contacto con la parte interna del husillo del mandril. Aplicar y cerrar el cuadro.

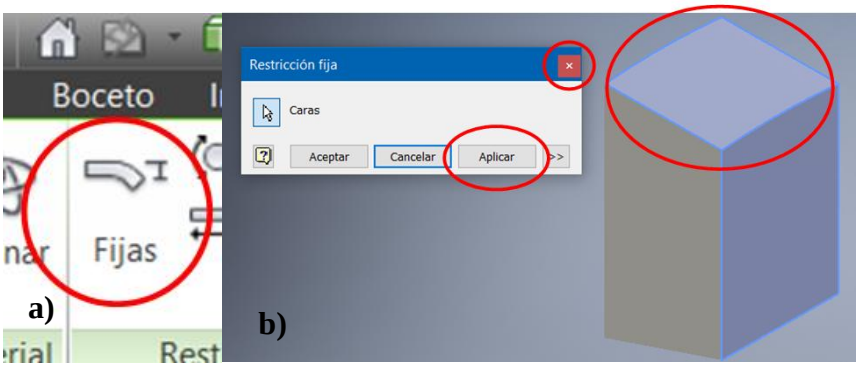


Figura 21. Proceso para la Simulación. a) Restricciones fijas b) Ubicación de cara

Ahora se van a poner las restricciones de las 4 caras laterales del pin que van a ser sin fricción (figura 22a) puesto que el elemento se va a encontrar dentro del soporte lubricado.

En la figura 22b, solo se visualizan 2 de las 4 caras. Aplicar y cerrar el cuadro.

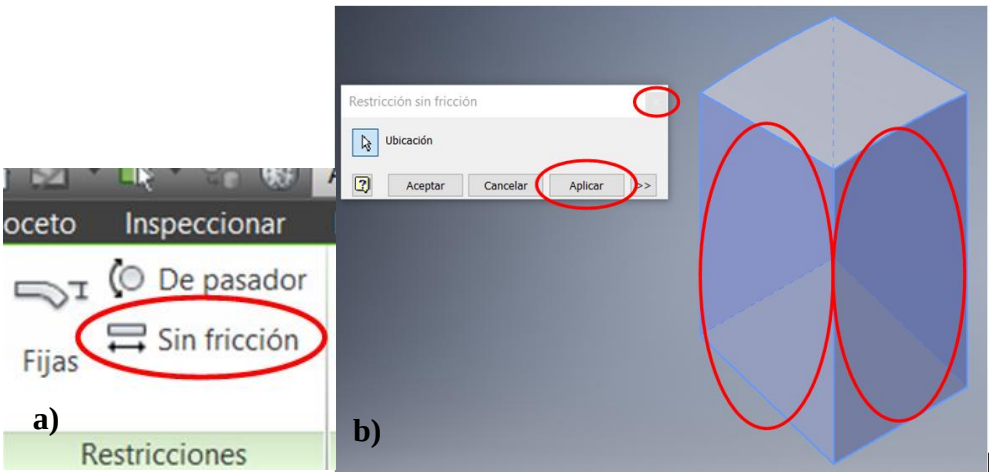


Figura 22. Restricciones del pin retráctil a) Restricciones sin fricción b) Aplicación sobre las caras

Una vez determinadas las restricciones, se procede a colocar las fuerzas (figura 23a) que actúan sobre el pin como se observa en la figura 23b. Se calculó que la fuerza Fx que se va a aplicar sobre la cara inferior es de 15230 N (figura 23c).

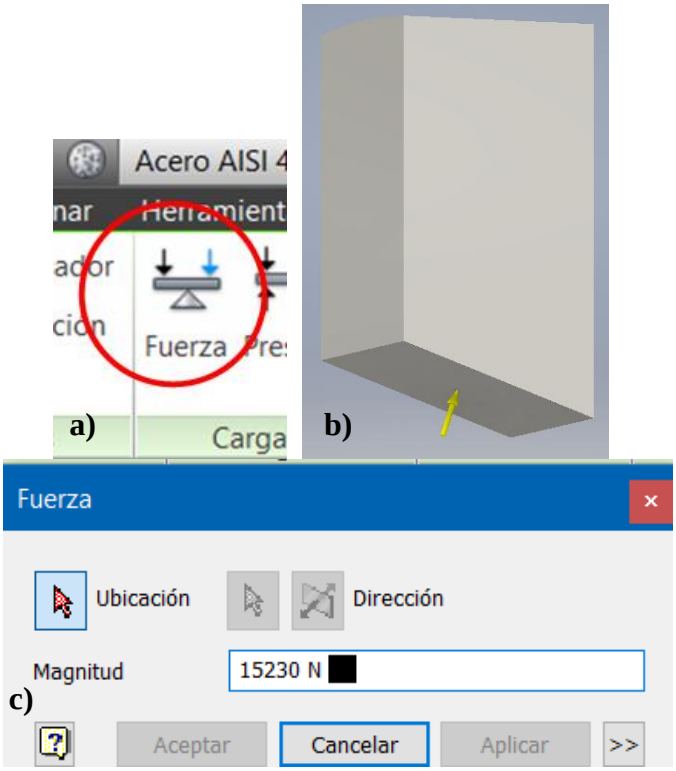


Figura 23. Proceso para colocar las fuerzas que actuarán en la simulación a) Selección de fuerza b) Ubicación de donde va a actuar la fuerza Fx c) Asignación de la magnitud de la fuerza Fx.

Colocadas las fuerzas, se procede a crear la malla (figura 24a). El software utiliza la de tipo tetraédrica, como está señalado en la figura 24b, que muestra el mallado creado sobre el pin, que consta de 28 elementos con 71 nodos. La figura 24d muestra la configuración (figura 24c) de la malla que se va a crear.

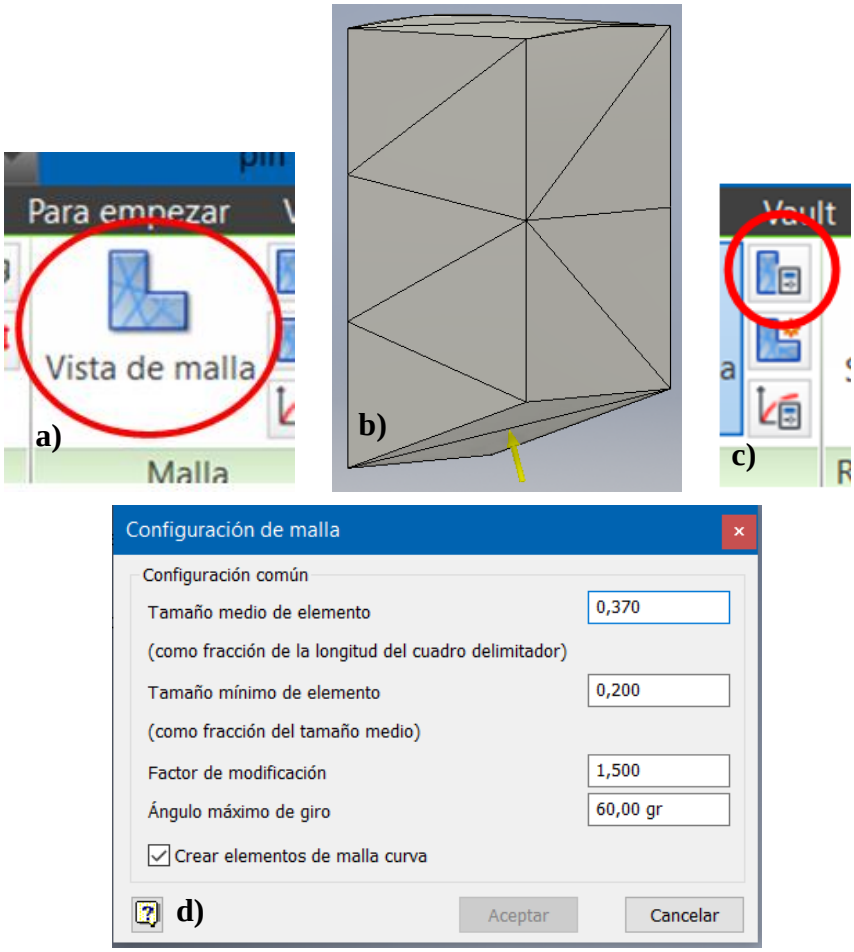


Figura 24. Mallado del pin retráctil. a) Creación de la malla b) Vista de la malla creada sobre el pin retráctil c) Configuración de medidas de la malla

Proceder luego con la simulación de esfuerzos (figura 25a). En el cuadro que se despliega, mostrado en la figura 25b, se hace click en ejecutar para empezar la simulación.

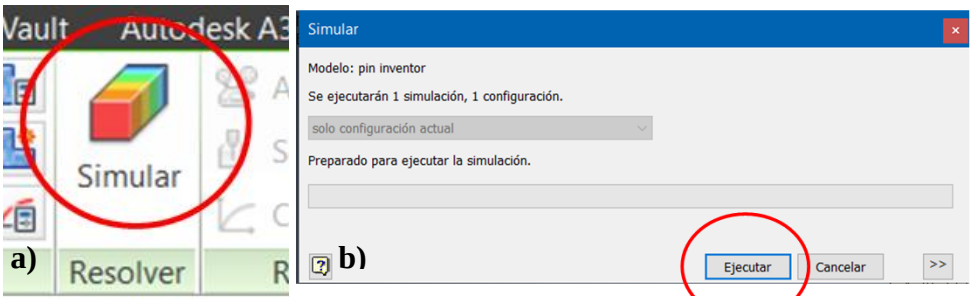


Figura 25. Proceso para la simulación a) Simular b) Ejecución de la simulación.

Los resultados del desplazamiento se presentan en figura 26a, en la 26b se muestra la convergencia:

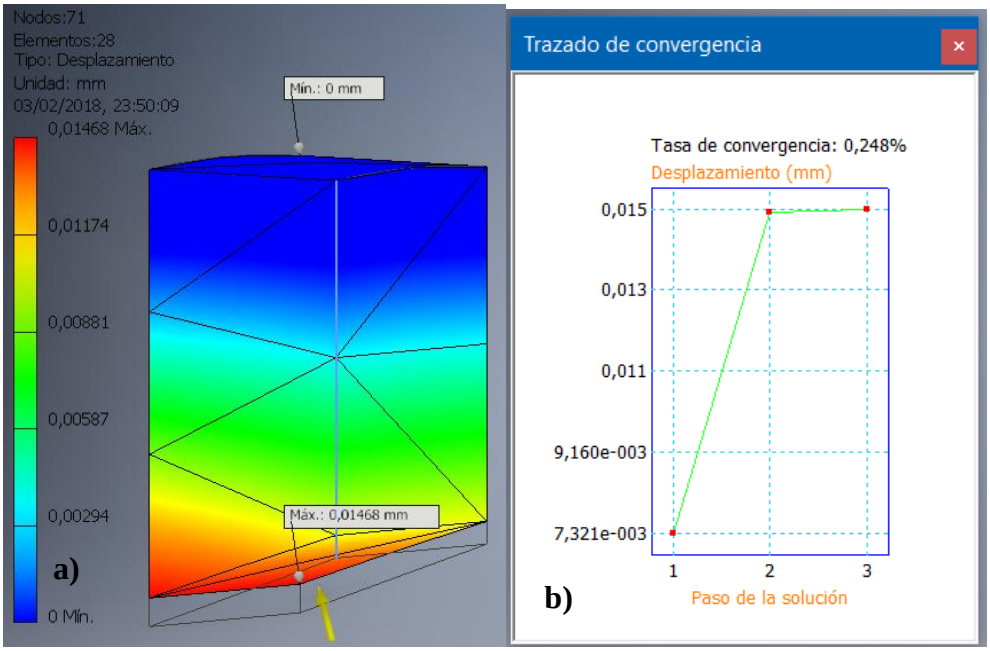


Figura 26. Resultados de desplazamiento del pin retráctil. a) Resultados gráfico del desplazamiento b) Convergencia del desplazamiento del pin retráctil.

Los resultados de la tensión de Von Mises (figura 27a) y la convergencia (figura 27b) sobre el pin son:

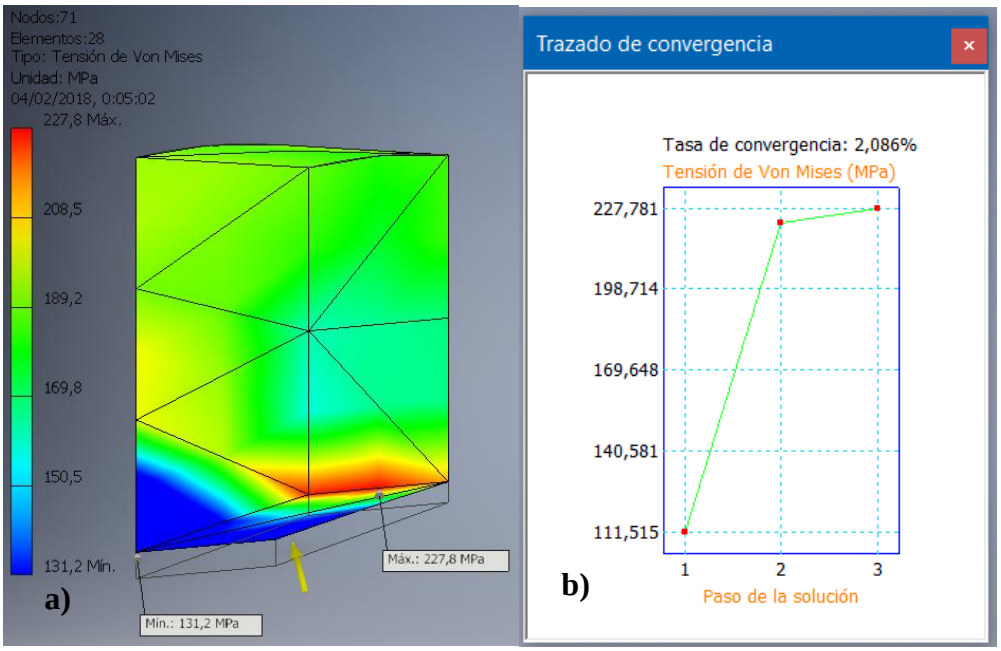


Figura 27. Resultados de la tensión de Von Mises sobre el pin retráctil a) Resultado gráfico de la tensión de Von Mises b) convergencia de la tensión de Von Mises sobre el pin retráctil

El Factor de seguridad (figura 28) es:

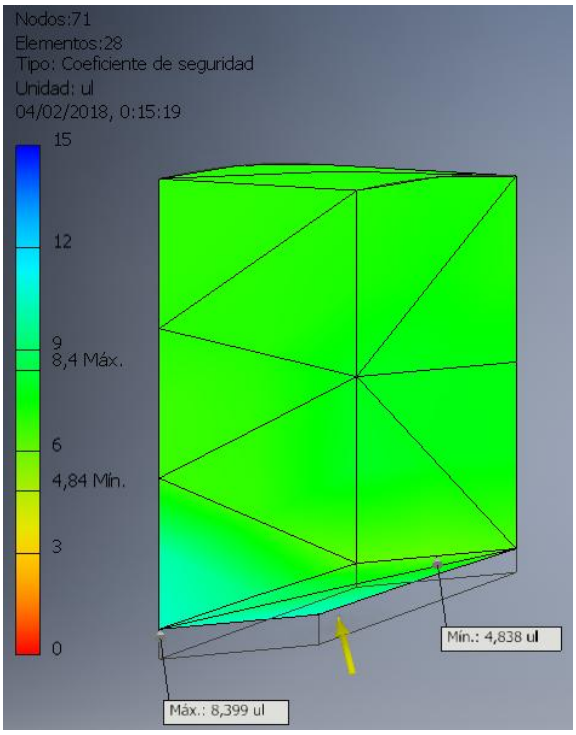


Figura 28. Resultado del factor de seguridad en el pin retráctil.

En la creación de la simulación se elije la opción punto único, ya que el momento se aplica solo en una de las caras del eje. Luego se repiten los pasos realizados con el pin retráctil. Al momento de elegir las restricciones, se escoge la cara opuesta a la parte roscada como fija, como se puede notar en la figura 29. El único dato necesario es el de la tabla 14.

Tabla 14.

Momento del Eje de Transmisión

Eje de Transmisión		
Momento	**Cantidad**	**Unidades**
Tm	407.048	N m

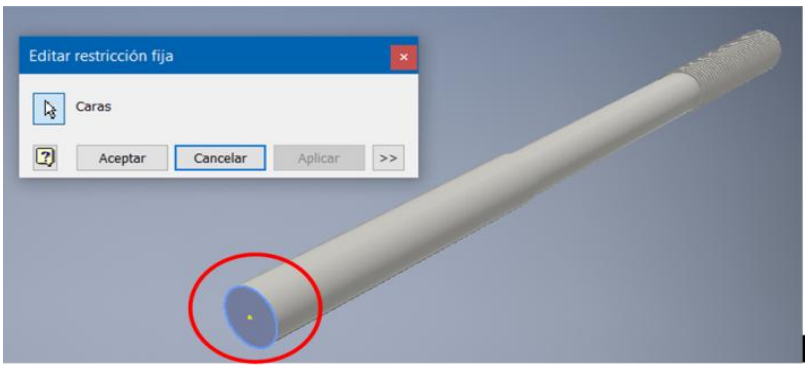


Figura 29. Restricción del eje

En la opción de cargas se escoge momento (figura 30a) que es igual a 407.048 Nm en la punta roscada del eje, puesto que esta será la zona donde se encuentran los componentes que se adapten al husillo del torno (figura 30b).

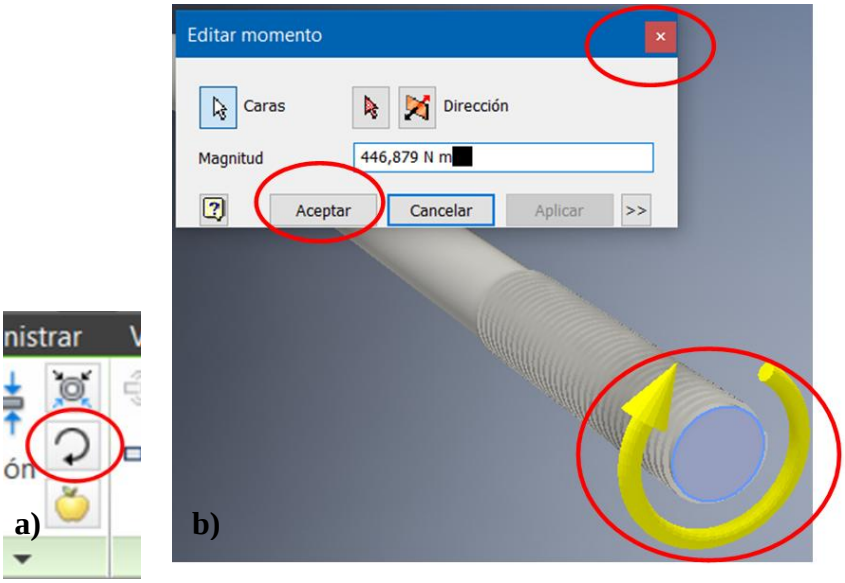


Figura 30. Asignación de fuerzas que actúan sobre el eje . a) Selección de momento b) Ubicación del momento ene el eje de transmisión y asignación de la magnitud del momento

Se crea la malla para el eje de la misma forma que el pin; una formada por 28460 elementos y 45485 nodos (figura 31a). En la figura 31b se muestra la configuración de malla.

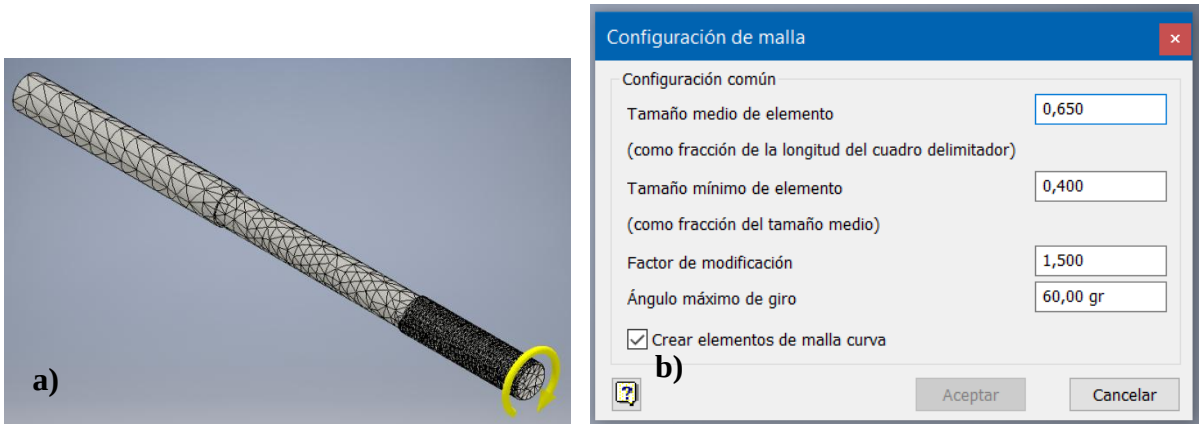


Figura 31. Malla del eje de transmisión a) Vista de la malla sobre el eje de transmisión b) Configuración de las medidas de la malla.

Los resultados de desplazamiento y convergencia son indicados en la figura 32a y 32b respectivamente:

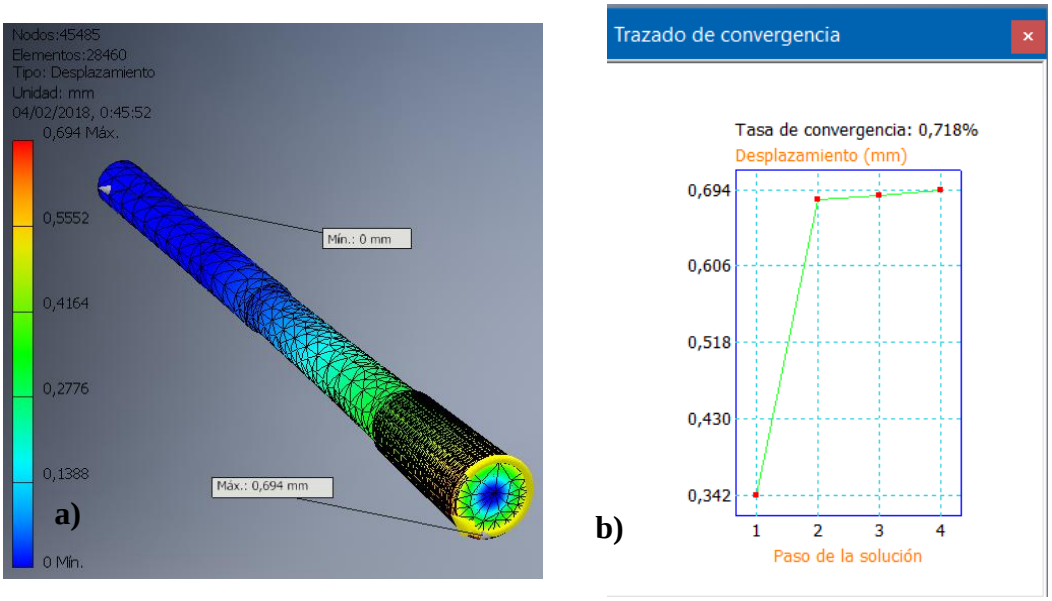


Figura 32. Resultados de desplazamiento del eje de transmisión a)Resultado gráfico del desplazamiento en el eje de transmisión b) Convergencia del desplazamiento del eje.

Los resultados de la tensión de Von Mises y la convergencia del material se muestran respectivamente en las figuras 33 a y b.

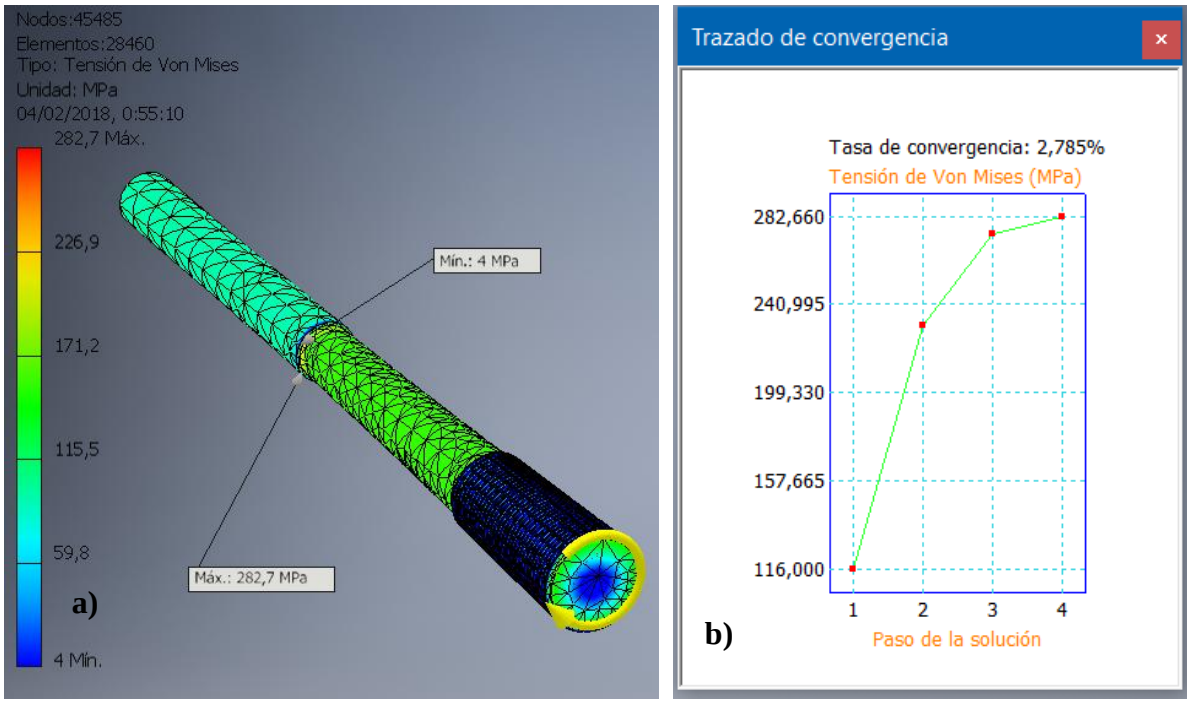


Figura 33. Resultados de la tensión de Von Mises. a) Resultado gráfico de la tensión de Von Mises sobre el eje de transmisión b) Convergencia del la tensión de Von Mises en el eje

El resultado del factor de seguridad es:

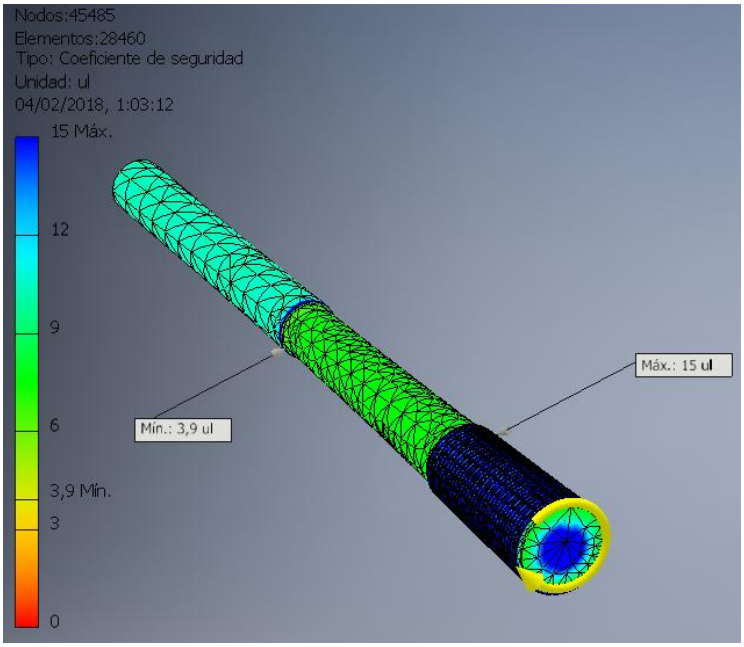


Figura 34. Factor de seguridad del eje de transmisión.

Selección de Alternativa para el Sistema de Control

Tomando en cuenta que las características generales de cada equipo son similares entre sí, van a ser las pequeñas diferencias (por ejemplo las revoluciones por minuto propias de cada motor) las que sobresalten para realizar la elección del equipo que se va a usar en el sistema de control (figura 43). Las fichas técnicas de estos equipos esta en el anexo D.

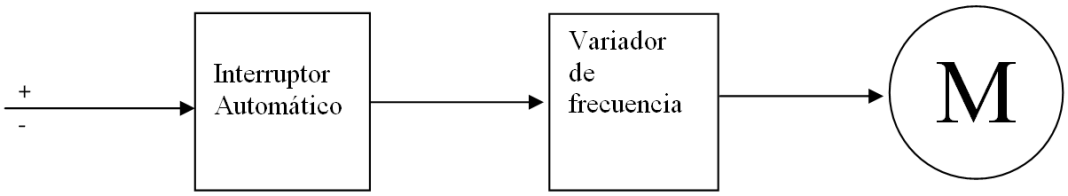


Figura 35. Diseño del sistema de control.

Tomando en cuenta que en el taller de Gercasa la corriente eléctrica con la que se trabaja es trifásica, la elección de los distintos componentes del sistema de control del regulador de velocidades que son motor eléctrico, variador de frecuencia y el interruptor industrial tendrán que sujetarse a ésta condición.

El motor requerido necesita una potencia de 1.1 HP, por lo tanto para no trabajar dentro del límite se va a escoger un motor de 2 HP que trabaja a 60 Hz de frecuencia, en este caso será el motor Baldor que al tener menos revoluciones como tope (865 RPM) al contrario del motor Weg que tiene 1250 RPM, lo cual facilitará de cierto modo el trabajo de operación ya que la velocidad más alta que se quiere lograr es de 20 revoluciones por minuto.

Se considera el hecho de la facilidad de programación al escoger el variador de frecuencia. De las dos opciones se va a elegir el variador marca Weg por la razón de que las especificaciones a las que se va a fijar el variador pueden ser reguladas directamente desde el aparato, al contario del variador Allen-Bradley, que se lo debe hacer por medio de un software de computación.

El variador de frecuencia, al cambiar de corriente alterna a directa, genera una onda de salida cuadrada que representa los pulsos que generan los transistores al momento de realizar la inversión. El promedio de los valores de la onda cuadrada da como resultado una onda sinodal de la frecuencia de salida del motor.

Los transientes eléctricos del variador de frecuencia detectados en éste estudio serían los que son producidos por las variaciones de voltaje y corriente que activan a los aparatos eléctricos, pero también hay los que se generan dentro de éstos como por ejemplo cuando se prende o se pone en funcionamiento alguna máquina eléctrica. Las variaciones de entrada son generadas por cambios en la distribución de la energía eléctrica suministrada al taller,

descargas atmosféricas y que dan como consecuencia el fallo del equipo o que éste se desgaste más rápido de lo normal.

Las características de la gran mayoría de interruptores eléctricos de una u otra marca son similares, por lo tanto el que se va a escoger es el que se encuentre dentro del mercado local, en este caso es el interruptor marca Veto de voltaje nominal de 32 amperios como protección de los equipos.

Resultados

Finalizada la simulación, se puede calcular el error existente entre el factor de seguridad teórico y el práctico. Primero se mostrará los valores del pin retráctil y luego los del eje de transmisión.

$$E_{Pin} = \left|\frac{4.23-4.838}{4.23}\right| * 100\ \% = 14.374\ \%$$

$$E_{Eje} = \left|\frac{4.2-3.9}{4.2}\right| * 100\ \% = 7.143\ \%$$

Presentación De Resultados Del Sistema Mecánico

Concluidos los cálculos y realizadas las simulaciones los resultados obtenidos por medio del procedimiento teórico se presentan en la tabla 15:

Tabla 15.

Resultados de los cálculos teóricos

Resultados de los cálculos por medio de la teoría				
#	**Descripción**	**Símbolo**	**Resultado**	**Unidades**
1	Volumen Total	Vtotal	0,058	m^3
2	Masa Total	Mtotal	458,256	kg
3	Inercia	Itotal	5,79	kg m^2
4	Velocidad Angular	ω	2,094	rad/s
5	Velocidad Lineal	$\vec{V}$	0,077	m/S
6	Momento de los elementos montados al torno	M	12,126	N m
7	Fuerza para sacar del reposo a los elementos montados al torno	Fe	381,91	N
8	Torque de apriete de la tuerca en el tornillo	T	1421	N m
9	Fuerza del apriete de la tuerca en el tornillo	Ft	289100	N

10	Fuerza que se aplica a cada pin	F	48180	N
11	Ángulo Alfa	α	18,43	°
12	Ángulo Beta	β	71,57	°
13	Fuerza que actúa sobre la cara inferior del Pin	Fx	15230	M Pa
14	Reacción normal a la fuerza Fx	Fp	14450	M Pa
15	Fuerza para generar el momento angular que mueve a todo el sistema	Fc	11080	N
16	Potencia del motor eléctrico	Pm	852,522	W
17	Potencia del motor eléctrico en caballos de potencia	Pm	1,1	HP
18	Torque generado por el motor eléctrico	Tm	407,048	N m
19	Esfuerzo que se ejerce sobre el eje de transmisión	σ_{Eje}	203,1	M Pa
20	Esfuerzo que se ejerce sobre un pin retráctil	σ_{Pin}	375,9	M Pa
21	Factor de seguridad del eje de transmisión	F.S. eje	4,2	s/n
22	Factor de seguridad de un pin retráctil	F.S. pin	4.23	s/n

A continuación se muestran los resultados obtenidos por medio de la simulación de computador. Los resultados del pin retráctil se presentan en la tabla 16.

Tabla 16.

Resultados de la Simulación de Esfuerzos sobre el Pin Retráctil

Resultados de la simulación del Pin Retráctil			
Dato	**Cantidad máxima**	**Cantidad mínima**	**Unidades**
Esfuerzo de Von Mises	227.8	131.2	M Pa

Tasa de Convergencia del Esfuerzo de Von Mises	2.086	---	%
Desplazamiento	0	0.01468	mm
Tasa de Convergencia del Desplazamiento	0.248	---	%
Factor de seguridad	8.399	4.838	N/A

Los resultados del eje de transmisión se presentan en la tabla 17.

Tabla 17.

Resultados de la Simulación de Esfuerzos sobre el Eje de Transmisión

Resultados de la simulación del Eje de Transmisión			
Dato	**Cantidad máxima**	**Cantidad mínima**	**Unidades**
Esfuerzo de Von Mises	282.7	4	M Pa
Tasa de Convergencia del Esfuerzo de Von Mises	2.785	---	%
Desplazamiento	0	0.694	mm
Tasa de Convergencia del Desplazamiento	0.718	---	%
Factor de seguridad	15	3.9	N/A

Presentación De Resultados Del Sistema De Control

Se va a elegir el motor Baldor EM3303T de 2HP por tener un máximo giro de 885 RPM comparado con los 1150 RPM del motor Weg de 2 HP. Esto influye al momento de girar a una baja revolución el motor, se prefiere producir fuerza a velocidad.

La principal característica de por qué se va a escoger el variador Weg CFW10 en lugar del Allen Bradley es que, según el proveedor, éste necesita un computador para ser programado, mientras que el de marca Weg puede ser programado directamente desde el aparato sin necesidad externa alguna.

El interruptor va a ser el de marca Veto por presentar la característica de poder trabajar a menor amperaje que el interruptor Sentai, el motor presenta un amperaje de 7 amperios, entonces los 32 del interruptor pow32016 serán suficientes.

Discusión

Presentados los resultados, se procede a analizarlos y a interpretarlos para verificar si los objetivos planteados se cumplen y así poder llegar a una conclusión, que va a decir si el regulador de velocidades para el torno resulta idóneo para ser aplicado o no.

El volumen de los elementos que van a rotar es relativamente pequeño, 0.058 m^3, pero debido a la densidad que presenta su material, la inercia que se debe vencer es de 5.79 kg/m^2. Para lograrlo se debe aplicar una fuerza Fe de 381.91 N. La fuerza Fc es la resultante de la sumatoria de fuerzas que intervienen en el pin dando un valor de 11080N. La fuerza aplicada al tornillo que es transmitida por el cono de empuje a los pines es de 48180 N en cada pin, por eso la fuerza Fx y la normal a ésta, o sea Fp, son de 15230 N y 14450 N respectivamente; estos resultados aseguran que el sistema no va a quedar suelto al momento de realizar el giro.

Se realizaron varias simulaciones con el acero AISI 1018 para el pin y el eje dando como resultado un mallado que no logra converger, incluso modificando sus medidas. Para el eje muestra una convergencia del 15%, como se ve en la figura 36, lo que indica que el acero AISI 4340, que se escogió originalmente, cumple con los requisitos básicos para este estudio.

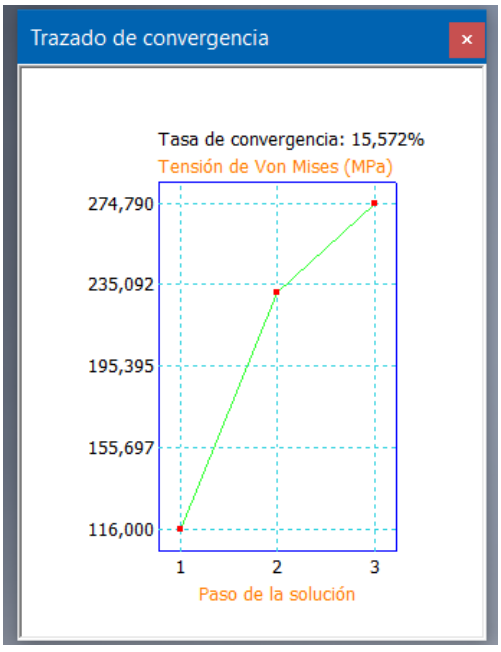


Figura 36. Tasa de convergencia de la tensión de Von Mises sobre el eje de transmisión con el material AISI 1018.

Para el cálculo del factor de seguridad en el pin retráctil se utilizo una resistencia a la fluencia de 1590 MPa, en el caso del eje se utilizó el dato del acero a 650°C que es de 855 MPa, dando como resultados coeficientes de 4.23 y 4.2 respectivamente.

Se encontró el error que existe entre los factores de seguridad calculados y los simulados, dando un porcentaje del 7% para el eje de transmisión y del 14% para el pin retráctil, valores que se encuentran dentro del 15% que es el valor máximo admisible dentro del diseño en la ingeniería.

Se realizan los cálculos con la velocidad angular de 20 RPM, que son las máximas revoluciones que se van a realizar. Con los datos que se calculan de la inercia, es posible calcular la fuerza para mover los elementos montados al torno así como la potencia necesaria del motor eléctrico que en HP es de 1.1, pero se va a usar uno de 2 HP para no trabajar sobre el límite. Éste dato de la potencia también va a servir para la selección del variador. Para el interruptor eléctrico se escogió el que tiene una capacidad de amperaje similar a la del variador y a la del motor para que sirva como protección de los transientes eléctricos.

Como la opción C incluía una rosca en el eje, se buscó en tablas un ajuste o apriete para tornillos de potencia para el diámetro del vástago que se va a usar. En este cuadro se encontró el paso de 3.5 mm que debe tener la hélice de giro y el ajuste dependiendo de la calidad del tornillo. El apriete de 145 estaba en kilogramos fuerza (kgf), por eso se multiplicó por la gravedad de 9.8 m/s^2 para obtener un valor en newtons y fue de 1421 N m.

Conclusiones

Tras la presentación de las convergencias de los elementos simulados en el software Inventor, las mismas que se aproximan bastante a cero, se llega a la conclusión de que éstos pueden ser reales y fabricados para su aplicación en el sistema de regulación de velocidades.

La alternativa mecánica escogida si va a suplir la necesidad de adaptarse al torno, puesto que en la simulación los elementos no presentaban fallas. Por otro lado, la mayoría de partes del sistema se van a fabricar en el taller, y los materiales se los consigue en distribuidoras con las que la empresa tiene contacto, entonces su costo va a ser bajo.

Se concluyó que el material escogido, el acero AISI 4340, fue el correcto. Al momento de realizar las simulaciones de factor de seguridad en el pin, se llegaba a esta primicia porque el resultado siempre era 4.23 o semejante. En el eje pasaba lo mismo. Pero principalmente es porque el error mostrado entre éste resultado y el valor encontrado teóricamente varía dentro del 15% permisible de error en la ingeniería.

El conocimiento de cómo se usa de cualquier tipo de software de computador, es muy beneficioso, ya que al momento de realizar planos o las simulaciones, se los puede hacer en el menor tiempo posible y con una precisión muy alta, en especial los programas encargados de realizar cálculos como es el Mathcad.

El diseño del sistema de pines retráctiles está bien hecho por que ofrece una sujeción muy alta en un solo pin, y tomando en cuenta de que son 6 pines, se puede concluir que el apriete generado va a ser el suficiente para poder mover el sistema sin resbalar.

Los tiempos en el taller si van a ser menores puesto que se necesita un pequeño giro de la tuerca ajustar el sistema y que no quede suelto, además el montaje del sistema es muy

sencillo, y los pines y demás partes que los sostienen no generan grandes fuerzas que pueden hacer que el eje del sistema se dañe.

Se toma como medida del eje de transmisión 15 mm radio puesto que el husillo posterior del mandril del torno mide 63.5 mm de diámetro. Así, cuando se inserte el sistema de sujeción, va a quedar un espacio muy reducido entre el sistema regulador y el vástago.

Al plantear tres alternativas para el sistema de sujeción, se abren muchas posibilidades de diseño, las cuales pueden ser funcionales para el problema o no, y en qué cantidad. Por eso se utilizó el método de ponderación de datos para verificar cual opción cumplía mejor con los requisitos necesitados. La opción C, de los pines retráctiles, fue la elección ponderada. A partir de ahí se propuso por experiencia que el mejor material para éste trabajo va a ser el acero AISI 4340.

Este torque aplicado a la tuerca que tira hacia el cono de empuje, genera la fuerza Ft de 289100 N, pero ésta se divide para 6 por ser el numero de pines que forman parte del sistema dando la fuerza F de 48180 N que va a ser la fuerza que se ejerce sobre cada pin paralela al eje de transmisión.

La ejecución de la simulación, mostró las convergencias del esfuerzo de Von Mises y del desplazamiento que realizan estos componentes, el pin retráctil y el eje de transmisión, e indican que éstos lo hacen al tener valores de la tasa de convergencia muy próximos a cero.

Aunque los elementos de control no van a ser fabricados, si se los escoge por razones ingenieriles, las cuales están propiamente justificadas para poder ser adaptadas al sistema de regulación de velocidades. La razón más fuerte de elegir el variador de frecuencia Weg es la facilidad con la que se lo puede programar y el hecho de no hacerlo desde una computador sino directo desde el aparato.

Recomendaciones

La información que se maneja libremente, suele ser muy escasa en contenido real, por eso se recomienda siempre buscar libros o paginas del internet que cuenten con autores o que sean sitios de entidades internacionales reconocidas por algún organismo de control.

Usar aceros bonificados para la elaboración de elementos que vayan a estar sometidos a mucha carga ya que la composición química de éste acero, por la presencia de molibdeno, logran resistir mucha carga y las tensiones en el metal son bajas al ser templado y revenido.

Tener conocimiento de algún software de simulación de esfuerzos, ya que para realizar esta prueba, se debe dibujar el elemento. Esto es de gran ayuda al momento de realizar los planos por que ya se tiene una figura modelada la cual se va a dimensionar de un modo más sencillo.

Tener muy en claro cuál es el problema del caso de estudio, porque de esta manera se podrá ofrecer una solución más puntual de manera rápido, con la intención de crear un diseño que sea eficaz al momento de fabricarlo y ponerlo a trabajar de forma real.

Bibliografía

Aceros Bravo. (2017). *Aceros Bravo*. Obtenido de http://www.acerosbravo.cl/imgmodulo/Imagen/116.pdf

Aceros Otero. (2017). *Aceros Otero*. Obtenido de http://www.acerosotero.cl/acero_aleado_sae_4340.html

Baldor Electric Company. (23 de 04 de 2017). *Baldor*. Obtenido de http://www.baldor.com/catalog/EM3303T

Budynas, R. G. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley*. huston: norma.

Creus, A. (2007). *Neumática e Hidráulica.* España: Alfa Omega.

Cruz, P. P. (2008). *Máquinas electricas y técnicas modernas de control.* México: Alfaomega.

Donobat. (2017). *Vertical Lathe Machines*. Obtenido de http://www.vertical-lathe-machines.com/es/

Eiroa, J. J. (1996). *La prehistoria II.* Ediciones AKAL.

Floyd, T. L. (2008). *Dispositivos Electrónicos.* México: Pearson education.

González, M. (01 de 03 de 2017). *La Guía*. Obtenido de http://fisica.laguia2000.com/complementos-matematicos/momento-angular

Gourav Engineers. (2017). *Indiamart*. Obtenido de https://www.indiamart.com/gouravengineers/

Grupo INFRA. (2017). *Grupo INFRA.* Obtenido de http://grupoinfra.com/productos/soldadura-y-corte/equipos-de-autogena

Guevara, F. (2007). *Física básica.* Quito: Editorial Lascano.

Howard, C. (1992). *Manual de Soldadura Moderna, Tomo II.* Editorial.

Industrias Delgado. (2017). *Industrias Delgado.* Obtenido de http://www.industriasdelgado.com.ar/esp/tabla7.html

Interempresas Media. (2017). *Interempresas.net*. Obtenido de http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/144045-Fronius-desarrolla-un-nuevo-concepto-de-soldadura-automatizada.html

Interempresas Media. (2017). *Interempresas.net*. Obtenido de http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/189921-Yaskawa-presenta-los-nuevos-modulos-de-doble-eje-Sigma-7W.html

Krar, S. F. (2002). *Tecnología de las máquinas-herramienta.* Mexico: Alfaomega.

Mecalux, A. (2017). *Mecalux Logismarket*. Obtenido de https://www.logismarket.com.ar/micfa/tornos-paralelos/1746094232-1234485215-p.html

Mirlisenna, G. (22 de enero de 2017). *ESSS*. Obtenido de http://www.esss.com.br/blog/es/2016/01/metodo-de-elementos-finitos-que-es/

Montgomery, D. C. (1996). *Probabilidad y estadística aplicadas a la Ingeniería.* Mexico D.F.: McGraw Hill.

Mors, J. F. (2009). *Máquinas eléctricas.* Madrid, España: McGraw-Hill.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación.*

Peribañez, J. (2017). *Explicaciones Simples.* Obtenido de http://explicaciones-simples.com/2014/09/03/la-calidad-de-los-tornillos/

Ramirez, M. L. (2017). *Universidad Nacional del Nordeste*. Obtenido de http://hum.unne.edu.ar/investigacion/geografia/labtig/publicaciones/public16.pdf

Rolasol S.R.L. (2017). *Rolasol*. Obtenido de http://www.rolasolsrl.com/soldadoradepunto/2015/12/14/maquinas-de-soldar/

Seal Maker. (2017). *Seal-Maker*. Obtenido de https://www.seal-maker.com/es/productos/maquinas-sml/sml500e/galeria/

Serway, R. (2004). *Física para ciencias e ingeniería. Vol. 6.* Pomona: Thomson Brooks/Cole.

The Lincoln Electric Company. (2017). *Lincoln Electric*. Obtenido de http://www.lincolnelectric.com/es-mx/equipment/Pages/product.aspx?product=K4023-1(LincolnElectric)

Universidad Nacional de Educación. (15 de 02 de 2017). *une peru*. Obtenido de http://www.une.edu.pe/programa_vamos_peru_une.html

Anexos

Anexo A

Memoria de Cálculos.

Volumen, inercia, momento, potencia.

$L1 := 0.5\ m$ $L2 := 1.1\ m$ $L3 := 0.2\ m$ $L4 := 3\ m$

$D1 := 0.03\ m$ $De2 := 0.0735\ m$ $De3 := 0.3\ m$ $De4 := 0.250\ m$

$Di2 := 0.0635\ m$ $Di3 := 0.0635\ m$ $Di4 := 0.210\ m$

$R1 := \frac{D1}{2}$ $Re2 := \frac{De2}{2} = 0.037\ m$ $Re3 := \frac{De3}{2} = 0.15\ m$ $Re4 := \frac{De4}{2} = 0.125\ m$

$R1 = 0.015\ m$ $Ri2 := \frac{Di2}{2} = 0.032\ m$ $Ri3 := \frac{Di3}{2} = 0.032\ m$ $Ri4 := \frac{Di4}{2} = 0.105\ m$

Acero AISI 4340 densidad: 7840Kg/m^3 para elementos 1 y 4
Acero AISI 1045 densidad: 7870Kg/m^3 para elementos 2 y 3

$d1045 := 7870\ \frac{kg}{m^3}$ $d4340 := 7840\ \frac{kg}{m^3}$

$V1 := \left(\pi \cdot \left(\frac{D1}{2}\right)^2 \cdot L1\right)$

$V1 = (3.534 \cdot 10^{-4})\ m^3$

$m1 := d4340 \cdot V1$

$m1 = 2.771\ kg$

$V2 := \left(\pi \cdot \left(\frac{(De2)}{2}\right)^2 \cdot L2\right) - \left(\pi \cdot \left(\frac{(Di2)}{2}\right)^2 \cdot L2\right)$

$V2 = 0.001\ m^3$

$m2 := d1045 \cdot V2$

$m2 = 9.315\ kg$

$V3 := \left(\pi \cdot \left(\frac{De3}{2}\right)^2 \cdot L3\right) - \left(\pi \cdot \left(\frac{Di3}{2}\right)^2 \cdot L3\right)$

$V3 = 0.014\ m^3$

$m3 := d1045 \cdot V3$

$m3 = 106.275\ kg$

$V4 := \left(\pi \cdot \left(\frac{(De4)}{2}\right)^2 \cdot L4\right) - \left(\pi \cdot \left(\frac{(Di4)}{2}\right)^2 \cdot L4\right)$

$V4 = 0.043\ m^3$

$m4 := d4340 \cdot V4$

$m4 = 339.895\ kg$

$mTotal := m1 + m2 + m3 + m4$

$mTotal = 458.256\ kg$

$Vtotal := V1 + V2 + V3 + V4$

$Vtotal = 0.058\ m^3$

$$I1 := \frac{1}{8} \cdot m1 \cdot D1^2$$

$$I1 = \left(3.117 \cdot 10^{-4}\right)\ kg \cdot m^2$$

$$I2 := \frac{1}{2}\ m2 \cdot \left(Re2^2 + Ri2^2\right)$$

$$I2 = 0.011\ kg \cdot m^2$$

$$I3 := \frac{1}{2}\ m3 \cdot \left(Re3^2 + Ri3^2\right)$$

$$I3 = 1.249\ kg \cdot m^2$$

$$I4 := \frac{1}{2}\ m4 \cdot \left(Re4^2 + Ri4^2\right)$$

$$I4 = 4.529\ kg \cdot m^2$$

$$ITOTAL := I1 + I2 + I3 + I4$$

$$ITOTAL = 5.79\ kg \cdot m^2$$

$$rev := 20\ rpm$$

$$W := 2.0944\ \frac{rad}{s}$$

$$Ve := Re2 \cdot W$$

$$Ve = 0.077\ \frac{m}{s}$$

$$zxc := 1\ \frac{1}{s}$$

$$M := ITOTAL \cdot W \cdot zxc$$

$$M = 12.126\ N \cdot m$$

$$\alpha := 18.43°$$

$$\beta := 71.57°$$

$$\mu_{aceros} := 0.74$$

$$Fe := \frac{M}{Ri2}$$

$$Fe = 381.91\ N$$

$$f := \frac{Ve}{2 \cdot \pi \cdot Re2}$$

$$f = 0.333\ Hz$$

Fuerzas Ft, F, Fc, Fx, y Fp.

$Ft := (2.891 \cdot 10^5)\ N$

$F := \frac{Ft}{6}$

$F = (4.818 \cdot 10^4)\ N$

$Fx := F \cdot \cos(\beta)$
$Fx = (1.523 \cdot 10^4)\ N$

$Fe = 381.91\ N$

$Fp := Fx \cdot \cos(\alpha)$
$Fp = (1.445 \cdot 10^4)\ N$

$Fc := Fe + Fp \cdot \mu_{aceros}$
$Fc = (1.108 \cdot 10^4)\ N$

$P := (0.7457) \cdot 2\ kW$

$Tn := \frac{P}{W}$

$Tn = 712.089\ N \cdot m$

$Pc := Fc \cdot Ve$

$Pc = 852.522\ W$

$Tm := \frac{Pc}{W}$

$Tm = 407.048\ N \cdot m$

$W := 2 \cdot \pi \cdot f$

$W := \frac{Ve}{Re2}$

Cálculos del pin retráctil

$Sut := 1720\ MPa$ $\quad l := 6.2\ mm$ $\quad a := 4.51$ $\quad f := 0.681$

$Sy := 1590\ MPa$ $\quad b := -0.265$ $\quad sut := 1720$

$Fp := (14450)\ N$ $\quad A := l^2$

$Fx := (15230)\ N$ $\quad Np := 10^6$

$$\sigma_x := \frac{Fp}{A}$$

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_3 := \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_x = (3.759 \cdot 10^8)\ Pa$$

$$\sigma' := \left(\sigma_1^{\,2} - \sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_3^{\,2}\right)^{\binom{1}{2}}$$

$$\sigma_1 = (3.759 \cdot 10^8)\ Pa$$

$$\sigma_3 = 0\ Pa$$

$$\sigma' = (3.759 \cdot 10^8)\ Pa$$

$$F.S. := \frac{Sy}{\sigma'}$$

$$F.S. = 4.23$$

Cálculos del eje de transmisión.

$Pb := 4\ N \qquad Sy := 855\ MPa$

$D := 0.03\ m$

$L := 0.5\ m$

$Ma := Pb \cdot L$

$Ma = 2\ N \cdot m$

$Ta := 407.048\ N \cdot m$

$Tb := 407.048\ N \cdot m$

$\sigma x := \frac{(32 \cdot Tb)}{\pi \cdot D^3} \qquad \tau := \frac{(16 \cdot Ta)}{\pi \cdot D^3} \qquad \sigma y := 0$

$\sigma x = (1.536 \cdot 10^8)\ Pa \qquad \tau = (7.678 \cdot 10^7)\ Pa$

$$\sigma 1 := \frac{(\sigma x + \sigma y)}{2} + \sqrt[2]{\left(\frac{(\sigma x + \sigma y)}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma 3 := \frac{(\sigma x + \sigma y)}{2} - \sqrt[2]{\left(\frac{(\sigma x + \sigma y)}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$\sigma 1 = (1.854 \cdot 10^8)\ Pa$

$\sigma 3 = -3.18 \cdot 10^7\ Pa$

$\sigma 4 := \sigma 1 \cdot \sigma 3$

$\sigma 4 = -5.895 \cdot 10^{15}\ Pa^2$

$\sigma' := \left(\sigma 1^2 - \sigma 4 + \sigma 3^2\right)^{\left(\frac{1}{2}\right)}$

$\sigma' = (2.031 \cdot 10^8)\ Pa$

$F.S. := \frac{Sy}{\sigma'}$

$F.S. = 4.209$

Anexo B

Tablas

Tabla 18.

Propiedades mecánicas de aceros bonificados AISI 4340 (Shigley, 2008).

1 AISI núm.	2 Tratamiento	3 Temperatura, °C (°F)	4 Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	5 Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	6 Elongación, %	7 Reducción del área, %	8 Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Tabla 19.

Torque de apriete para uniones roscadas. (Industrias Delgado, 2017)

DIAMETRO NOMINAL	Sección resistente mm²	CARGA EN EL LIMITE ELASTICO 0.2% (kg)				FUERZA DE PRETENSADO (kg) (70-75% de carga en límite elástico)				TORQUE DE APRIETE (kgm) (*)			
		5.6	8.8	10.9	12.9	5.6	8.8	10.9	12.9	5.6	8.8	10.9	12.9
M12 x 1,75	84,3	2530	5400	7600	9100	1900	3830	5400	6450	4	9	12	15
M14 x 2	115	3450	7350	10350	12400	2600	5250	7400	8850	7	14	19	23
M16 x 2	157	4710	10000	14100	17000	3550	7300	10200	12300	11	21	30	36
M18 x 2,5	192	5760	12300	17300	20700	4320	8800	12400	14800	15	29	41	49
M20 x 2,5	245	7350	15700	22000	26500	5500	11400	16000	19200	20	41	58	69
M22 x 2,5	303	9090	19400	27300	32700	6800	14100	19900	23900	27	55	78	93
M24 x 3	353	10590	22600	31800	36100	7900	16400	23000	27600	35	70	100	120
M27 x 3	459	13770	29400	41300	49600	10300	21500	30200	36300	50	105	150	180
M30 x 3,5	561	16830	35900	50500	60600	12600	26200	36800	44200	68	145	200	240
M33 x 3,5	694	20820	44400	62500	75000	15620	33300	46800	56200	94	200	280	340
M36 x 4	817	24510	52300	73500	88200	18380	39200	55100	66200	120	260	360	430
M39 x 4	976	29280	62500	87800	105400	21960	46800	65900	79100	160	330	470	560
M42 x 4,5	1117	33510	71500	100500	120600	25130	53600	75400	90500	190	410	580	690
M45 x 4,5	1302	39060	83300	117200	140600	29300	62500	87900	105500	240	510	720	860
M48 x 5	1469	44070	94000	132200	158700	33100	70500	99200	119000	290	620	870	1040

Anexo *C*

Planos

Plano conjunto

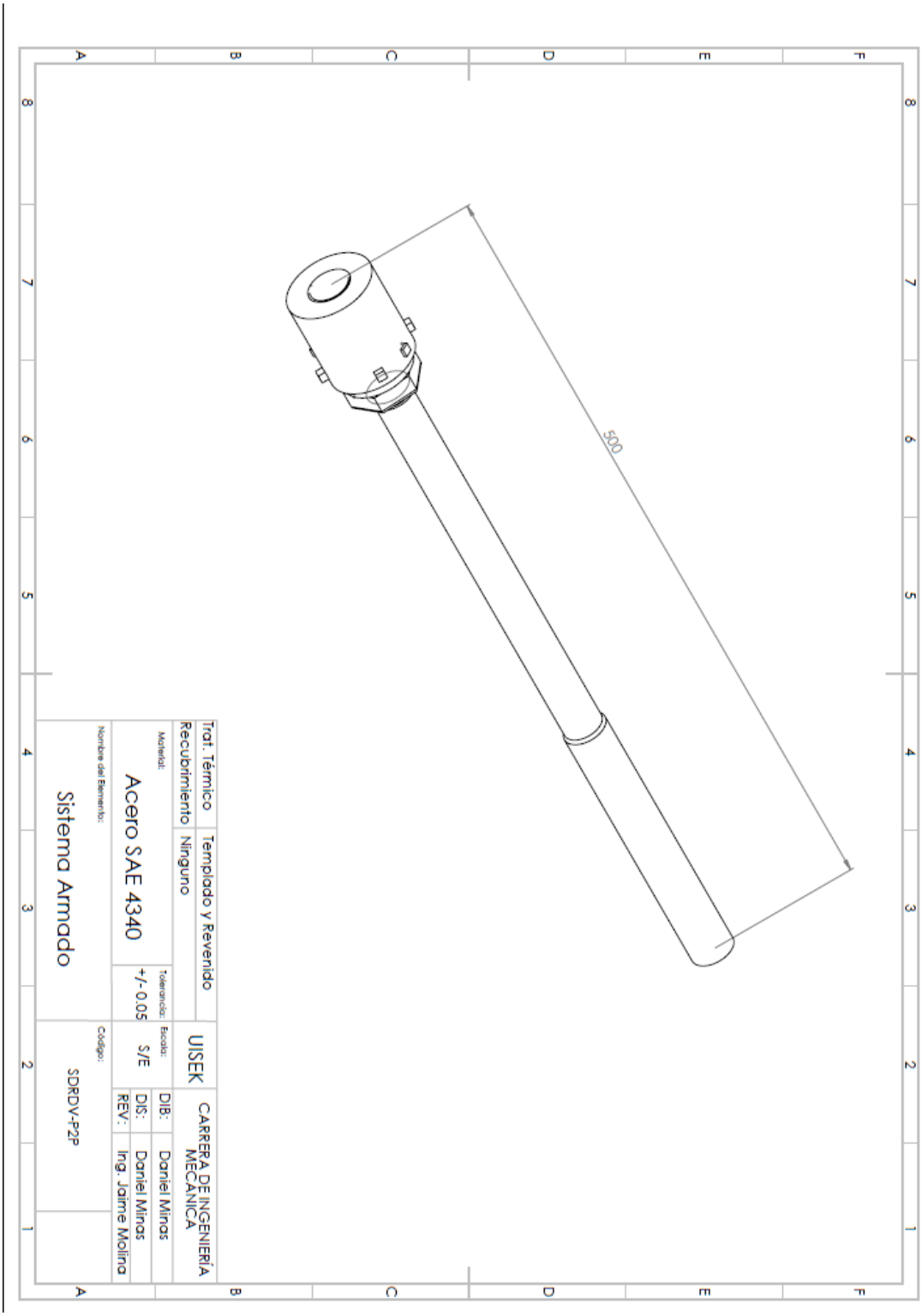
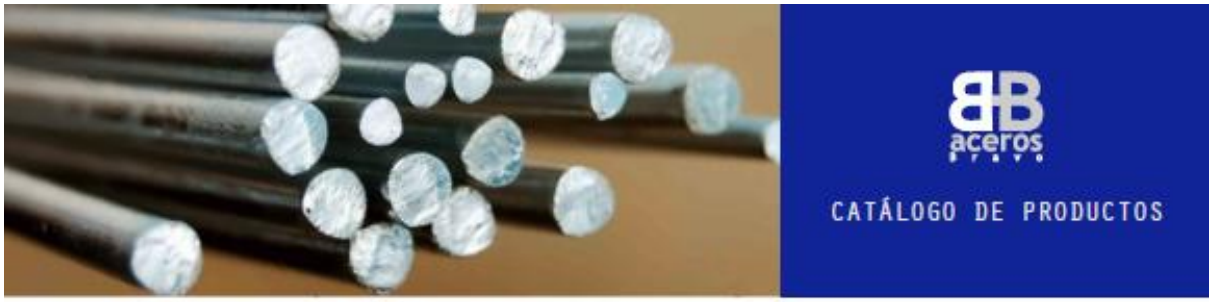


Figura 37. Plano del sistema armado

Anexo D

Fichas técnicas



ACEROS ALEADOS

SAE 4340

Descripción: Acero de medio carbono aleado con Cr-Ni-Mo. Posee buena resistencia a la fatiga, alta templabilidad, excelente tenacidad, regular maquinabilidad y baja soldabilidad. No presenta fragilidad de revenido. Apto para piezas y herramientas de grandes exigencias mecánicas.

Usos: Piezas y herramientas sometidas a las más grandes exigencias y a los más altos esfuerzos estáticos y dinámicos. Cigüeñales, cardanes, piñones, pernos y tornillos de alta resistencia, engranajes para máquinas, discos de freno, barras de torsión y árboles de transmisión.

SAE 4340

Composición química (%)	
C	0,38 - 0,43
Mn	0,60 - 0,80
Si	0,15 - 0,35
P	0,035 Máx.
S	0,04 Máx.
Cr	0,70 - 0,90
Ni	1,65 - 2,00
Mo	0,20 - 0,30

Tratamiento térmico Valores en ºC		
Forjado	850 - 1100	
Normalizado	870 - 900	
Revenido	530 - 670	
Recocido	750 - 850	
Templado	Aceite	840 - 880

Propiedades mecánicas	
	Bonificado
Resistencia a la tracción	95 - 105 kgf/mm²
Límite de fluencia	60 - 74 kgf/mm²
Dureza (HB)	280 - 340
Elongación	10 - 18 %

Formas: Redonda
Suministro: Laminado y forjado (Bonificado)

05

Figura 38. Características del acero AISI 4340

Codificación

Usando el código inteligente es posible seleccionar el CFW10 Easy Drive necesario para su aplicación de forma simple y rápida.

Producto y serie	Corriente nominal	Número de fases	Tensión de alimentación	Idioma del manual	Opcionales	Tarjeta de control	Filtro EMC incorporado[1]	Hardware especial	Software especial	Fin del código
	0152	T	2024	S	S	-	-	-	-	Z
CFW10	Consulte la tabla siguiente									
	P = portugués E = inglés S = español									
	S = *standard* (sin opcionales) O = con opcionales									
	En blanco = versión *standard* (con I/OS y analógicos sin potenciómetro) CL = versión *clean* (sin entrada analógica y sin salida digital) PL = versión *Plus* (*standard* con potenciómetro)									
	En blanco = *standard* (sin filtro) FA = con filtro EMC clase A (solamente para los modelos monofásicos 200-240 V ca) ¡Nota! 1) disponible solamente para los modelos monofásicos (S).									
	En blanco = *standard* (sin *hardware* especial) HX = *hardware* especial (versión X)									
	CP = versión *cold plate* (para montaje en superficies de disipación)									
	En blanco = *standard* (sin *software* especial) SX = *software* especial (versión X)									
	Z = fin del código									

Talla	Corriente nominal	Tensión de alimentación (50-60 Hz)		Frenado	Grado de protección	Nivel de emisión conducida[1] (Filtro footprint/bookstyle)
1	0016 = 1,6 A 0026 = 2,6 A	S = monofásico	1112 = 110-127 V ca	No	IP20	Clase C3 Máximo del cable es 50 m (164 ft). Clase C2[2] Máximo del cable es 30 m (98,4 ft). Clase C1 Máximo del cable es 5 m (16,4 ft).
2	0040 = 4 A			SI		
1	0016 = 1,6 A 0026 = 2,6 A 0040 = 4 A		2024 = 220-240 V ca	No		
2	0073 = 7,3 A			SI		
3	0100 = 10 A					
1	0016 = 1,6 A 0026 = 2,6 A 0040 = 4 A 0073 = 7,3 A	T = trifásico		No		-
2	0100 = 10 A			SI		
3	0152 = 15,2 A					

¡Nota! 1) La máxima frecuencia de conmutación es 5 kHz.
Para más informaciones de la relación de los convertidores, filtros y emisión conducid, consulte el Manual del Usuario.
Los modelos "S 2024" hay la opción de filtro incorporado, consulte el Manual del Usuario.
2) Para el modelo de 10 A, la máxima longitud es 40 m (131,2 ft.).

Especificaciones del Accionamiento

La forma correcta para especificar un Convertidor de Frecuencia es seleccionar un equipo que pueda suministrar como mínimo la corriente nominal del motor. Las potencias de los motores son apenas orientativas, podendo variar según el fabricante. Las potencias de los motores IEC están basadas en motores WEG de 4 polos, las potencias de los motores NEMA están basadas en la tabla NEC 430-150.

Tensión del Motor - 110-127 V ca y 220-230 V ca

Alimentación		Modelo	Corriente salida	IEC 50 Hz 220V 230V	NEMA 60 Hz 230V
			A	kW	HP
110-127V	Monofásica	CFW10 0016S 1112	1,6	0,25	0,25
		CFW10 0026S 1112	2,6	0,55	0,5
		CFW10 0040S 1112	4	0,75	1,0
220-230V		CFW10 0016S 2024	1,6	0,25	0,25
		CFW10 0026S 2024	2,6	0,55	0,5
		CFW10 0040S 2024	4	0,75	1,0
		CFW10 0073S 2024	7,3	1,5	2
		CFW10 0100S 2024	10	2,2	3
	Trifásica	CFW10 0016T 2024	1,6	0,25	0,25
		CFW10 0026T 2024	2,6	0,55	0,5
		CFW10 0040T 2024	4	0,75	1,0
		CFW10 0073T 2024	7,3	1,5	2
		CFW10 0100T 2024	10	2,2	3
		CFW10 0152T 2024	15,2	4	5

Figura 39. Ficha técnica variador de frecuencia Weg

VETO

Código CVI:

pow32011
pow40011
pow50010
pow63010

Descripción:

Power switch plus +

Datos Técnicos:
Power 220 Vac 32 Amp
Power 220 Vac 40 Amp
Power 220 Vac 50 Amp
Power 220 Vac 63 Amp

Color:

Blanco

Figura 40. Ficha técnica interruptor Veto

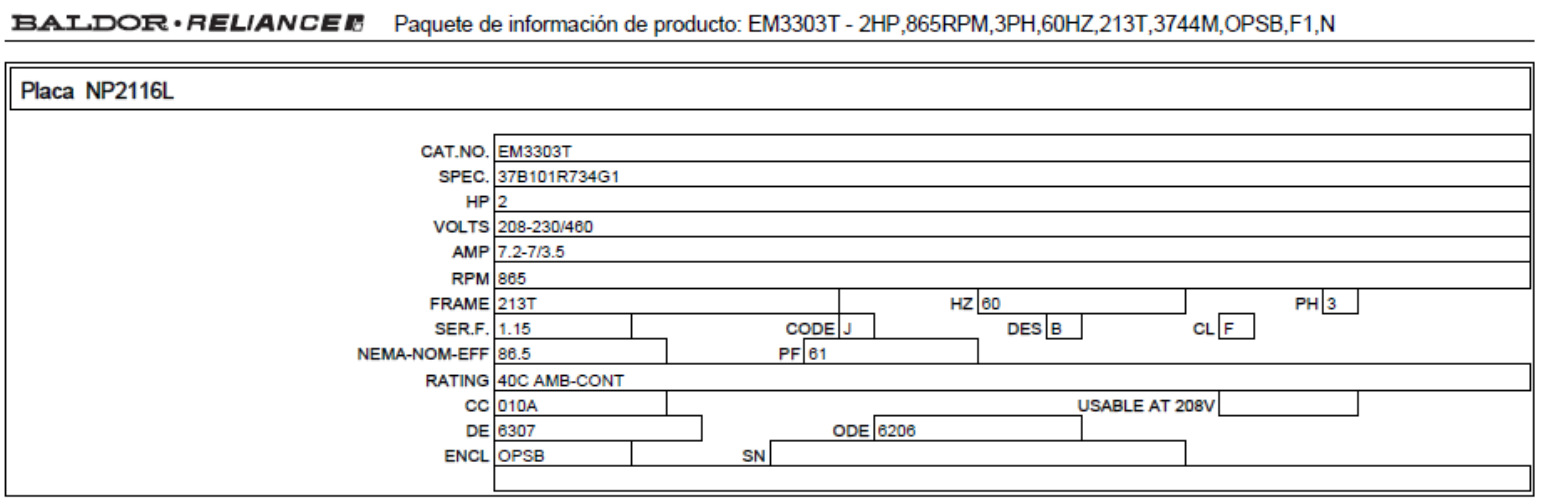


Figura 41. Ficha técnica motor eléctrico Baldor