

Diseño de una Máquina Rectificadora de Discos de Freno Estándar para Vehículos

Automotores Livianos.

Pablo A. Arroyo Maldonado

Universidad Internacional SEK

Nota de Autor

Pablo A. Arroyo Maldonado, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad
Internacional SEK; Director Ing. Yamandu Yáñez

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

Pbl_alejo@yahoo.com

atinarroyo@yahoo.es

DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, PABLO ALEJANDRO ARROYO MALDONADO, con cédula de identidad 171929103-9, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o 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.

PABLO ALEJANDRO ARROYO MALDONADO

C.I.: 171929103-9

DEDICATORIA

Al creador de todas las cosas Dios, quien me ha dado fortaleza para seguir adelante con mis sueños y por permitirme haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional. A mis padres que son un pilar fundamental y con cada uno de sus consejos han sido de gran ayuda para seguir adelante. A mis hermanos que siempre me han apoyado en cada una de mis decisiones, A mi querida esposa que siempre esta con migo apoyándome en cada uno de mis sueños y proyectos, A mi querida abuelita que con perseverancia a estado pendiente siempre de mis estudios y mi gran anhelo es dedicarle mi título a ella, por más duros que sean los tiempos la calma siempre viene a nuestras vidas, por ultimo a mis profesores por la sabiduría que me transmitieron en el desarrollo de mi formación profesional.

Pablo Alejandro Arroyo Maldonado

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo primeramente me gustaría agradecer a Dios por bendecirme cada instante para llegar hasta donde he llegado, porque haces realidad este sueño tan anhelado.

A mis padres Pablo Rubén y Patricia Del Carmen por apoyarme en cada momento, por los valores inculcados, y lo más importante haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida, sobre todo un excelente ejemplo de vida a seguir, por siempre promover la unión familiar. Que Dios los bendiga siempre.

A mis queridos hermanos que son un ejemplo a seguir día a día Dios los guíe y ampare cada uno de sus días y brinde protección.

A mí querida esposa por su apoyo incondicional día a día para culminar la tarea encomendada.

A mis profesores, Ing. Yamandu Yánez que me ha guiado durante este proceso de trabajo de grado, a todos los docentes de la Universidad Internacional SEK Del Ecuador que han compartido cada uno de sus conocimientos.

Y amigos pocos y por haber hecho de mi etapa universitaria una trayectoria de vivencias que nunca olvidare.

Índice de Contenidos

Introducción	11
Estado del arte	14
Materiales más empleados	17
Discos de hierro fundido.	17
Descripción del problema	22
Discos azulados	22
Discos desgastados excesivamente.....	23
Discos Agrietados.....	24
Discos Rayados.....	24
Partes principales del sistema de frenado	26
Pinzas de freno.....	27
Pastillas de freno.....	27
Actuador hidráulico.	28
Proceso de rectificado.....	30
Velocidad de rotación de la pieza:	33
Velocidad de avance:	34
Tiempo de torneado.....	36
Esfuerzos de corte.....	37
Fuerza de corte específica	39
Potencia de corte.....	40

Operaciones de torneado	44
Cilindrado	44
Proceso de refrentado.....	45
Esfuerzos	46
Esfuerzo Unitario.....	46
Dilatación.....	46
Partes y piezas de un torno convencional paralelo.....	47
Metodología.....	53
Fuerza necesaria para el rectificado.....	55
Cálculo del motor	56
Cálculo de la velocidad de corte	56
Cálculo de la potencia requerida.....	57
Motor Monofásico.	59
Mecanismo móvil que proporciona movimiento hacia el Chuck	60
Simulación de la bancada.	62
Resultados del estudio de la bancada.....	68
Simulación chumacera mandril.	70
Resultados de la chumacera.....	73
Mecanismo del carro de desplazamiento de charriot.....	75
Mecanismo de soporte y avance de las herramientas de corte para el rectificado de los discos de freno.	85
Cálculo del tornillo sin fin para el charriot.....	85

Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo (Pr).....	86
Mecanismo para el desplazamiento longitudinal.....	88
Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo(Pr).....	89
Planos de la máquina diseñada.	91
Diseño máquina rectificadora de discos.	98
Resultados.	99
Discusión.....	100
Conclusiones.....	101
Recomendaciones.....	102
Anexos.....	102
Bibliografía:	114

Índice de tablas y figuras

Tabla 1. Características mecánicas de la fundición hierro gris de los discos de Freno.....	15
Tabla 2. Condiciones de falla de los discos de freno.....	25
Tabla 3. Resistencia del material fundición gris.....	44
Tabla 4. Propiedades del estudio de la bancada.....	63
Tabla 5. Propiedades de material de la bancada.....	64
Tabla 6. Cargas en la superficie de la bancada.....	65
Tabla 7. Detalle de sujeciones en la superficie de la bancada.....	65
Tabla 8. Información de malla de la bancada.....	66
Tabla 9. Información de malla de la bancada – Detalles.....	66
Tabla 10. Fuerzas de reacción de la bancada.....	67
Tabla 11. Momentos de reacción de la bancada.....	67
Tabla 12. Información Propiedades de material.....	71
Tabla 13. Cargas en la superficie de la chumacera.....	71
Tabla 14. Detalle de sujeciones en la superficie de la chumacera.....	71
Tabla 15. Información de malla de la chumacera.....	72
Tabla 16. Información de malla de la chumacera – Detalles.....	72
Tabla 17. Propiedades del estudio del charriot.....	77
Tabla 18. Propiedades de material del charriot.....	78
Tabla 19. Carga en la superficie del charriot.....	79

Tabla 20. Detalle de sujeción en la superficie del charriot para la herramienta de corte.....	79
Tabla 21. Información de contacto directo de herramienta de corte.	80
Tabla 22. Tabla de Información de malla del charriot	80
Tabla 23. Tabla Información de malla – Detalles del charriot.	81
Tabla 24. Fuerzas de reacción del charriot.....	82
Tabla 25. Momentos de reacción del charriot.....	82

Figuras.

Figura 1. Discos de freno sometido a esfuerzos térmicos severos.....	16
Figura 2. Porcentajes de materiales en el material fundición gris.....	18
Figura 3. Disipación del calor en un disco de freno.....	20
Figura 4. Despiece sistema de frenado.....	26
Figura 5. Apertura del embolo con herramienta especial.....	29
Figura 6. Direcciones de la fuerza de corte.....	38
Figura 7. Ángulos de corte en una cuchilla.....	43
Figura 8. Proceso de refrentado y arranque de viruta.....	45
Figura 9. Partes y elementos de un torno convencional paralelo.....	47
Figura 10. Carro porta herramientas.	49
Figura 11. Distribución de palancas en caja de torno paralelo.	50
Figura 12. Partes y piezas de un mandril de torno.	52

Figura 13. Motor en despiece.	59
Figura 14. Medidas del rodamiento rígido de bolas.	61
Figura 15. Información de modelo de la bancada.	62
Figura 16. Fuerzas resultantes de la bancada.	67
Figura 17. Bancada -Análisis estático.	68
Figura 18. Bancada -Análisis estático Desplazamientos.....	69
Figura 19. Bancada -Análisis Deformación unitaria equivalente.	69
Figura 20. Información de modelo de la chumacera.	70
Figura 21. Simulación chumacera mandril sometido a stress.	73
Figura 22. Simulación chumacera mandril pieza con deformación.	74
Figura 23. Mallado del charriot.	75
Figura 24. Mallado completo del cuerpo del charriot.	81
Figura 25. Porta cuchillas-Análisis estático.....	83
Figura 26. Porta cuchillas-Análisis estático Desplazamientos.	84
Figura 27. Máquina rectificadora de discos.	98

Introducción

Desde el comienzo de la vida útil de un sistema o máquina, independiente de su buen diseño y de la calidad de su fabricación, el usuario debe tener en cuenta que con el transcurrir del tiempo la máquina o sistema sufrirá cambios irreversibles que pueden incurrir en la disminución en la prestación de sus funciones. Por lo que es necesario mantener el correcto desempeño del sistema mediante tareas de mantenimiento.

En el medio automotriz del Ecuador, los talleres mecánicos no poseen herramientas especializadas que les permitan brindar un buen servicio al cliente de forma segura, rápida y con un diagnóstico técnico preciso, por lo que es muy común que se realice solamente la observación como mantenimiento preventivo de un vehículo automotor liviano.

Sin embargo para la verificación del sistema de frenos es muy importante tener en cuenta que no es posible determinar el estado de los componentes tan solo con la observación. Es necesario el desmontaje de los elementos para tomar medidas y tolerancias especificadas por el fabricante. Esto ayuda a dictaminar si se requiere únicamente dar mantenimiento preventivo o correctivo.

Un problema común que tienen los talleres automotrices es que al momento de dar un mantenimiento correctivo, comúnmente rectificación de discos de freno, no poseen la máquina para realizar esta tarea debido al alto costo de inversión que supera los diez mil dólares y el largo plazo de recuperación de la inversión.

Por lo cual el presente trabajo tendrá como objetivo el diseño de una máquina rectificadora de discos de freno para trabajos de mantenimiento preventivo en el sistema de frenado del vehículo cuyo costo sea mucho menor al de un torno convencional.

El alcance de esta máquina a diseñar es el de utilizar mecanismos de maquinado por desbaste de baja revolución para proponer un sistema de mantenimiento correctivo de frenos económico, especializado y rentable.

Se pretende diseñar la máquina para que sea más pequeña que un torno convencional, ocupando una pequeña área dentro del taller.

Esquematizar la máquina para que los discos a rectificar sean de hasta veinte y cinco centímetros de diámetro.

Modelar todos los componentes de la máquina en un software que permita la simulación real en tres dimensiones.

El sistema de frenos es sin duda el más importante para la seguridad vial del automóvil, éste sistema de frenos por discos y pastillas necesita una mayor fuerza de accionamiento para obtener la misma fuerza de frenado respecto a otros sistemas. El buen estado de las pastillas y discos influye de forma directa en la acción de frenado.

La capacidad de auto regulación para compensar el desgaste de los materiales de fricción, la simplicidad de su construcción y a la vez su eficacia junto al bajo costo de sus componentes de fricción y su elevada durabilidad sin fallo son entre otras las ventajas que lo han llevado a ser los frenos por excelencia de los vehículos.

El cliente busca mantenimiento económico de buena calidad, para un buen mantenimiento de los discos de freno conviene revisarlos cada 20000 km como norma general, pero cambiar discos de freno cada mantenimiento es un procedimiento altamente costoso para el cliente, por lo que los fabricantes de disco colocan el espesor mínimo que deben tener para un buen funcionamiento, espesor que es medido en cada revisión.

Pero la planitud del disco es una característica crítica para una frenada progresiva y libre de vibraciones no solo en frío sino también en caliente. Si esta planitud no se encuentra dentro de los valores requeridos pueden producir vibraciones que producen daños en los mecanismos del sistema de frenado.

Por lo tanto que el espesor del disco desgastado esté dentro del rango permitido no asegura el buen funcionamiento del mismo, sino que va arraigado a la planitud y por lo tanto en un mantenimiento correctivo que no requiera reemplazar los discos la rectificación es estrictamente necesaria para garantizar el buen funcionamiento del sistema.

Un problema que afrontan los talleres automotrices es que muchos de sus servicios deben ser tercerizados, y puntualmente en el sistema de frenado al ser costosos los equipos recurren a talleres más grandes o empresas metalmecánicas que prestan este tipo de servicios.

Esto provoca que el tiempo de mantenimiento sea mayor causando que el cliente deba esperar hasta dos o tres días para que esté correctamente montado el sistema de frenado. Y también causa pérdidas económicas al taller al tener que subcontratar el servicio de rectificado haciendo que el costo del servicio prestado incremente pese a ser más barato que reemplazar los discos.

Por lo antes mencionado el diseño de una máquina rectificadora permite el correcto mantenimiento de los discos de frenos brindando una confiabilidad y calidad en el servicio al usuario además de rapidez en la rectificación y una seguridad técnica que permitirá una mayor durabilidad en el sistema reparado. También reduce costos al interior del taller creando mayor rentabilidad y posiblemente abaratando el costo del mantenimiento para el usuario.

Estado del arte

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea disipado a la atmosfera lo más rápidamente posible. La temperatura que alcanza en un frenado súbito es cercana a los 800 grados centígrados, llegando incluso al colapso del sistema.

(E. Cañibano, 2005)

Por tal motivo, los discos de freno son fabricados de hierro gris, ya que el material adquiere mayor ventaja sobre otros por sus buenas propiedades tecnológicas de fabricación y las buenas propiedades mecánicas y térmicas que presenta. La fundición blanca, es muy dura, se rompe fácilmente y es muy difícil de moldear. La fundición gris nodular, contiene carbono precipitado en forma de pequeños aglomerados.

(Martinez Krahmer, 2000)

La fundición gris de grafito laminar es la más conocida y sirve para fabricar los discos de freno comerciales, en este tipo de fundición el grafito aparece en forma laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos de freno. (Martinez Krahmer, 2000)

Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto costo que tienen son inviables para los vehículos comunes. En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hace muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen poco factibles de emplear, ya que necesitan un sobredimensionamiento que hace que pierden las ventajas de reducción en peso. (Manuel Vega, 2000)

Tabla 1. Características mecánicas de la fundición hierro gris de los discos de freno

Propiedades físicas	Valores
Resistencia a tracción	240 N / mm ²
Dureza	170 – 250 HB

Fuente: (Manuel Vega, 2000)

Los mecanismos de fricción se trata de la eficacia de las pastillas que tienden a reducir la velocidad del disco de freno y por tanto del vehículo, el mecanismo básico que entra en juego siempre es la fricción. En el caso del contacto entre pastillas y disco de freno, su valor es inferior a 1 y en la mayor parte de los casos del orden de 0.4.

La fricción es el mecanismo básico de la transformación de la energía mecánica en energía térmica. La producción de calor está vinculada a las rupturas que se producen entre los materiales que están en contacto. Puede tratarse de la ruptura de cristales a

través del fenómeno de la abrasión, un granulo muy duro, deslizándose, rompe el material que se opone. (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

El otro mecanismo es el de la adhesión-ruptura la presión y la temperatura provocan la difusión de un material en el otro, e incluso la fundición de uno de los materiales. Ya que los dos elementos se desplazan en sentido inverso, estos dos mecanismos intervienen durante el roce de una pastilla contra un disco de freno.

El material que se funde básicamente es el hierro gris del disco de freno, de hecho, las temperaturas, en las primeras micras bajo la superficie, pueden llegar a superar la temperatura de fundición del hierro, y a una profundidad de dos milímetros bajo la superficie del disco, es normal llegar a temperaturas hasta los 800 grados centígrados. (E. Cañibano, 2005)

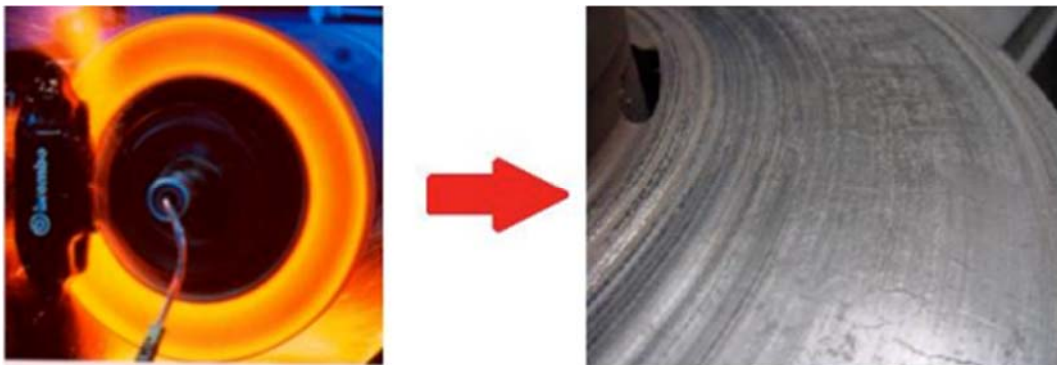


Figura 1. Discos de freno sometido a esfuerzos térmicos severos

Fuente: (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

Materiales más empleados

Discos de hierro fundido.

La composición del disco de freno fundamentalmente el hierro gris adquiere mayor ventaja sobre estos materiales por sus buenas propiedades tecnológicas de fabricación y buenas propiedades mecánicas y térmicas que presentan. Se puede constatar que para cada tipo de vehículos se necesitaría un tipo de fundición con características especiales, pero esto no siempre es posible. (E. Cañibano, 2005)

Para modificar las prestaciones de un hierro se interviene en dos aspectos, la composición química y el tratamiento térmico durante la colada . (Manual Técnico de la pastilla de freno, 2008)

La composición química del material de los discos de freno es una fundición Gris nodular de grafito lamina que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. El hierro contiene otros elementos además del C,Si,Mn,P, y se le denomina hierro aleado.

Podemos ver el porcentaje de los diferentes elementos aleantes con el hierro. En ocasiones especiales se fabrican a base de carbono.

Pueden ser macizos o autoventilados. Estos últimos se utilizan cuando van a estar sometidos a grandes presiones de frenada.

(Manual Técnico de la pastilla de freno, 2008)

Disponen ranuras radiales a lo largo de todo su perímetro para facilitar la evacuación del calor. Los discos ventilados, a su vez, pueden estar perforados para mejorar su refrigeración y aligerar su peso. Es en su superficie exterior donde van a rozar las pastillas para producir la frenada del vehículo. Giran solidarios a las ruedas, durante la frenada, están sometidos a grandes presiones y altas temperaturas.

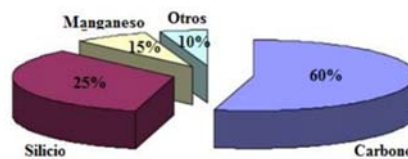


Figura 2. Porcentajes de materiales en el material fundición gris

Fuente: (Manuel Vega, 2000)

Los esfuerzos que están sometidos los discos de freno, durante la puesta en funcionamiento de los discos de freno inmediatamente cuando el automóvil comienza su movimiento se somete a una fuerza llamada tracción, sin embargo las fuerzas que mas tienen efecto sobre el disco son la fuerza de compresión y centrifuga, estas se explican en los siguientes dos apartados. (E. Cañibano, 2005)

El esfuerzo mecánico se puede determinar cuando el vehículo está en marcha, independiente de las fases de frenado, el disco de freno está sometido a escaso estrés mecánico. Bajo el efecto centrifugo debido a la rotación del disco crea un esfuerzo de

tracción. (E. Cañibano, 2005)

Al frenar, el disco se ve solicitado por dos nuevas fuerzas. Ante todo, la fuerza de compresión que deriva del apoyo de las pastillas perpendicularmente a la superficie del disco. Esta fuerza a su vez es el resultado de la aplicación de la presión del liquido de los frenos en la superficie del pistón en la pinza.

La fuerza frenante debido al roce de la pastilla contra la superficie del disco se traduce en la fundición en un esfuerzo de tracción. De hecho la parte situada en contacto con la pastilla es frenada, es decir sufre una fuerza opuesta al movimiento rotativo, consiguen valores de esfuerzo de tracción del orden de 10- 20MPa de manera general, dado que dicho esfuerzo está repartido en toda la superficie de la pastilla, su valor es aún más reducido y bastante más lejano del límite de ruptura, cabe destacar que este límite disminuye con la temperatura y en medida mucho más acentuada si existen grietas en la fundición. (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

Entonces se pueden producir severas rupturas, las microgrietas que pueden producirse después de largos periodos de funcionamiento está relacionada con este tipo de estrés repetido que se llama Fatiga. (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

El esfuerzo térmico es uno de los factores más importantes en cuanto a daño del disco, ya que toda la energía mecánica que pierde el vehículo al frenar se encuentra en

forma de calor generado en el interfaz disco-pastilla. El flujo de calor aportado al principio del frenado es muy alto. El calor se genera al entrar en contacto con dos superficies, la pastilla y el disco de freno, el reparto de los flujos de calor depende de las características físico-químicas de los dos materiales, relativamente constantes por lo que concierne a las fundiciones. Se destaca que en la mayoría de los casos más del 80% del calor generado termina en los discos, por dicha razón es preciso favorecer el enfriamiento del disco de freno. Se puede aumentar la superficie de intercambio, como ocurre en los discos ventilados, o se puede incrementar el caudal de aire, mejorando a través de la conformación de las aletas. (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

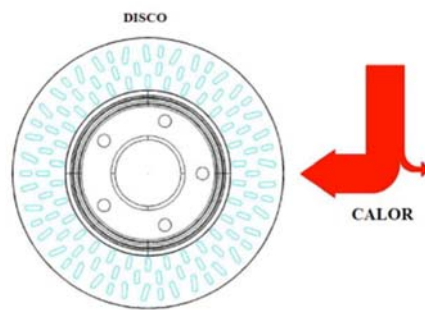


Figura 3. Disipación del calor en un disco de freno

Fuente: (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

El excesivo aumento de la temperatura en los discos de freno también tiene numerosas consecuencias, puede ocurrir una transformación de la fundición con azulado de la superficie, o una deformación permanente del disco. Por conducción, el calor se traslada hacia la campana, en este caso la pista del disco se curva y se transforma en un cono termino técnico conicidad, no encontrando la forma original al enfriarse.

(Manual Técnico de la pastilla de freno, 2008)

Los discos de freno están en continua mejora para ofrecer al conductor y a sus acompañantes, seguridad y un desempeño cada vez más eficiente. Hay parámetros con los cuales el performance puede variar, como lo son la geometría y la composición química.

Existe evidencia de que un inadecuado calculo en los elementos aleantes o un mal diseño geométricamente en los discos de freno, pueden evitar una acción de frenado confortable o siendo más drásticos, un disco de freno mal diseñado puede causar situaciones no gratas o incluso puede correr riesgos la vida de las personas.

Dado que el disco es un elemento automotriz crítico, se deben diseñar, analizar y realizar pruebas vehiculares de estas partes antes de ser instalados en las unidades. El riesgo que hay de no hacerlo, puede ser variado. (Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, 1997)

Una de las formas de falla vehiculares debidos a un mal diseño del disco de freno.

Demasiado esfuerzo al pisar el pedal del freno.

Desgaste prematuro de componentes discos-pastillas de freno.

Ruidos al frenar en frio o en caliente.

Pobre desempeño al momento de frenar.

Vibración en pedal al aplicar el pedal del freno.

Vibración en el volante de dirección al aplicar el pedal de freno.

Ruptura catastrófica en un elemento del sistema de frenos.

Las posibles averías en los discos de freno son cuando los elementos frenantes se cambian por parejas, por tanto, cuando se precisa cambiar un disco de freno, es necesario sustituir el otro disco del mismo eje. A su vez, se deben reemplazar las pastillas por unas nuevas aunque todavía no se hayan desgastado totalmente.

Descripción del problema

Discos azulados

Cuando los discos de freno presentan un color azulado en la superficie de contacto con las pastillas, se ha producido en ellos una transformación en la estructura del material. Ello es debido a que el disco ha trabajado a unas temperaturas por encima

de su límite de trabajo en este caso sería por frenadas contundentes, descensos prolongados reteniendo el vehículo exclusivamente con el freno, mantener el pie ligeramente apoyado sobre el pedal de freno mientras que el vehículo se desplaza. En esta situación el disco es propenso a la aparición de grietas.

(Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Durante la frenada se pueden producir vibraciones que se intensificaran con el aumento de kilómetros realizados.

Se evita dicho efecto de las siguientes formas.

Las frenadas deben ser suaves y progresivas durante los primeros 300 kilómetros de las pastillas y discos

Evitando someter a los discos a sobrecalentamientos innecesarios y a condiciones de trabajo extremas

Discos desgastados excesivamente.

El desgaste del disco no debe exceder del límite marcado por el fabricante, de lo contrario, el disco no es capaz de evacuar el calor que se produce durante la frenada y se somete a sobrecalentamientos excesivos provocando la aparición de grietas y la transformación estructural del material que a su vez provocará la aparición de ruidos y

vibraciones. (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Discos Agrietados.

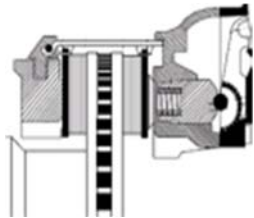
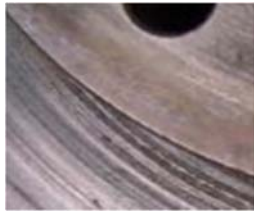
La aparición de grietas se produce como consecuencia de un sometimiento del disco a altas temperaturas. Las grietas debilitan considerablemente al disco que puede llegar incluso a romperse totalmente. Se puede apreciar claramente por el tamaño del surco que se genera en el borde exterior y por qué provoca ruidos y vibraciones durante la frenada. (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Discos Rayados.

Como consecuencia de un desgaste excesivo de pastillas. Las pastillas se han desgastado tanto que su soporte llega a rozar contra el disco dejando unos surcos pronunciados en la zona de rozamiento del disco al rozar metal con metal.

Se puede reconocer fácilmente el síntoma por la disminución de la eficacia de la frenada así como por el ruido que se produce al frenar. (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Tabla 2. Condiciones de falla de los discos de freno.

CONDICIÓN	CAUSA	EFEECTO
Superficie de contacto entre pastillas con manchas	Calentamiento severo	
Depósitos de material de pastillas incrustados en la superficie	Mal coeficiente de fricción disco-pastilla, materiales no compatibles	
Adelgazamiento de las paredes de contacto con las pastillas de freno.	Material del disco demasiado suave	
Generación de surcos a lo largo de la superficie de contacto	Material de las pastillas de freno muy abrasivo.	
Grietas en la superficie de contacto con las pastillas de freno.	Esfuerzos térmicos muy severos.	
Fracturas catastróficas del disco de freno	Material y geometría del disco no adecuado y esfuerzos térmicos severos.	

Fuente: (Arroyo, 2015)

Partes principales del sistema de frenado

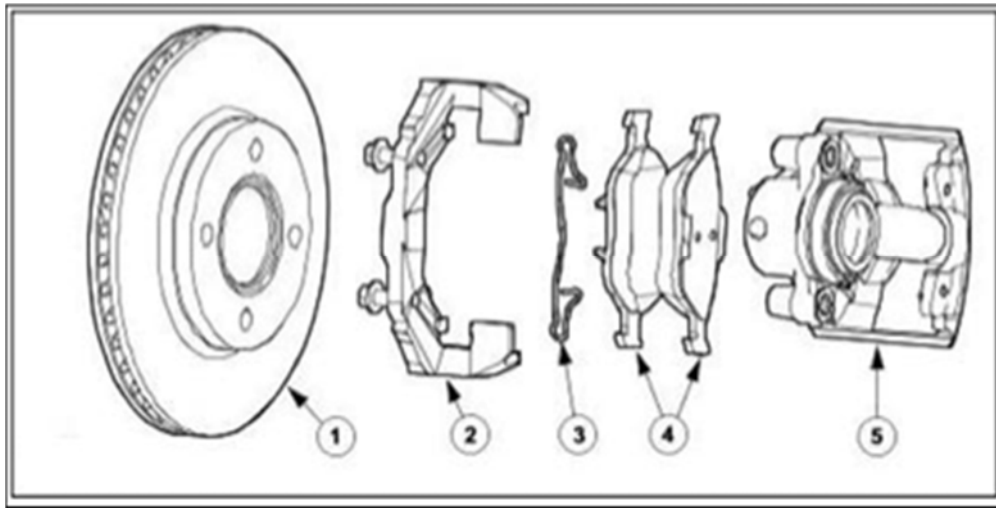


Figura 4. Despiece sistema de frenado

Fuente: (<http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>, 2015)

- 1) Disco de freno
- 2) Soporte del Cáliper de freno
- 3) Broche de sujeción de la pastilla
- 4) Pastilla
- 5) Cáliper de freno

Pinzas de freno.

Las pinzas de freno abrazan las pastillas y es en ellas se monta en el actuador hidráulico. Tienen practicada una entrada para la tubería de presión y un orificio donde aloja el purgador. Las pinzas más habituales son el tipo deslizante o flotante y fijas, ambas con distintas variedades.

Las pinzas deslizantes más habituales disponen de uno o dos actuadores hidráulicos que inciden sobre una de las pastillas de frenos. Durante la frenada, cuando el actuador ejerce presión sobre la pastilla, se produce el deslizamiento de la pinza que provoca que la otra pastilla se desplace contra el disco con la misma presión. (Sistemas de transmision y Frenado, 2012)

Pastillas de freno.

Son los elementos que rozan sobre el disco para reducir su velocidad. Disponen de una superficie metálica que les sirve de soporte al forro de frenos y de apoyo en la pinza. La superficie del forro se adapta perfectamente a la superficie del disco. (Sistemas de transmision y Frenado, 2012)

Actuador hidráulico.

Está alojado en la pinza su función consiste en presionar a las pastillas de freno contra el disco para frenar la rueda cuando se pisa el pedal.

(Sistemas de transmision y Frenado, 2012)

Por cuanto para identificación del buen estado de sus partes y piezas se debe tener un método de desmontaje y montaje del sistema de disco de freno y su sistema de frenado.

1. Aflojar las tuercas de la llanta, levantar el vehículo y sacar la llanta delantera
2. Quitar seguro del sistema de mordazas.
3. Recorrer la manguera del freno hacia la parte trasera del sistema.
4. Separar las mordazas de la placa de soporte del sistema.
Con herramienta a la mano aflojar los pernos de apriete del sistema.
5. Retirar las pastillas de freno.

6. Retraer el embolo con herramienta especial.

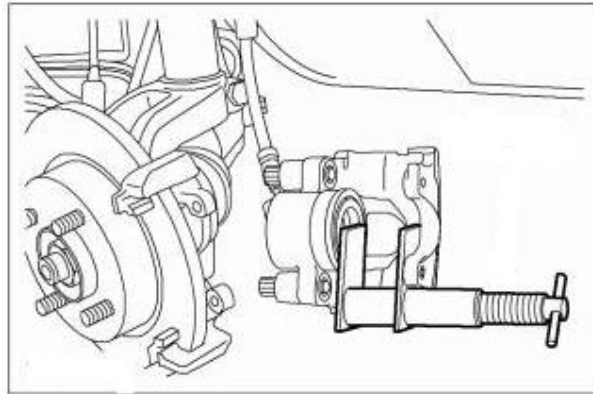


Figura 5. Apertura del embolo con herramienta especial.

Fuente: (<http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>, 2015)

7. Desmontaje del disco de freno

Proceso de rectificado

El rectificado es un proceso aplicado en las últimas etapas de los procesos de precisión, por lo que los requisitos de calidad son exigentes y cualquier daño producido sobre la pieza supone un coste elevado. Dependiendo de la tipología de pieza que se desee mecanizar, el rectificado presenta diferentes variantes.

El rectificado cilíndrico es una de las más ampliamente empleadas en sectores como el de la automoción, el aeronáutico o el de los bienes de equipo para la fabricación de componentes complejos como álabes de turbina, engranajes helicoidales o brochas. (Arroyo, 2015)

La selección de los parámetros de mecanizado en la puesta a punto de este proceso requiere de un elevado número de ensayos experimentales ya que, por un lado, los requisitos en cuanto a acabado e integridad superficial y tolerancias dimensionales son muy exigentes. Por otro lado, el número de variables que influyen en el proceso de rectificado es muy elevado. (<http://www.xixcnim.uji.es>)

Es muy importante tener en cuenta pasos a seguir para un buen rectificado, los parámetros de corte fundamentales que hay que considerar en el proceso de torneado, sería la elección del tipo de herramienta más adecuado para desempeñar la función de arranque de viruta de acuerdo al material a ser maquinado. (<http://www.xixcnim.uji.es>)

La velocidad de corte(V_c) en unidades(m/min).

Diámetro exterior del torneado(mm).

Revoluciones por minuto(rpm) al cual girará la pieza a ser maquinada.

Avance en mm/rev, de la herramienta.

Avance en mm/min de la herramienta.

Profundidad de desbaste por cada pasada dada en (mm)

Esfuerzos de corte (Kgf/mm^2) (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Para un trabajo de rectificación de disco de freno debemos tomar en cuenta los siguientes factores los cuales influyen directamente al trabajo a realizarse en el elemento por lo cual una de las más fundamentales para un buen acabado de las caras de las superficies del disco se debe tener en cuenta la velocidad de corte la velocidad lineal de la periferia de la pieza que está en contacto con la herramienta. La velocidad de corte, que se expresa en metros por minuto (m/min), tiene que ser elegida antes de

iniciar el mecanizado y su valor adecuado depende de muchos factores, especialmente de la calidad y tipo de herramienta que se utilice, de la profundidad de pasada, de la dureza y la maquinabilidad que tenga el material que se mecanice y de la velocidad de avance empleada. (<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

$$V_c = \frac{D * \pi * n}{1000} \quad (1)$$

Donde:

V_c = velocidad de corte

D = diámetro de la pieza (en este caso diámetro del disco)

n = revoluciones por minuto

La velocidad de corte es el factor principal que determina la duración de la herramienta.

Una alta velocidad de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo pero

acelera el desgaste de la herramienta. (<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

La velocidad de corte excesiva puede dar lugar a:

Desgaste muy rápido del filo de corte de la herramienta

Deformación plástica del de corte con pérdida de tolerancia del mecanizado.

Calidad del mecanizado deficiente

La velocidad de corte demasiado baja puede dar lugar a:

Formación de filo de aportación en la herramienta

Efecto negativo sobre la evacuación de viruta

Baja productividad

Coste elevado del mecanizado

(<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

Velocidad de rotación de la pieza:

La velocidad de rotación del cabezal del torno se expresa habitualmente en revoluciones por minuto (RPM), en los tornos convencionales hay una gama limitada de velocidades, que dependen de la velocidad de giro del motor principal y del número de velocidades de la caja de cambios de la máquina.

La velocidad de rotación de la herramienta es directamente proporcional a la velocidad de corte e inversamente proporcional al diámetro de la pieza.

$$n(\text{min}^{-1}) = \frac{V_c\left(\frac{m}{\text{min}}\right) * 1000\left(\frac{\text{min}}{m}\right)}{\pi * D_c(\text{mm})} \quad (2)$$

(<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

Velocidad de avance:

El avance o velocidad de avance en el torneado es la velocidad relativa entre la pieza y la herramienta, es decir la velocidad con la que se progresa el corte.

El avance de la herramienta de corte es un factor muy importante en el proceso de torneado, cada herramienta puede cortar adecuadamente en un rango de velocidades de avance por cada revolución de la pieza, denominado avance por revolución.

Este rango depende fundamentalmente del diámetro de la pieza, de la profundidad de pasada, y de la calidad de la herramienta, el rango de velocidades se determina experimentalmente y se encuentra en los catálogos de los fabricantes de herramientas. (<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

Además esta velocidad está limitada por las rigideces de las sujeciones de la pieza y de la herramienta y por la potencia del motor de avance de la máquina.

El grosor máximo de viruta en mm es el indicador de limitación más importante para una herramienta, el filo de corte de las herramientas se prueba para que tenga un valor determinado entre un mínimo y un máximo de grosor de viruta.

La velocidad de avance es el producto del avance por revolución por la velocidad de rotación de la pieza. (<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

$$F(\text{mm/minuto}) = N(\text{rpm}) \times F(\text{mm/revolución}) \quad (3)$$

Al igual que con la velocidad de rotación de la herramienta, en los tornos convencionales la velocidad de avance se selecciona de una gama de velocidades disponibles, mientras que los tornos de control numérico pueden trabajar con cualquier velocidad de avance hasta la máxima velocidad de avance de la máquina.

(<http://www.xixcnim.uji.es>)

Efectos de la velocidad de avance:

Decisiva para la formación de la viruta

Afecta al consumo de potencia

Contribuye a la tensión mecánica y térmica

La elevada velocidad de avance da lugar a:

Buen control de viruta

Menor tiempo de corte

Menor desgaste de la herramienta

Riesgo más alto de rotura de la herramienta

Elevada rugosidad superficial del mecanizado

(<http://www.xixcnim.uji.es>)

La velocidad de avance baja da lugar a:

Viruta más larga

Mejora de la calidad del mecanizado

Desgaste acelerado del tiempo de mecanizado

Mayor coste del mecanizado

(<http://www.xixcnim.uji.es>)

Tiempo de torneado

Es el tiempo que tarda la herramienta en efectuar una pasada

$$T \text{ (minutos)} = \frac{\text{Longitud de pasada (mm)}}{F \text{ (mm/minuto)}}$$

(4)

(<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

Esfuerzos de corte

En la deformación de las virutas se presentan fuerzas de deformación, de cortadura o de cizallamiento y de fricción. Estas fuerzas exigen un adecuado esfuerzo de accionamiento(esfuerzo motor) y determinan las dimensiones de los elementos constructivos que constituyen la máquina herramienta. (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

El rozamiento, la fricción, se produce por ejemplo en la superficie de ataque y de incidencia de la herramienta. Esta fuerza no debe ser menospreciada, según recientes investigaciones solamente la parte del rozamiento que se produce en la superficie de incidencia vale casi la tercera parte del esfuerzo total de corte. Esto nos aclara también el porqué del gran desgaste que experimenta la superficie de incidencia.

Para poder determinar la magnitud de los esfuerzos de corte se fijan direcciones de acción principales. En el torneado intervienen las siguientes fuerzas.

(Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Fuerza principal de corte (FC)

Fuerza de avance de corte (FV)

Fuerza en el vástago(FS)

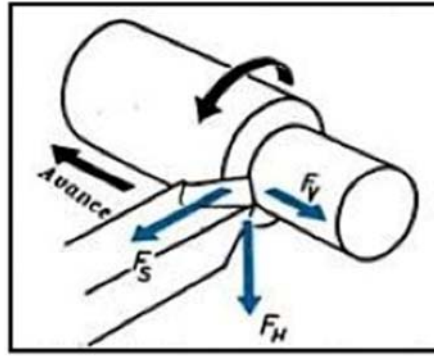


Figura 6. Direcciones de la fuerza de corte

Fuente: (<http://www.xixcnim.uji.es>)

Las fuerzas de corte no son de la misma magnitud en cada momento, sino que oscilan alrededor de un valor medio (Fuerzas Oscilantes). La diferencia entre los valores máximos y mínimos es tanto menor cuanto mayor sea la velocidad.

Las fuerzas de avance y en el vástago son notablemente más pequeñas que la fuerza principal de corte. Tienen influencia, por ejemplo, la relación s/a , el redondeamiento del filo de la herramienta, el ángulo de posición, el ángulo de inclinación, el ataque, y el embotamiento del filo. (Rodríguez Avilez E.L , 2011)

Fuerza de corte específica

Para el cálculo de los esfuerzos de corte así como de la potencia motriz de las máquinas es parte de la fuerza específica de corte (K_s) es decir de la fuerza de corte que actúa sobre cada mm^2 de la sección de la viruta. (Pareto Luis)

$$F=A \cdot K_s \quad (5)$$

Donde:

F = Esfuerzo de corte o fuerza de corte

A =Sección de viruta en mm^2

K_s = Fuerza específica de corte, que para cálculos aproximados puede fijarse en 3 a 5 veces la resistencia a la ruptura por tracción del material o podemos verlos mediante tablas las cuales están en función del tipo de material y del avance unitario " s "(mm/rev).

La fuerza de corte específica es función específicamente del material de la pieza pero depende también de otras condiciones del corte. Tiene especial importancia el hecho de que la fuerza específica de corte desciende notablemente cuando aumenta la sección transversal de la viruta o lo que es lo mismo el avance. Es favorable además un ángulo de ataque grande. (Pareto Luis, pág. 104)

También juegan su papel la longitud del filo de la herramienta que cae en el corte, la relación s/a , el ángulo de posición, el redondeamiento del filo y también, incluso, el material del filo (el metal duro es más ventajoso que el acero rápido).

La fuerza de corte específica es además mayor en la proximidad de la punta del útil.

Por el contrario, la velocidad de corte y en especial la velocidad de corte elevada, no tiene influencia alguna. (Pareto Luis, pág. 104)

Potencia de corte

La potencia de corte P_c es necesaria para efectuar un determinado mecanizado se calcula a partir del volumen de arranque de viruta, la fuerza específica de corte y del rendimiento que tenga la máquina, se expresa en kilovatios (KW).

Esta fuerza específica de corte F_c , es una constante que se determina por el tipo de material que se está mecanizando, geometría de la herramienta, espesor de viruta, etc.

Para poder obtener el valor de potencia correcto, el valor obtenido tiene que dividirse por un determinado valor (p) que tiene en cuenta la eficiencia de la máquina, este valor es el porcentaje de la potencia del motor que está disponible en la herramienta puesta en el husillo. (<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

$$P_c = \frac{A_c * p * f * F_c}{60 * 10^6 * \rho} \quad (6)$$

donde

- P_c es la potencia de corte (kW)
- A_c es el diámetro de la pieza (mm)
- f es la velocidad de avance (mm/min)
- F_c es la fuerza específica de corte (N/mm²)
- ρ es el rendimiento o la eficiencia de la máquina

(<http://newtec.blogspot.com>, 2008)

De acuerdo a la velocidad de corte es muy importante tener en cuenta el tipo de acero el cual va a ser trabajado, el material cual va a ser desbastado o rectificado es fundición gris. (Arroyo, 2015)

Se necesita prácticamente herramientas de corte específicas para realizar un trabajo sin que el material a ser trabajado ni la herramienta sufran ningún tipo de cambio ya sea deformación o un acabado que no se desee. (Arroyo, 2015)

Por eso existen aceros y materiales para herramientas de corte uno de los más fundamentales es acero al carbono son aquellos aceros sin alear, cuyas propiedades están determinadas por su contenido en carbono (C), aunque contienen pequeñas cantidades de otros elementos de aleación $Si < 0.5\%$, $Mn < 0.8\%$, y otros.

(Nicolas Larburu Arrizabalaga, pág. 406)

Los aceros tenaces y muy tenaces(0.65 a 0.85 de C) se emplean para matrices, herramientas de corte, los tenaces duros (1 a 1.5 de C) se utilizan para brocas, machos de roscar, fresas y los de clase muy dura herramienta de corte de dureza elevada a velocidades normales de corte a temperaturas no superiores a 250 grados centígrados por su poca resistencia a temperaturas superiores su dureza es ~ 65 HRc. El temple se efectúa al agua (Nicolas Larburu Arrizabalaga, pág. 406)

Por eso es importante el afilado de las cuchillas de corte es uno de los factores más importantes que deben ser tomados en cuenta para proceder a mecanizar cualquier tipo de metal en una máquina en este caso un torno convencional, la cuchilla debe estar correctamente afilada, de acuerdo con el tipo de material con el que se va a trabajar y debe tener una afilado de acorde para su función la cual va desempeñar que es proceso de arranque de viruta, para tener una herramienta de corte correctamente afilada, se debe tener en cuenta en especial los ángulos que forman las aristas cortantes.

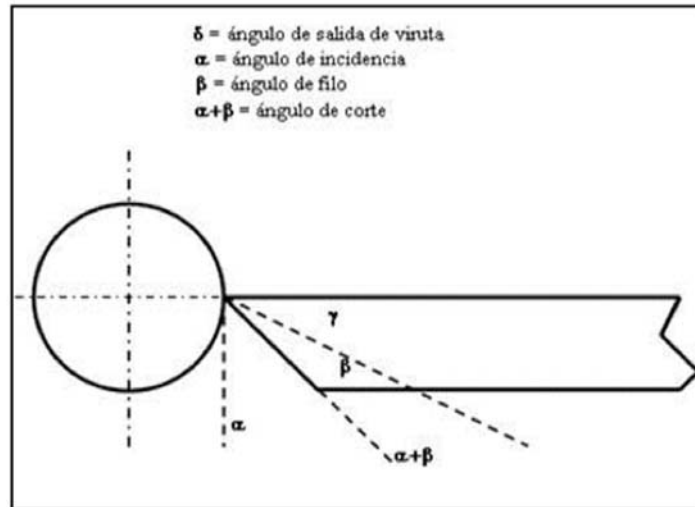


Figura 7. Ángulos de corte en una cuchilla

Fuente: (Nicolas Larburu Arrizabalaga)

De acuerdo a los ángulos de corte de la herramienta a ser afilada hay factores que afecta la vida útil de la misma y hay que tomar en cuenta. La clase de material que se corta, la microestructura del material, la dureza y el material del cual está hecha dicha herramienta.

Para determinar el tipo y el valor aproximado del ángulo de ataque debe considerarse la dureza del material a ser desbastado en una maquina determinada, tipo de ejecución de corte (continuo o interrumpido), material y forma de la herramienta de corte, y por ultimo podemos darnos cuenta la resistencia al borde del corte.

Tabla 3. Resistencia del material fundición gris

Material de la pieza	Resistencia o dureza (HB)	Material de la cuchilla					
		HSS			MD		
		α	γ	β	α	γ	β
Fundición Gris	180 HB	6	10	74	5	6	79

Fuente: (Napoles Alberro Amelia)

Operaciones de torneado

Cilindrado

Esta operación consiste en la mecanización exterior a la que se somete a las piezas que tienen mecanizados cilíndricos. Para poder efectuar esta operación, con el carro transversal se regula la profundidad de pasada y, por tanto, el diámetro del cilindro, y con el carro paralelo se regula la longitud del cilindro. El carro paralelo avanza de forma automática de acuerdo al avance de trabajo deseado. En este procedimiento, el acabado superficial y la tolerancia que se obtenga puede ser un factor de gran relevancia. Para asegurar calidad al cilindrado el torno tiene que tener bien ajustada su alineación y concentricidad. (<http://www.xixcnim.uji.es>)

El cilindrado se puede hacer con la pieza al aire sujeta en el plato de garras, si es corta, o con la pieza sujeta entre puntos y un perro de arrastre, o apoyada en luneta fija o móvil si la pieza es de grandes dimensiones y peso. Para realizar el cilindrado de piezas o ejes sujetos entre puntos, es necesario previamente realizar los puntos de centraje en los ejes. (<http://www.xixcnim.uji.es>)

Proceso de refrentado

La operación del refrentado consiste en un mecanizado frontal y perpendicular al eje de las piezas que se realiza para producir un buen acoplamiento en el montaje posterior de las piezas torneadas. Esta operación también conocida como fronteo.

La problemática que tiene el refrentado es que la velocidad de corte en el filo de la herramienta va disminuyendo a medida que avanza hacia el centro, lo que ralentiza la operación. Para mejorar este aspecto muchos tornos modernos incorporan variadores de velocidad que se puede ir aumentando la velocidad de giro de la pieza. (<http://www.xixcnim.uji.es>)

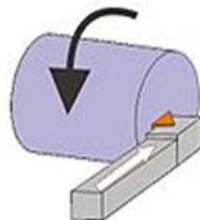


Figura 8. Proceso de refrentado y arranque de viruta

Fuente: (<http://www.xixcnim.uji.es>)

Para diseñar la máquina rectificadora de frenos debemos tener en cuenta la estética, espacio que va a ocupar, funcionalidad y que soporte debidamente los pesos que van a estar ubicados en su estructura, además deberá estar perfectamente dispuesta para la realización de trabajos de desbaste de los elementos de freno que se desarrollaran en la misma. (Arroyo, 2015)

Esfuerzos

El término fundamental para el estudio de la resistencia de los materiales es el llamado esfuerzo unitario, que es el cálculo de las fuerzas externas en una sección de un miembro el cual debe ser determinado por los conocimientos de la estática.

Esfuerzo Unitario

Puede ser definido como la fuerza interna por la unidad de área de una sección de unión. Hay dos tipos de esfuerzos. Esfuerzos normales los cuales actúan en forma perpendicular a las secciones en estudio y pueden ser de tensión o compresión, dependiendo de sus tendencias a alargar o comprimir el material sobre el cual actúa.

Dilatación

Cuando la temperatura de un sistema varia, las dimensiones del mismo cambian. Si la temperatura aumenta las dimensiones aumentan, esto se debe a que a nivel microscópico las partículas que conforman el sistema tienden a separarse debido

al incremento de la energía media. (Rodriguez Avilez E.L , 2011)

Los procesos son también aspectos de consideración relacionados directamente con la seguridad, donde se debe seleccionar la sujeción, soporte, y el factor de seguridad que es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. (Arroyo, 2015)

Partes y piezas de un torno convencional paralelo

El diseño de la maquina rectificadora de frenos prácticamente fue basado en la idea de un torno paralelo convencional.

Lo cual posee componentes similares al mismo, los cuales son:



Figura 9. Partes y elementos de un torno convencional paralelo.

Fuente: (www.indumetan.com)

El bastidor el cual es una pieza que es compacta, la cual por lo general es de fundición gris, ella tiene en su parte superior las guías por las cuales se desliza el carro de porta herramientas y cabezal móvil, siendo paralelo a este desplazamiento el eje de rotación del plato esté sujeta piezas. (www.indumetan.com)

En el bastidor se apoya el cabezal fijo y el cabezal móvil.

El cabezal fijo es una parte del torno la cual se encarga de sostener el plato que soporta el cuerpo u objeto a mecanizar y que imprime el movimiento de rotación continuo adecuado que es el movimiento principal, el cual se busca extraer material en forma de viruta con una herramienta de corte que opera de manera periférica. (www.indumetan.com)

Contiene los engranes o poleas que impulsan la pieza de trabajo y las unidades de avance. Incluye el motor, el husillo, el selector de velocidad, el selector de unidad de avance y el selector de sentido de avance. (www.indumetan.com)

El carro portaherramientas, consta del carro principal, que produce los movimientos de avance y profundidad de pasada, el carro transversal, que se desliza transversalmente sobre el carro principal, y el carro superior orientable formado a su vez por tres piezas, la base, el charriot, y el portaherramientas. (www.indumetan.com)

Su base está apoyada sobre una plataforma giratoria para orientarlo en cualquier dirección.

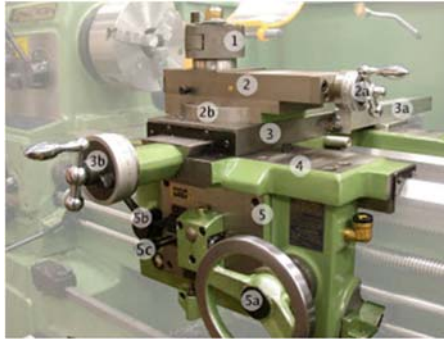


Figura 10. Carro porta herramientas.

Fuente: (www.indumetan.com)

El carro porta herramientas posee tres movimientos particulares:

Movimiento longitudinal(Longitudinal)

Movimiento Transversal

Movimiento inclinado o superior.

(www.indumetan.com)

Motor normalmente eléctrico, que genera el movimiento y esfuerzo de mecanizado.

Caja de velocidades con la que se determina la velocidad y el sentido de giro del eje del torno H4, partiendo del eje del motor que gira a velocidad constante.

En la imagen se puede observar el cabezal de un torno el eje principal sobre el que esta montado el pato H4, las palancas de la caja de velocidades e inversor de giro H2,H3,H5



Figura 11. Distribución de palancas en caja de torno paralelo.

Fuente: (www.indumetan.com)

Caja de avances:

Con la que se establecen las distintas velocidades de avance de los carros, partiendo del movimiento del eje del torno.

En la imagen se puede ver en la parte posterior H10, la caja de la lira, que conecta la parte posterior del eje del torno con la caja de avances H6, la lira que no se ve en la imagen, determina la relacion entre el eje principal e la caja de avances mediante engranajes desmontables.

Los ejes de avances son aquellos que transmiten el movimiento de avance de la caja de avances al carro principal suelen ser dos. (www.indumetan.com)

Eje de cilindrar H8, ranurado para transmitir un movimiento rotativo a los mecanismos del carro principal, este movimiento se emplea tanto para el desplazamiento longitudinal del carro principal como para el transversal del carro transversal. (www.indumetan.com)

En la imagen se puede ver un tercer eje H9 con una palanca de empuñadura roja junto a la caja de avances, este tercer eje no existe en todos los modelos de torno y permite, mediante un conmutador, poner el motor eléctrico en marcha o invertir su sentido de giro. (www.indumetan.com)

En los modelos de torno que no disponen de este tercer eje, la puesta en marcha se hace mediante pulsadores eléctricos situados normalmente en la parte superior del cabezal. (www.indumetan.com)

Equipo auxiliar

Se requieren ciertos accesorios, como sujetadores para la pieza de trabajo, soportes y portaherramientas

Plato de sujeción o chuck: Sujeta la pieza de trabajo en el cabezal y es el cual transmite el movimiento. (www.indumetan.com)

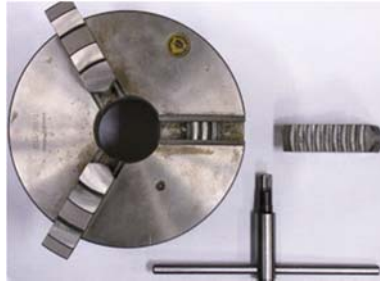


Figura 12. Partes y piezas de un mandril de torno.

Fuente: (www.indumetan.com)

Metodología

Esta máquina será diseñada y construida para rectificar los discos de los vehículos estandar livianos.

El rectificado del disco de freno no sera a un tiempo superior a los 30 minutos aproximadamente incluyendo tiempo de montaje y del proceso de rectificación.

Las revoluciones que girará el disco para ser rectificado será entre 100 rpm.

Esta máquina tendra la capacidad de trasladarse al lugar donde nosotros lo necesitemos ya que es de un peso aproximadamente de 250 kg.

Esta máquina tiene la facilidad de ser conectada a la red de corriente electrica mas frecuente, esta es a 110v (Monofásica)

La importancia del estudio de las propiedades de cada uno de los materiales es necesario para conseguir un óptimo diseño.

Para cada tipo de material existe una revolución adecuada para ser maquinado, y este es sometido a velocidades constantes y esta depende de la velocidad de avance, existe herramientas de corte(cuchillas o buriles) para cada tipo de material, con esto se garantizará que en proceso de maquinado no exista dificultades para realizarlo.

El previo diseño se considera que en la fabricación del mismo es de menor costo con respecto a otras máquinas de similares características con la misma capacidad de producción.

El proyecto en su ejecución reduce considerablemente el tiempo de mantenimiento del sistema de frenos de disco que al realizarlo de manera habitual.

Llegar en un punto a la perfección en paralelismo de las caras del disco de freno es lo esencial para tener un frenado uniforme y así tener menos distancia al momento de frenado.

El tiempo de montaje y desmontaje del sistema de frenos (disco de frenos) al realizar el mantenimiento correctivo ha logrado que este proyecto sea óptimo para su estudio, análisis, diseño y fabricación.

La máquina rectificadora esta diseñada para discos de freno con diametro máximo de 254 mm y un diametro minimo de 152mm.

Fuerza necesaria para el rectificado

$$F = K_s * S \quad (7)$$

Donde:

F= Es la fuerza requerida para el rectificado

K_s =Fuerza específica de corte(Ver Anexo 1 tabla valores K_s)

S=Sección y volumen de viruta

$$S = p * a \quad (8)$$

P= profundidad

a = avance de la herramienta para el retificado de fundición Gris

p = 0.6mm por cada lado

Por lo tanto la profundidad maxima de desbaste es $d_e = 1.2\text{mm}$

$$S = 1.2\text{mm} * 0.2\text{mm}$$

$$S = 0.24\text{mm}^2$$

$$F = K_s * S$$

$$F = 165 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} * 0.24\text{mm}^2$$

$$F = 39.6[\text{Kgf}]$$

$$F = 388.34[\text{N}]$$

Cálculo del motor

Cálculo de la velocidad de corte

El calculo del motor que se utilizara en la maquina para el rectificado de los discos de freno.

Para realizar el calculo del motor se empleara los siguientes datos.

Velocidad de corte (V_c)

El avance de la herramienta (s)

Profundidad máxima del rectificado (a)

Presión específica (K_s) para el torneado en fundición gris

Se obtiene la velocidad de corte, a continuación se detalla.

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

Siendo D= diámetro de la pieza en milímetros, en este caso deseamos obtener la potencia del motor, se lo hará con el maximo diámetro a rectificar.

n = número de revoluciones a trabajar (rpm)

$$V_c = \frac{254 \times \pi \times 100}{1000}$$

$$V_c = 79.79 \text{ m/min}$$

Mediante tablas se determina que se debe tener una fundición gris de 180 HB de dureza

Por lo tanto

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

Cálculo de la potencia requerida

Para obtener la potencia necesaria se la calculará con la siguiente formula:

$$P = \frac{K_s * S * a * V_c}{4500 * n} \quad (9)$$

Donde:

a = profundidad del rectificado, para calcular la potencia del motor se lo realizara con máxima profundidad que es 0,6 mm pero como el rectificado se lo hará por ambos lados, la profundidad máxima será 1.2 mm

K_s = será obtenida por tablas

n =rendimiento de la máquina. Este rendimiento varía con el tipo de máquina, de modo que trabajando a plena carga, en tornos y taladros puede llegar a 80 y 85%

$$P = \frac{165 \frac{Kgf}{mm^2} * 0.2 \frac{mm}{rev} * 1.2 mm * 79.79 \frac{m}{min}}{4500 * 0.85}$$

$$P = 0.83 \text{ cv}$$

$$P \cong 1 \text{ hp}$$

Esta potencia será para el rectificado del disco, se debe tomar en cuenta que la máquina necesitará $\frac{1}{4}$ de hp para el arranque, a esta potencia obtenida se le sumara el $\frac{1}{4}$.

Fuente: (Pareto Luis, pág. 107)

Tenemos

P total= Potencia para el rectificado + potencia requerida para el arranque

$$P \text{ total} = 1 + 0.25\text{hp} = 1.25 \text{ hp} \cong 1.5 \text{ hp}$$

Potencia Final= 1.5hp

Motor Monofásico.

Este es uno de los elementos más importantes en el diseño de cualquier tipo de máquina, ya que proporciona el movimiento del elemento que se adapte al mismo.

En la máquina rectificadora de discos que se está diseñando y por cálculos necesitamos un motor de 1.5 hp.

Lo más importante que hay que tomar en cuenta es el nivelamiento entre el acople del matrimonio con respecto al eje que sale del Chuck para evitar vibraciones y descentramientos. Se genera una velocidad constante que es lo que se requiere para un excelente rectificado.

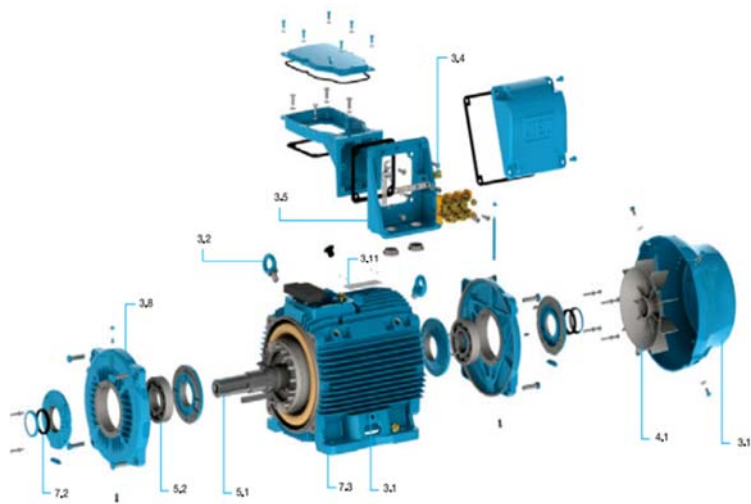


Figura 13. Motor en despiece.

Mecanismo móvil que proporciona movimiento hacia el Chuck

Para el diseño de este mecanismo se ha elegido el material transmisión 7210 eje de diámetro 22.22 mm con acople llamado matrimonio el cual une los dos elementos tanto al motor generando transmisión a la vez hacia el chuck dando movimiento deseado para tener la velocidad constante del rectificado del disco.

Es importante los elementos, se constituye de un rodamiento de bolas y una estructura donde va alojado el mismo para dar la fijación al sistema de acoplamiento y que no exista vibraciones que afecten al motor y al sistema de corte, el acoplamiento está dado por tolerancias $\begin{matrix} +0 \\ -0.01 \end{matrix} mm$ en el ajuste del matrimonio con el motor de igual manera la tolerancia antes mencionada es igual al acoplamiento con el rodamiento que va a soportar el eje de transmisión al eje del chuck.

Este rodamiento más la estructura donde va alojado el mismo fue escogido por sus medidas, posteriormente se lo analizara y se tendrá simulaciones de esfuerzo y fatiga.

El material 7210 es característico para este tipo de diseño ya que es un acero aleado para cementación aplicable en donde se requiera una superficie de alta dureza y un núcleo tenaz para la fabricación de ejes, ejes estriados, componentes de transmisión para la industria automotriz, temperatura de cementación del acero es 900

grados Centígrados.

Por lo tanto se necesita el rodamiento (SKF RLS8-2Z) más por geometría que por capacidad de carga(ver Anexos 9-12)

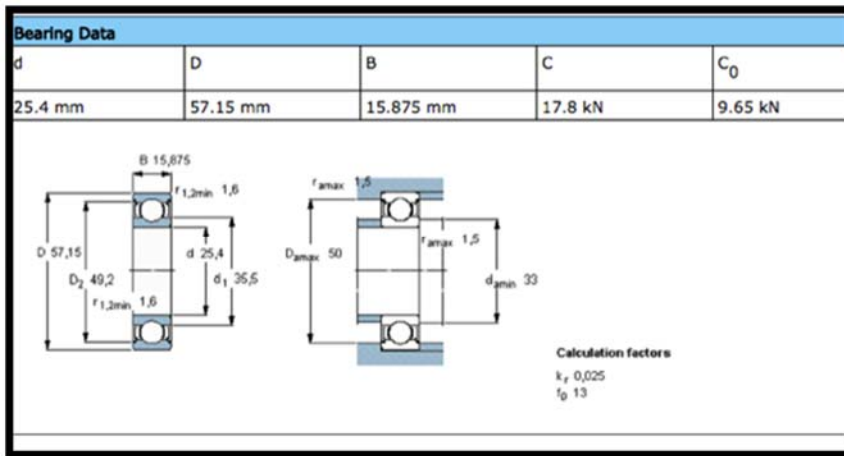


Figura 14. Medidas del rodamiento rígido de bolas.

Fuente: (www.skf.com)

Diámetro externo: 57.15mm

Diámetro interno: 25.4mm

Espesor: 15.875mm

Carga radial: 0.196 KN

Carga axial: 0.0049 KN

Velocidad de rotación: 800 rpm

Simulación de la bancada.

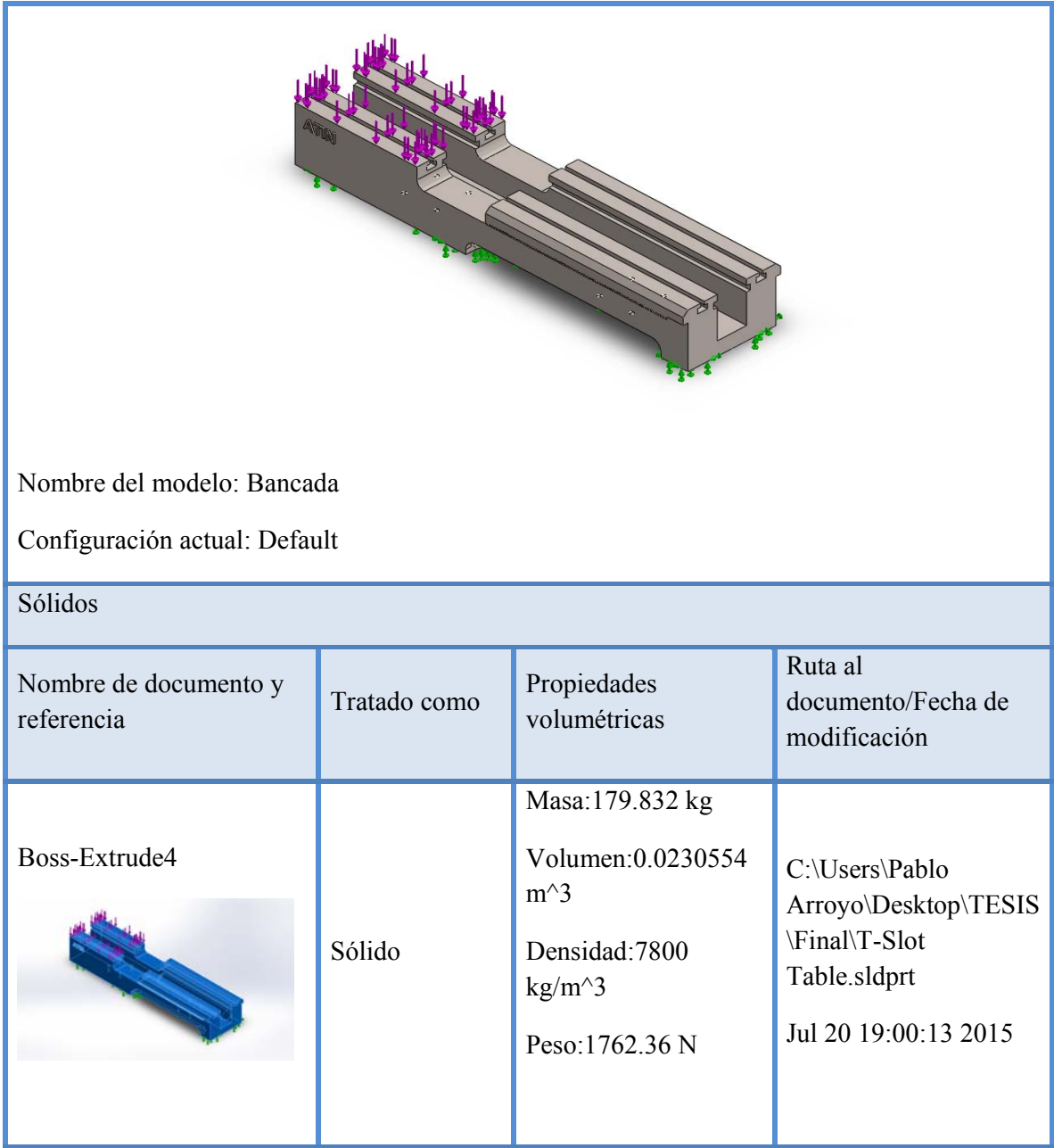


Figura 15. Información de modelo de la bancada.

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	

Tabla 4. Propiedades del estudio de la bancada.

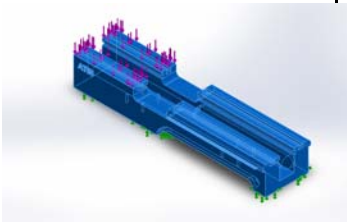
Referencia de modelo	Propiedades		Componentes
	Nombre:	Fundición Gris	Sólido 1(Boss-Extrude4) (Bancada)
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	
	Criterio de error predeterminado:	Desconocido	
	Límite elástico:	2.20594e+008 N/m^2	
	Límite de tracción:	3.99826e+008 N/m^2	
	Módulo elástico:	2.1e+011 N/m^2	
	Coefficiente de Poisson:	0.28	
	Densidad:	7800 kg/m^3	
	Módulo cortante:	7.9e+010 N/m^2	
	Coefficiente de dilatación térmica:	1.3e-005 /Kelvin	
Datos de curva:N/A			

Tabla 5. Propiedades de material de la bancada.

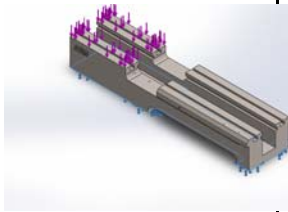
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Geometría fija
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Z
Fuerza de reacción(N)	0.00541196	4000	0.00641663
Momento de reacción(N.m)	0	0	0

Tabla 6. Cargas en la superficie de la bancada.

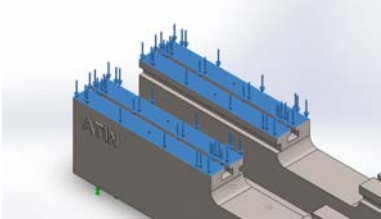
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades:	4 cara(s)
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	1000 N

Tabla 7. Detalle de sujeciones en la superficie de la bancada.

Tabla 8. Información de malla de la bancada.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	28.4651 mm
Tolerancia	1.42325 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 9. Información de malla de la bancada – Detalles

Número total de nodos	35376
Número total de elementos	21146
Cociente máximo de aspecto	38.189
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	77.1
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.251
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:08
Nombre de computadora:	

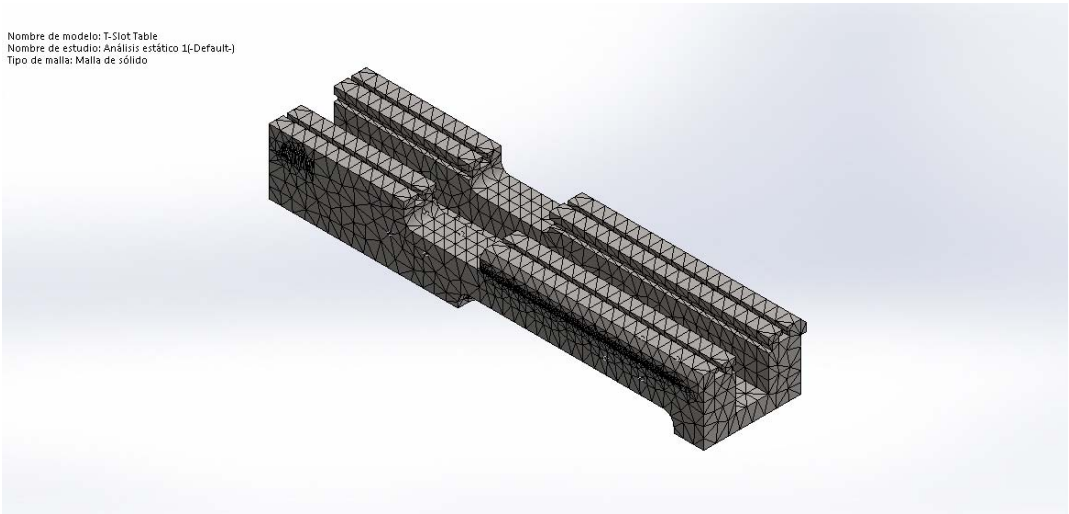


Figura 16. Fuerzas resultantes de la bancada.

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.00541196	4000	0.00641663	4000

Tabla 10. Fuerzas de reacción de la bancada.

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Tabla 11. Momentos de reacción de la bancada.

Resultados del estudio de la bancada.

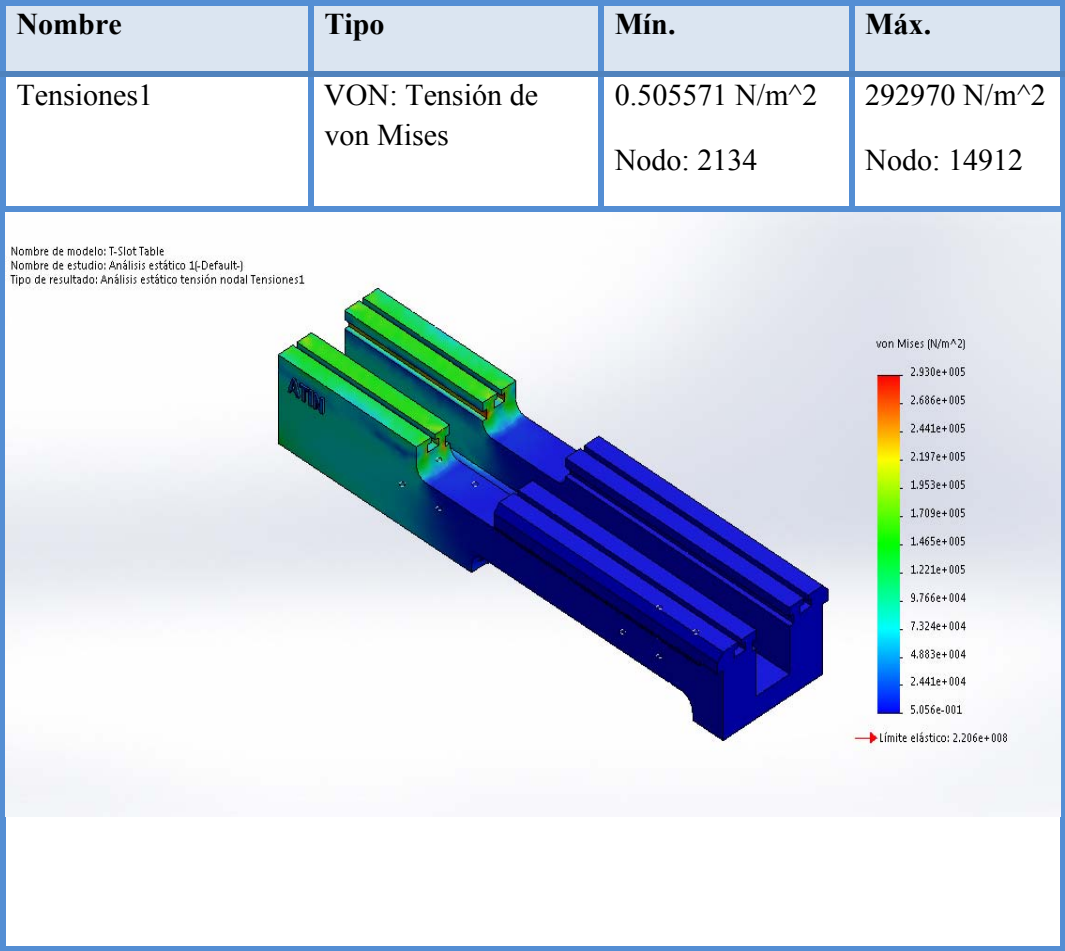


Figura 17. Bancada -Análisis estático.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 5	0.000100685 mm Nodo: 14965

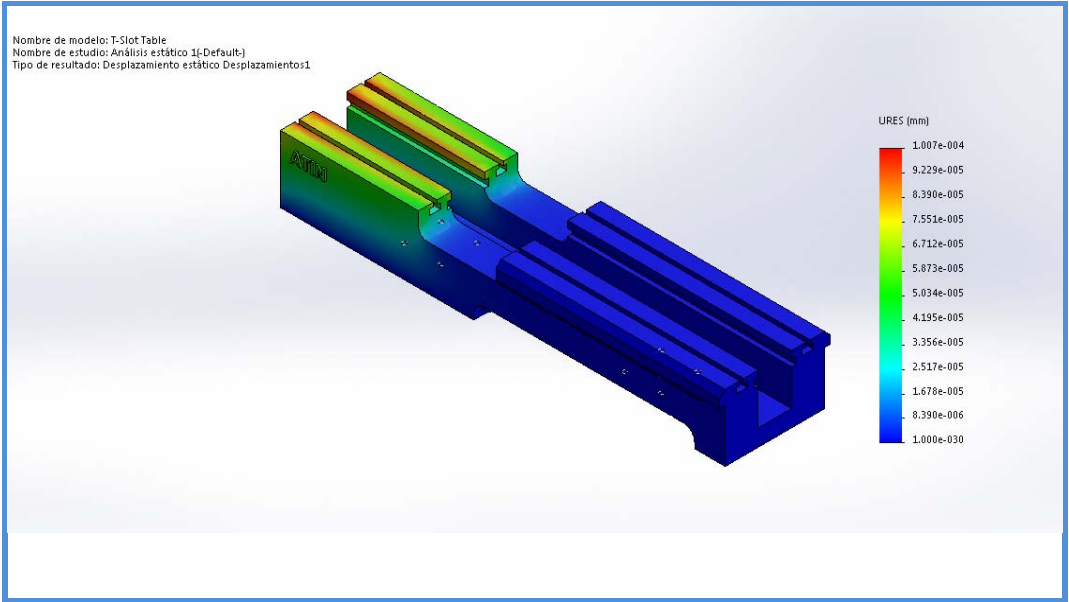


Figura 18. Bancada -Análisis estático Desplazamientos.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.37671e-012 Elemento: 12566	1.01304e-006 Elemento: 18268

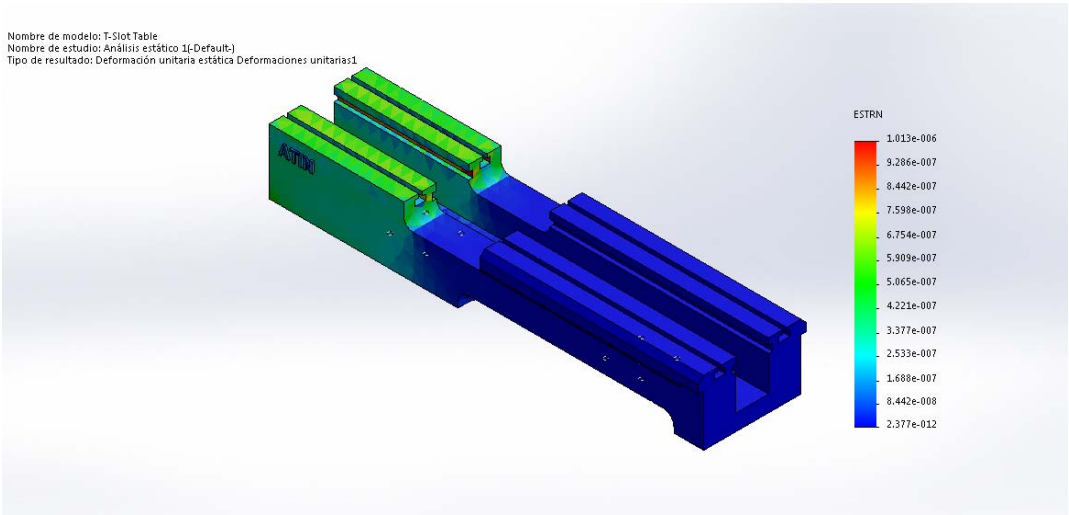


Figura 19. Bancada -Análisis Deformación unitaria equivalente.

Simulación chumacera mandril.

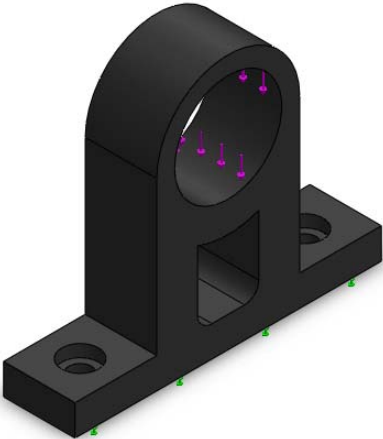
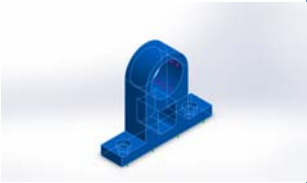
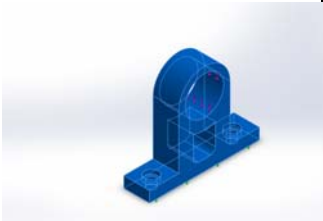
 Nombre del modelo: Chumacera mandril Configuración actual: Predeterminado			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Refrentado para tornillo con cabeza plana de M101 	Sólido	Masa:1.53822 kg Volumen:0.000213641 m^3 Densidad:7200 kg/m^3 Peso:15.0745 N	

Figura 20. Información de modelo de la chumacera.

Tabla 12. Información Propiedades de material.

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: Fundición gris Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite de tracción: 1.51658e+008 N/m²	Sólido 1(Refrentado para tornillo con cabeza plana de M101)(Chumacera mandril)

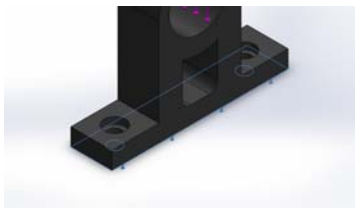
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija

Tabla 13. Cargas en la superficie de la chumacera.

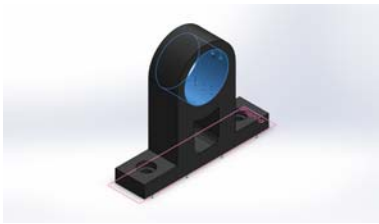
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -60 N

Tabla 14. Detalle de sujeciones en la superficie de la chumacera.

Tabla 15. Información de malla de la chumacera.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	5.97977 mm
Tolerancia	0.298988 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 16. Información de malla de la chumacera – Detalles

Número total de nodos	13325
Número total de elementos	7982
Cociente máximo de aspecto	3.5154
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	

Resultados de la chumacera.

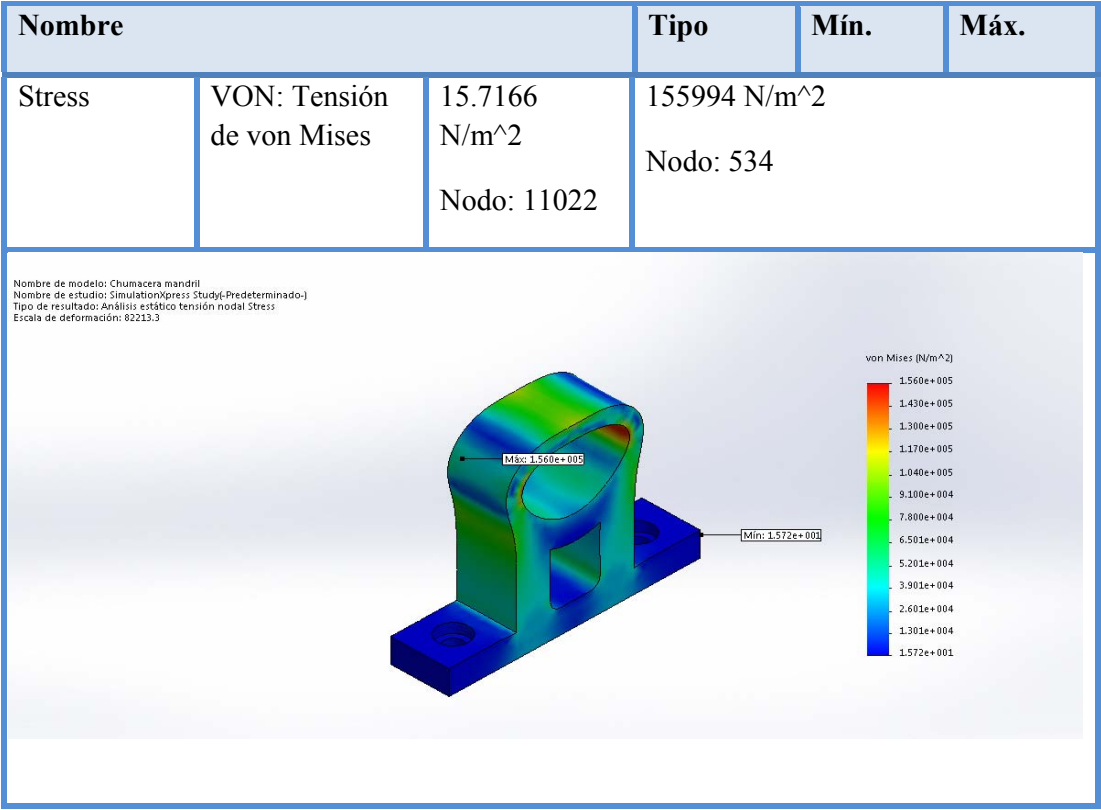


Figura 21. Simulación chumacera mandril sometido a stress.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Displacement	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 19	0.000182489 mm Nodo: 11241

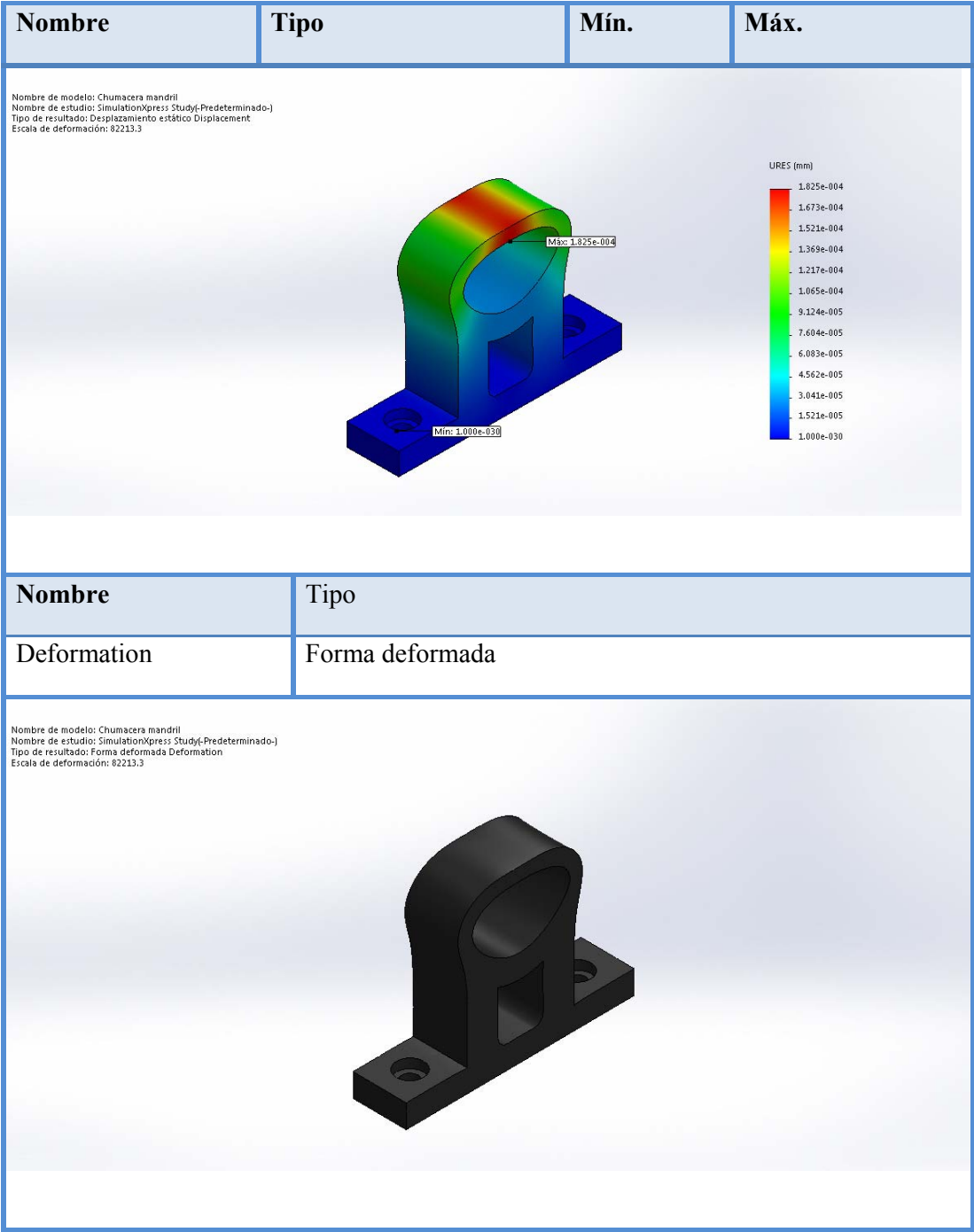


Figura 22. Simulación chumacera mandril pieza con deformación.

Mecanismo del carro de desplazamiento de charriot.

Las guías de desplazamiento tienen la función de hacer desplazar las herramientas de corte transversalmente para el rectificado de las superficies del disco de freno.

Lo más común en el diseño de este tipo de elementos se tiene por consiguiente la fabricación de guías cola de milano para el desplazamiento del carro transversal, ya que son muy utilizadas en la parte de desplazamiento en la mayoría de las máquinas, además tienen la característica de ser regulables para poder ajustar el juego de desplazamiento y deslizamiento del mismo por medio de una chaveta para el ajuste del juego.

El diseño se a basado en el diámetro máximo de los discos de freno, ya que así se lograra el desplazamiento transversal de las cuchillas sobre el disco.

Las guías colas de milano tiene superficies de deslizamiento horizontales y en plano con respecto a las cuales las que forman la cola de milano están inclinadas en un ángulo en este caso de 45°

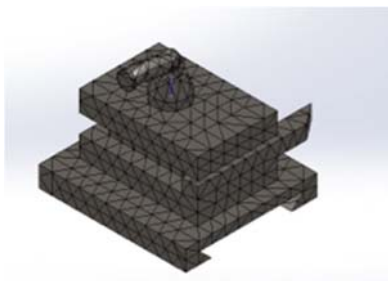
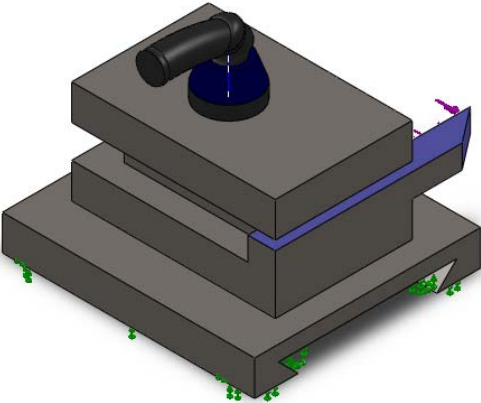
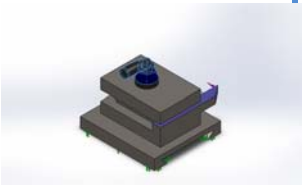


Figura 23. Mallado del charriot.

Fuente: Solid Works (Arroyo, 2015).

Simulación del charriot.

			
Nombre del modelo: Charriot			
Configuración actual: Default			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Sweep5 	Sólido	Masa:0.0627937 kg Volumen:7.98901e-006 m^3 Densidad:7860 kg/m^3 Peso:0.615378 N	

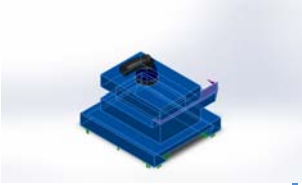
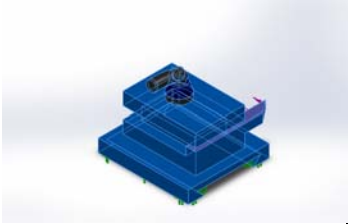
Extrude6 	Sólido	Masa:2.30265 kg Volumen:0.000292 958 m^3 Densidad:7860 kg/m^3 Peso:22.566 N	C:\Users\Pablo Arroyo\Desktop\TE SIS \Final\Charriot.SLD PRT Jul 20 19:08:33 2015
---	--------	---	---

Tabla 17. Propiedades del estudio del charriot.

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar

Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	

Tabla 18. Propiedades de material del charriot.

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI Acero para herramientas tipo A2	Sólido1 (Sweep5)
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	(Porta cuchillas),
	Criterio de error predeterminado: Desconocido	Sólido 2 (Extrude6)
	Módulo elástico: 2.03e+011 N/m²	(Porta cuchillas)
	Coefficiente de Poisson: 0.285	
	Densidad: 7860 kg/m³	
	Módulo cortante: 7.8e+010 N/m²	
	Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin	

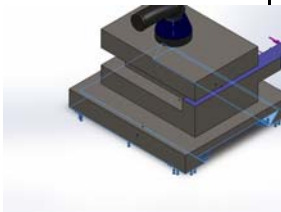
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades:	5 cara(s)
		Tipo:	Geometría fija
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Z
Fuerza de reacción(N)	-499.92	0.138157	0.249525
Momento de reacción(N.m)	0	0	0

Tabla 19. Carga en la superficie del charriot.

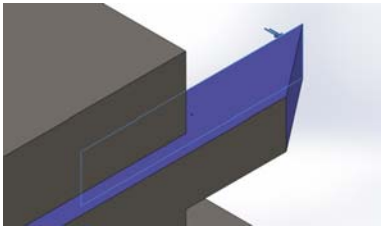
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	500 N

Tabla 20. Detalle de sujeción en la superficie del charriot para herramienta de corte.

Tabla 21. Información de contacto directo de herramienta de corte.

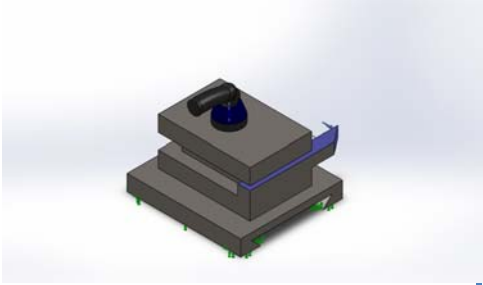
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componentes) Opciones: Mallado compatible

Tabla 22. Tabla de Información de malla del charriot

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	9.88768 mm
Tolerancia	0.494384 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Tabla 23. Tabla Información de malla – Detalles del charriot.

Número total de nodos	5138
Número total de elementos	2813
Cociente máximo de aspecto	7.3552
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	95.4
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	

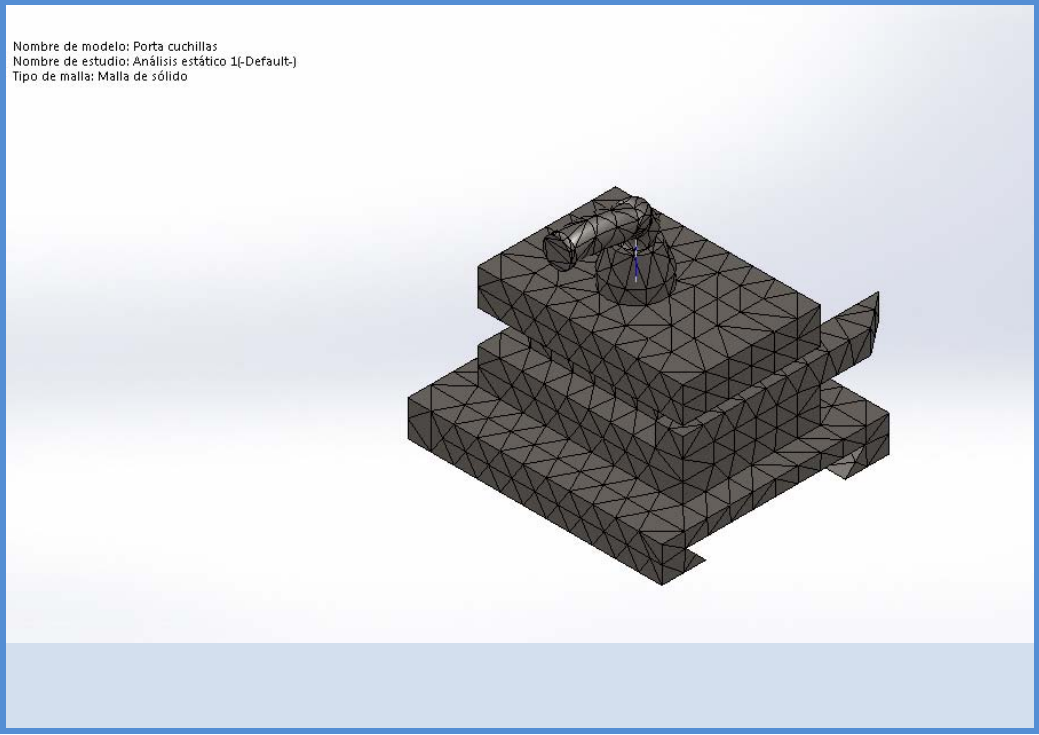


Figura 24. Mallado completo del cuerpo del charriot.

Tabla 24. Fuerzas de reacción del charriot

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-499.92	0.138157	0.249525	499.92

Tabla 25. Momentos de reacción del charriot

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Resultados del charriot.

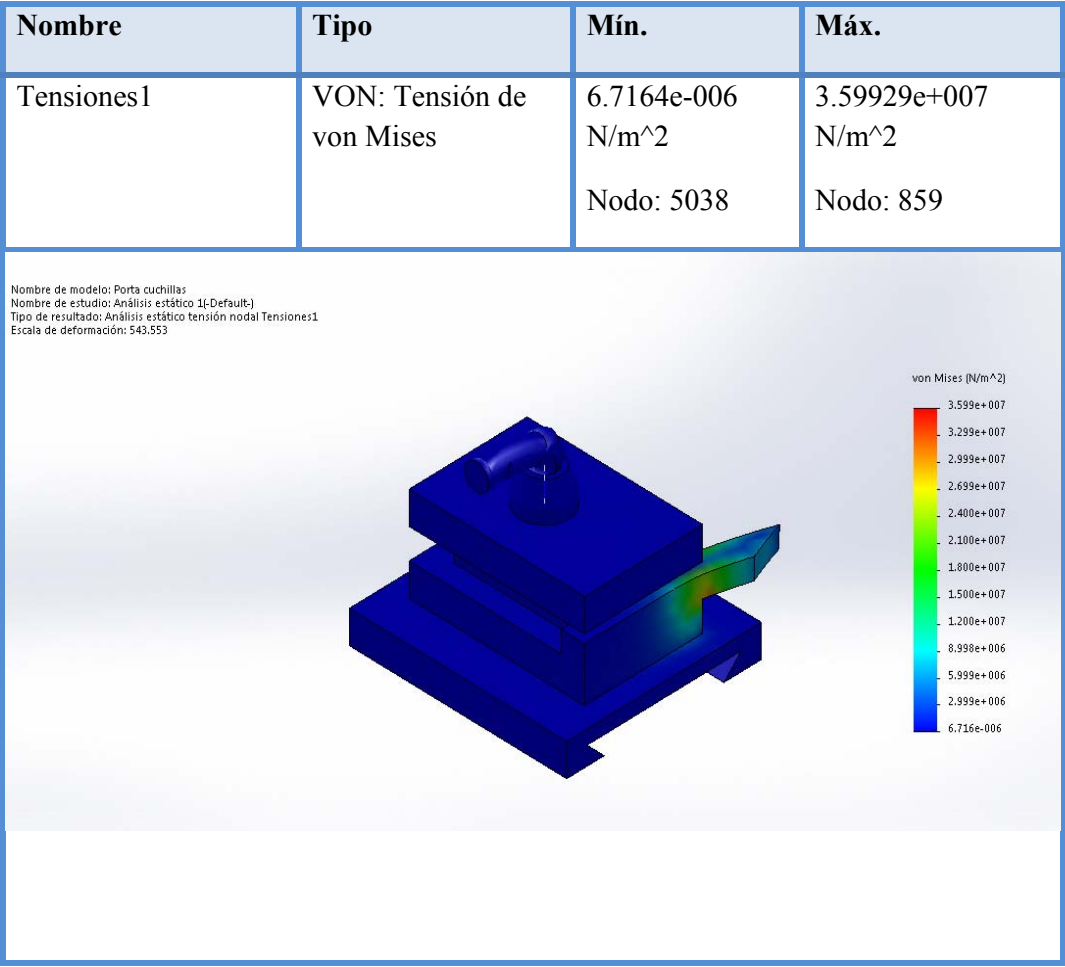


Figura 25. Porta cuchillas-Análisis estático

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 765	0.0212655 mm Nodo: 1196

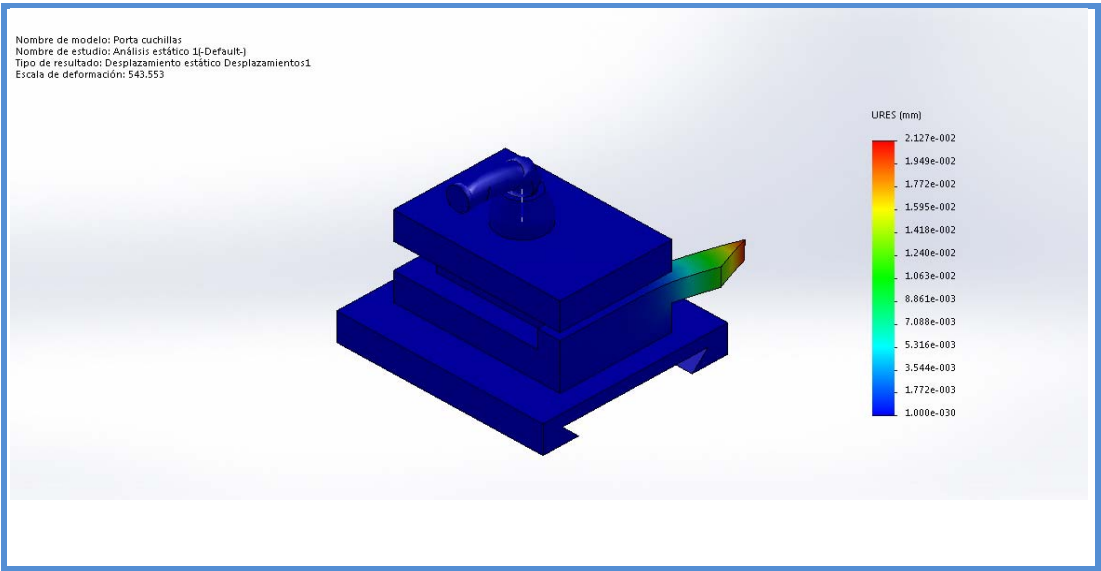


Figura 26. Porta cuchillas-Análisis estático Desplazamientos.

Mecanismo de soporte y avance de las herramientas de corte para el rectificado de los discos de freno.

Cálculo del tornillo sin fin para el charriot.

Este tornillo posee la característica de ser rosca trapecial 60 grados truncada, estos son conocidos como los tornillos de potencia, con este cálculo se puede comprobar que el tornillo resista la fuerza necesaria para el avance de la herramienta para el determinado trabajo de rectificado.

La fuerza principal de corte F es la que efectúa el trabajo de arranque de viruta, hay otras fuerzas que necesariamente se debe calcular como son F_s (Fuerza que actúa sobre el soporte de la herramienta) y F_a (fuerza de avance de la herramienta) a F_s se le considera de $0.3 - 0.5F$ y a F_a se le considera de $0.12 - 0.25 F$

Todas las fuerzas antes mencionadas intervienen en el calculo de la potencia requerida del motor, en este caso la resultante de F , F_s , F_a da la fuerza total que actúa sobre la pieza al ser esta sometida al proceso de mecanizado.

Entonces tenemos

$$F_a = 0.25 * F \quad (10)$$

$$F_a = 0.25(388.34)$$

$$F_a = 97.085 [N]$$

En este caso se ha escogido un tornillo con las siguientes características basado en un torno real, con esto el objetivo es comprobar que este tornillo resista los esfuerzos que aparecerán al desplazar las cuchillas por las caras del disco:

Tornillo rosca trapecial 60 grados truncada de paso 5 mm

Diámetro exterior 17 m

Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo (Pr)

$$Pr = \frac{F\left(\frac{1}{\pi}\right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm}\right)} \quad (11)$$

Donde f es el coeficiente de fricción(Ver anexo) que para este caso sea tomado que el tornillo sea de acero, l es el paso de la rosca(avance), dm es el diámetro medio y F es la fuerza que actúa en el tornillo.

Donde:

d = diámetro exterior

p =paso en mm del tornillo

Por lo tanto tenemos:

$$dm = d - \frac{p(mm)}{2} \quad (12)$$

$$dm = 17mm - \frac{5mm}{2}$$

$$dm = 14.5mm$$

$$Pr = \frac{97.085[N] \left(\frac{5mm}{\pi * 14.5mm} \right) + 0.16}{1 - \left(\frac{0.16 * 5mm}{\pi * 14.5mm} \right)}$$

$$Pr = 11.00[N]$$

$$Pr = 1.1Kgf$$

Calculo de par de torsión necesario para girar el tornillo y posteriormente desplazar las cuchillas para el rectificado:

$$Tr = \frac{F * dm}{2} * \left(\frac{l + \pi f dm}{\pi dm - fl} \right) \quad (13)$$

$$Tr = \frac{97.085[N] * 14.5mm}{2} * \left(\frac{5mm + \pi * 0.16 * 14.5mm}{\pi * 14.5mm - 0.16 * 5mm} \right)$$

$$Tr = 193.27[N \cdot mm]$$

$$Tr = 0.193[N \cdot m]$$

Se verifica que el tornillo sea auto bloqueante, con la siguiente relación:

$$\pi f dm > l \quad (14)$$

$$\pi * 0.16 * 14.5mm > 5mm$$

$$7.3mm > 5mm$$

El tornillo es auto bloqueante.

Mecanismo para el desplazamiento longitudinal

Este tornillo es aquel que da movimiento lineal al porta cuchillas, los cuales se desplazarán longitudinalmente respecto al disco de freno, en el mecanismo para el desplazamiento de las herramientas de corte(cuchillas o buriles) se encontrará un tornillo, lo cual puede desplazarse de adentro hacia fuera o desde afuera hacia adentro las herramientas de corte según se lo requiera de acuerdo a la manipulación de manejo del mismo.

Para el diseño de este elemento de tracción es necesario que sea rosca trapezoidal 60 grados truncado, ya que esta tiene la característica de ser autobloqueante, lo que significa que si no existe movimiento externo que intervenga en el sistema, este no se desplazará, el paso del elemento es de 5 mm y el diámetro exterior de 17 mm

En el rectificado realizado por buriles de corte existen varias fuerzas, que la resultante es la fuerza de corte.

Entonces se tiene que F_s que es la fuerza que actúa contra el soporte de la herramienta, sin producir ningún trabajo, valiendo 0.3 a 0.5F.

Por lo tanto:

$$F_s = 0.5F \quad (15)$$

$$F_s = 0.5(388.34\text{N})$$

$$F_s = 194.17[\text{N}]$$

Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo(P_r)

$$P_r = \frac{F\left(\frac{1}{\pi}\right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm}\right)} \quad (16)$$

Donde P_r es la fuerza necesaria para hacer girar el tornillo F es F_s (Fuerza que actúa contra el soporte de la herramienta) f coeficiente de rozamiento, l es avance axial en una revolución del tornillo, y dm es el diámetro medio.

Tornillo rosca trapecial 60 grados truncada de paso 6 mm

Diámetro exterior 25.4 mm

$$P_r = \frac{F\left(\frac{1}{\pi}\right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm}\right)}$$

$dm = d - \frac{p}{2}$; donde p es el paso

$$dm = 25.4\text{mm} - \frac{6}{2}$$

$$dm=22.4mm$$

$l=n*p$; donde n es el número de entradas del tornillo

$$l=1*6mm$$

$$l=6mm$$

$$Pr=\frac{194.17[N]\left(\frac{6mm}{\pi*22.4mm}\right)+0.23}{1-\left(\frac{0.23*6mm}{\pi*22.4mm}\right)}$$

$$Pr=\frac{16.79[N]}{0.98}$$

$$Pr=17.13[N]$$

$$Pr=1.75 \text{ Kgf}$$

Además de la fuerza necesaria se calculará el par de torsión (Tr) con el propósito

de superar la fricción en la rosca y responder a la carga F.

$$Tr=\frac{F*dm}{2} * \left(\frac{l+\pi f dm}{\pi dm - fl}\right) \quad (17)$$

$$Tr=\frac{194.17[N]*22.4mm}{2} * \left(\frac{6mm+\pi*0.23*22.4mm}{\pi*22.4mm-0.23*6mm}\right)$$

$$Tr=699.31[N\cdot mm]$$

$$Tr=0.7 [N\cdot m]$$

Comprobación del auto bloqueo del tornillo

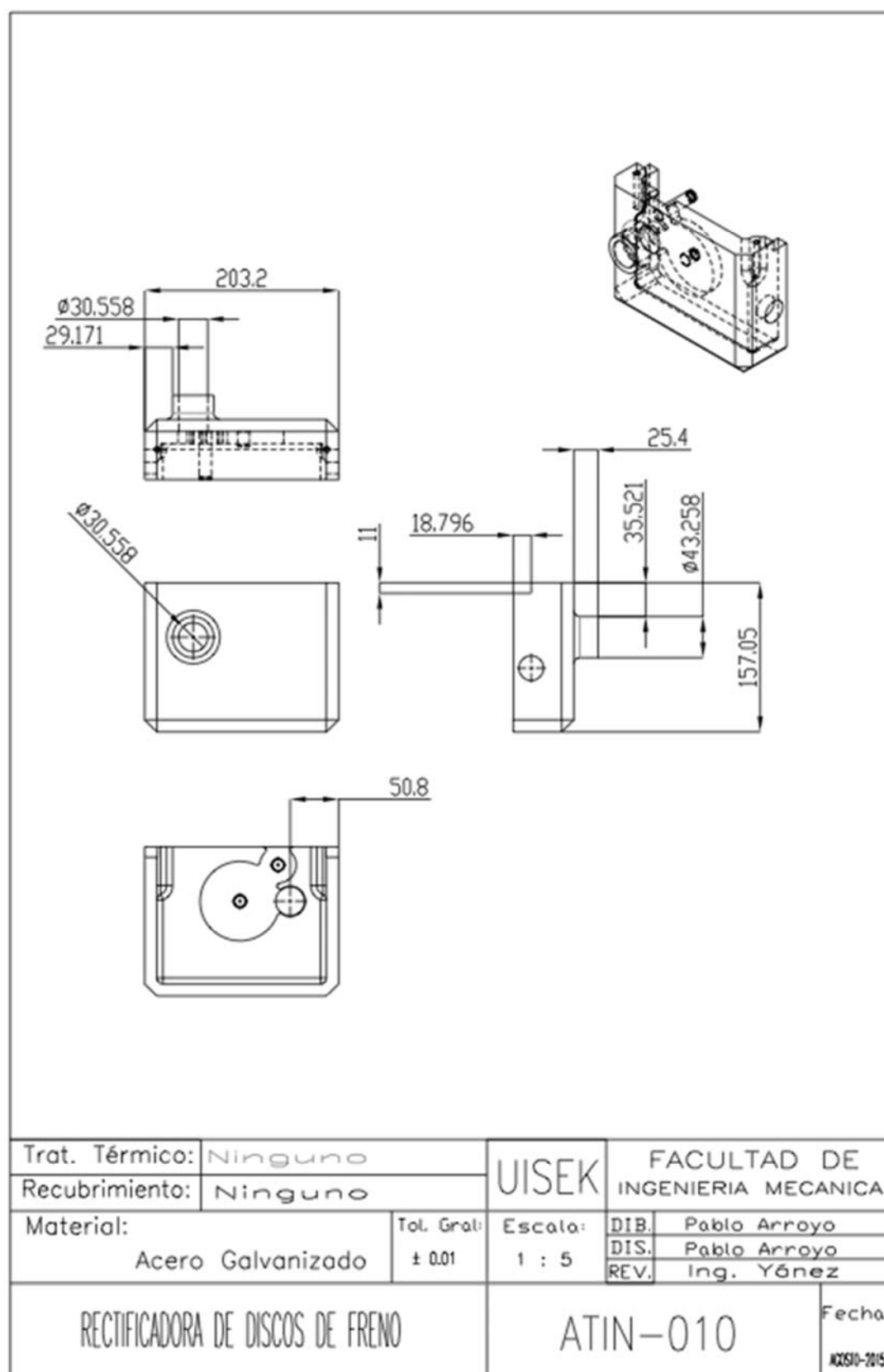
$$\pi f d m > l \quad (18)$$

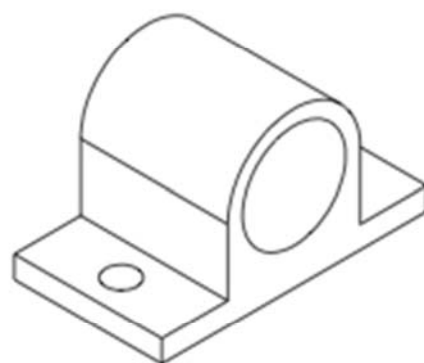
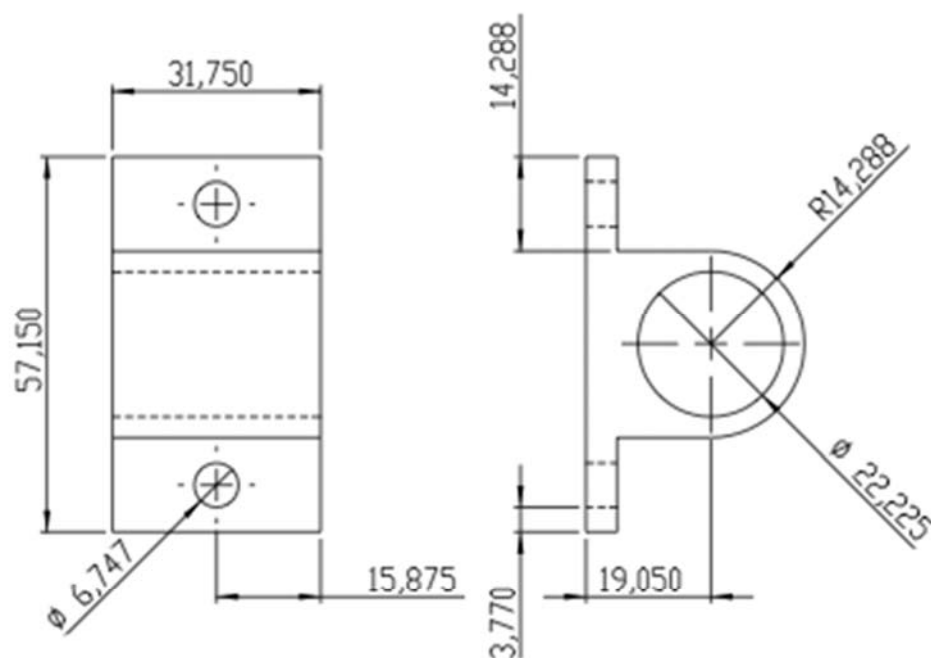
$$\pi * 0.23 * 22.4mm > 5mm$$

$$16.18mm > 5mm$$

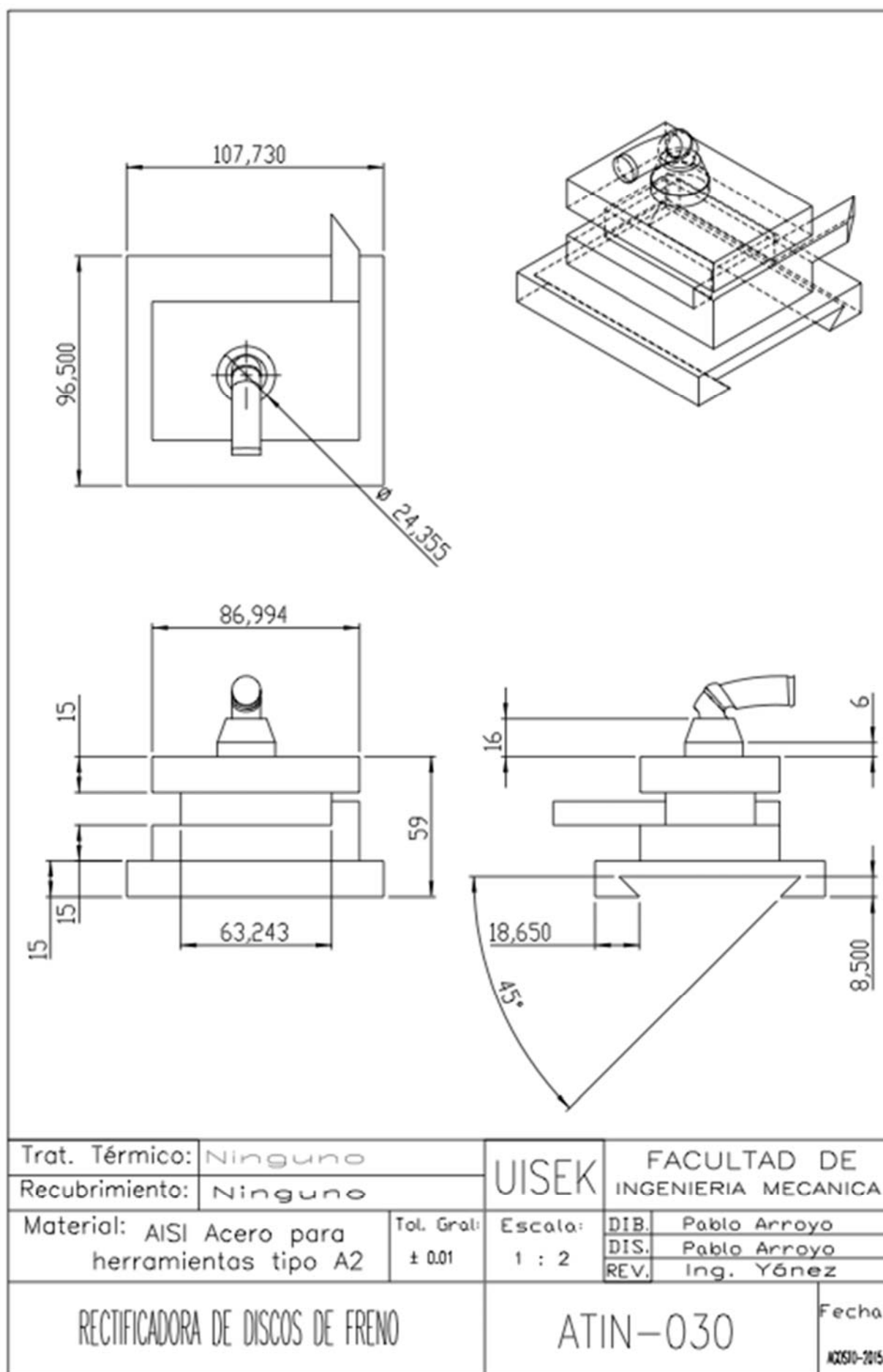
El tornillo rosca trapecial de diámetro exterior 17mm, paso 5 mm, si es auto bloqueante.

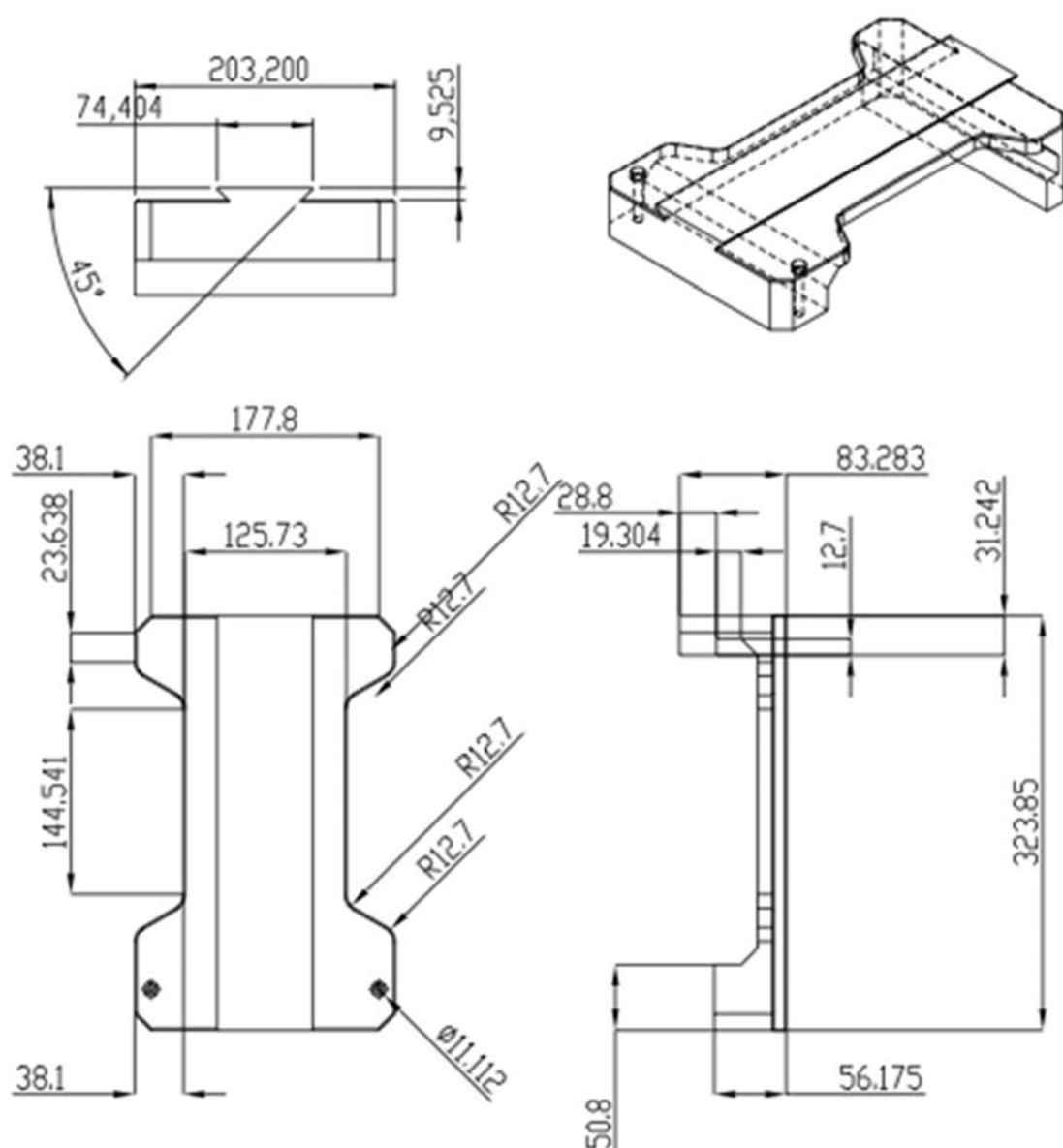
Planos de la máquina diseñada.



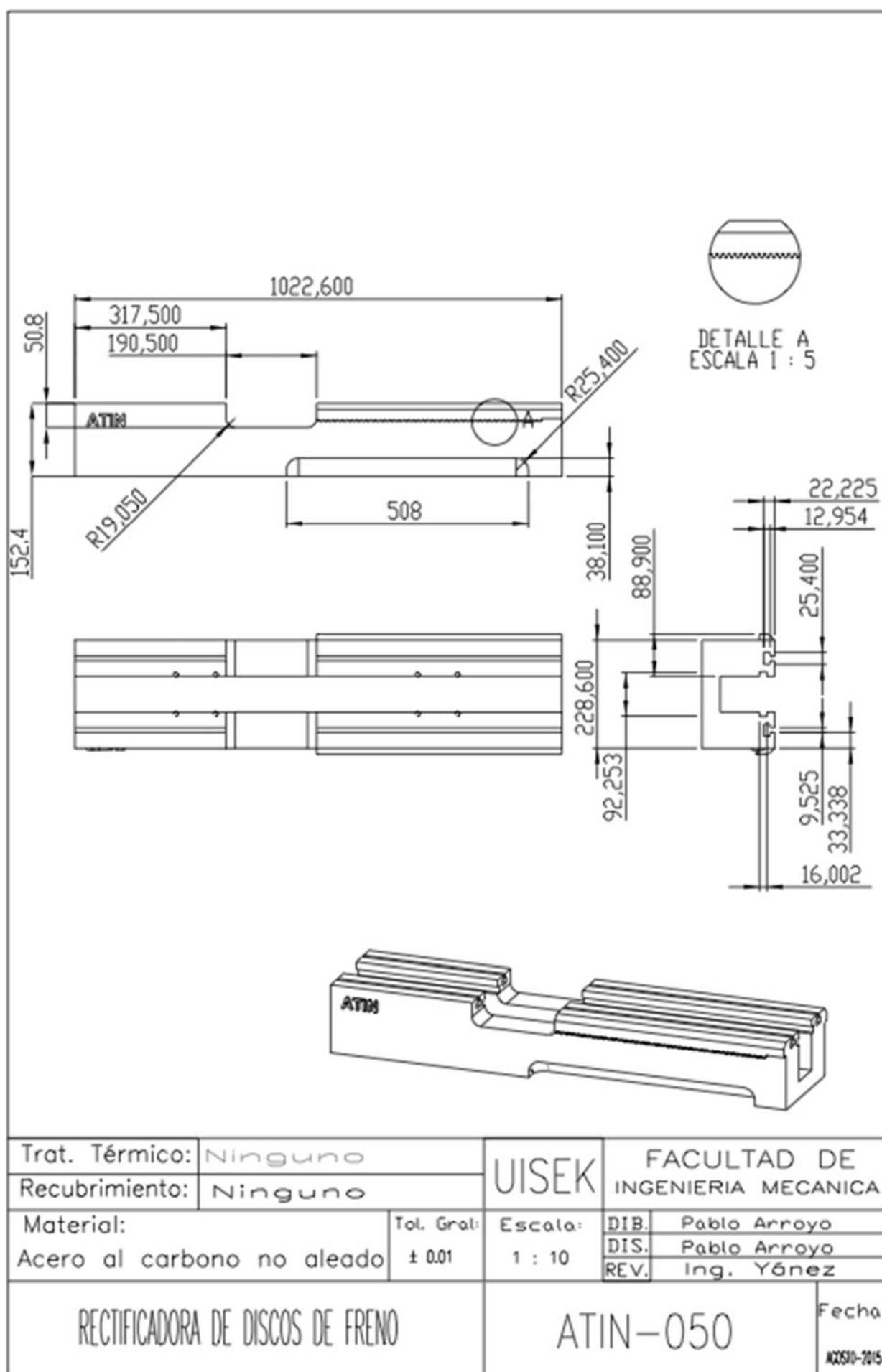


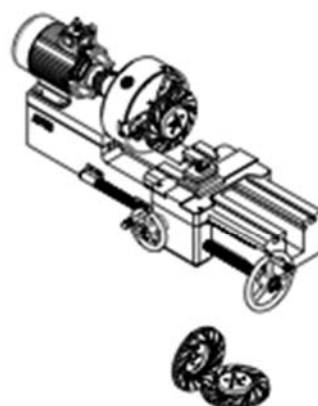
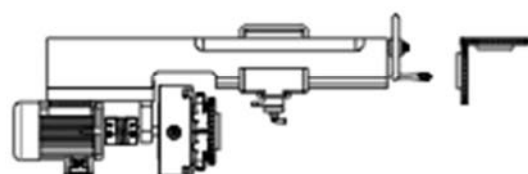
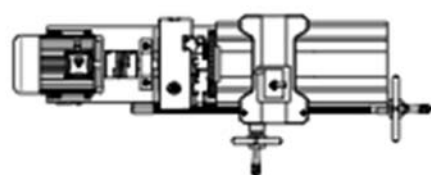
Trat. Térmico:	Ninguno	UISEK	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Recubrimiento:	Ninguno			
Material:	Fundición Gris	Tol. Gral: ± 0.01	Escala: 1 : 1	DIB. Pablo Arroyo DIS. Pablo Arroyo REV. Ing. Yáñez
RECTIFICADORA DE DISCOS DE FRENO			ATIN-020	Fecha: A02010-2015





Trat. Térmico:	Ninguno	UISEK	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Recubrimiento:	Ninguno			
Material:	Acero aleado A36	Tol. Gral:	± 0.01	Escala:
				1 : 5
				DIB. Pablo Arroyo
				DIS. Pablo Arroyo
				REV. Ing. Yáñez
RECTIFICADORA DE DISCOS DE FRENO		ATIN-040		Fecha:
				02/01/2015





Trat. Térmico:	Ninguno	UISEK	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Recubrimiento:	Ninguno			
Material:	Varios	Tol. Gral:	Escala:	DIB. Pablo Arroyo
		± 0.01	1 : 20	DIS. Pablo Arroyo
				REV. Ing. Yónez
RECTIFICADORA DE DISCOS DE FRENO		ATIN-060		Fecha:
				AOZSIO-2015

Diseño máquina rectificadora de discos.

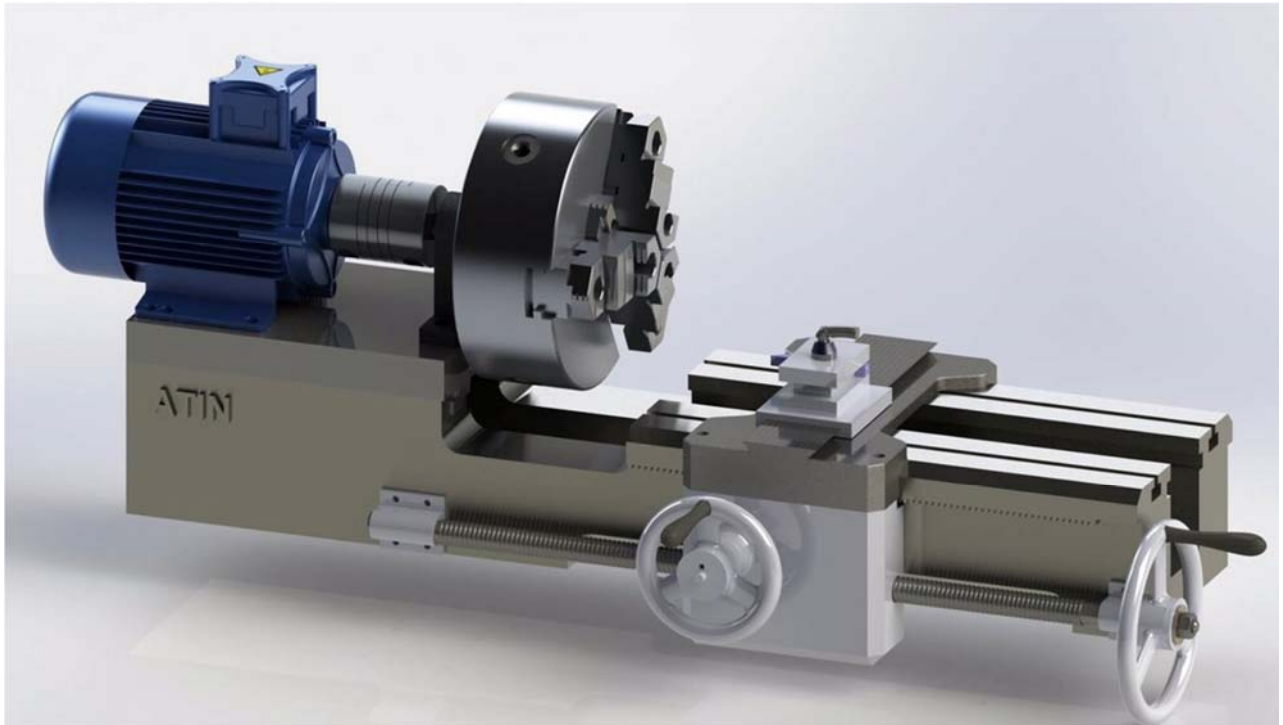


Figura 27. Máquina rectificadora de discos.

Resultados.

1. Fuerza necesaria para el rectificado.

388.34[N]

2. Cálculo del motor.

1.5 HP

3. Velocidad de corte para el diámetro máximo a rectificar.

79.79 m/min

4. Profundidad máxima.

0.22mm

5. Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo transversal.

Pr= 11.00[N]

Pr= 1.1 Kg

6. Par de torsión

Tr= 0.193[N-m]

7. Tornillo auto bloqueante

7.3mm>5mm

8. Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo Longitudinal

Pr=17.13[N]

Pr=1.75Kg

9. Par de torsión.

Tr=0.7[N-m]

10. Tornillo auto bloqueante

16.18mm>5mm

Discusión

Al diseñar la máquina rectificadora de discos es importante elegir los adecuados materiales para el buen desempeño y durabilidad del elemento.

El programa solid works tiene la ventaja de proporcionarnos la elección de los materiales para la respectiva simulación de esfuerzos y deformaciones de sus partes y piezas.

Todos los materiales seleccionados para el diseño de la máquina mediante el programa solid works, se los puede conseguir en locales comerciales de venta de materiales, todos los elementos los cuales son diseñados tenemos el privilegio de encontrarlos en el mercado actual.

Todos los materiales que se propusieron para el diseño de la máquina rectificadora de discos, cada uno de ellos tienen características diferentes tanto para el diseño de la bancada, charriot, tornillo transversal, longitudinal y elementos de diseño fueron previamente escogidos por sus características de material.

Los cálculos obtenidos tanto en la fuerza para mover los tornillos tanto transversal como longitudinal se asemejan a la realidad en una máquina de torno convencional, dando como resultado el buen uso de fórmulas y resolución del mismo.

Todas las simulaciones de los elementos diseñados se tuvieron como resultado que el diseño de la máquina es óptimo para su fabricación ya que no existen deformaciones ni esfuerzos excesivos que limiten su buen funcionamiento.

Los resultados fueron de acorde a las necesidades propuestas para el desarrollo de este proyecto dando como resultado una máquina de similares características a una moderna, pero con un bajo costo si se llega a construir.

Conclusiones

Los resultados obtenidos en los cálculos de las fuerzas de giro de las manivelas de los husillos tanto transversal y longitudinal son semejantes en la vida real si se llegara a construir la máquina.

El proyecto ejecutado es de menor costo con respecto a otras máquinas de similares características con la misma capacidad de producción.

Existen rodamientos para diferentes tipos de carga, lo importante es saber identificar el tipo de carga para poder seleccionar el elemento correcto.

Es importante saber que con este tipo de maquinaria apta para el rectificado disminuiría en un 30 % el tiempo de trabajo establecido.

Todas las simulaciones de bancada, charriot, carro porta charriot están en los rangos establecidos cumplen con los factores de seguridad para materiales dúctiles.

Las propiedades de los materiales físicas y químicas son fundamentales para el correcto diseño de la máquina ya que dependen de su desempeño tiempo-trabajo.

Con este diseño queda establecido que la maquina desarrollada se asemeja a un torno convencional paralelo, cumple con las mismas características del mismo pero a su vez es de menor costo en partes y piezas.

Analizando la distribución del esfuerzo en caso de rotura se ve afectada la cuchilla pero no existe afectación en el portacuchillas.

Recomendaciones.

Es importante tomar en cuenta las diferentes propiedades de los materiales, ya que son estas las que garantizan un óptimo diseño mecánico.

Tomar en cuenta la concentricidad del motor hacia el chuck al realizar el rectificado del disco, para que no sufran esfuerzos adicionales, ya que esto puede hacer que exista un descentramiento en la punta del eje.

Lo más importante concluir un diseño con el mecanismo más óptimo para el trabajo que vaya a realizar, es por eso la importancia del estudio de diferentes mecanismos los cuales puedan cumplir con los requerimientos.

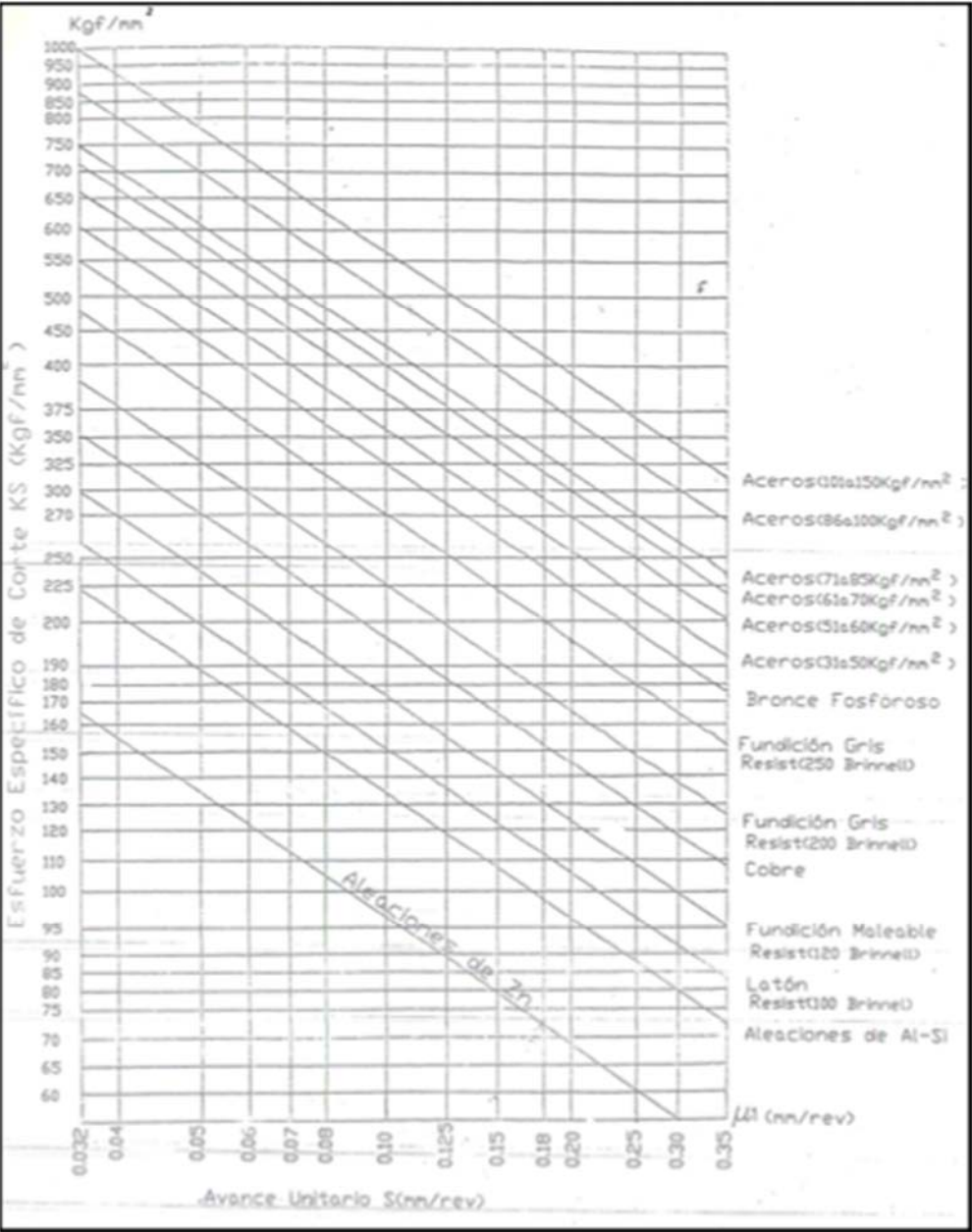
Los elementos de acople matrimonio de ejes tanto de motor hacia el chuck en el diseño deben tener las tolerancias y ajustes correspondientes.

Tomar en cuenta siempre los diámetros de los discos de freno ya que de este depende el tiempo de proceso de mecanizado.

Verificar tolerancias establecidas de desbaste para los ciertos materiales de los discos de freno para tener un buen acabado superficial de las caras de contacto.

Anexos

Anexo 1. Tabla para obtener presiones específicas Ks



Anexo 2. Tabla para obtener coeficientes de fricción f de pares roscados

<i>Material del tornillo</i>	<i>Material de la tuerca</i>			
	<i>Acero</i>	<i>Bronce</i>	<i>Latón</i>	<i>Hierro fundido</i>
<i>Acero, seco</i>	0.15–0.25	0.15–0.23	0.15–0.19	0.15–0.25
<i>Acero, aceite para máquina</i>	0.11–0.17	0.10–0.16	0.10–0.15	0.11–0.17
<i>Bronce</i>	0.08–0.12	0.04–0.06	—	0.06–0.09

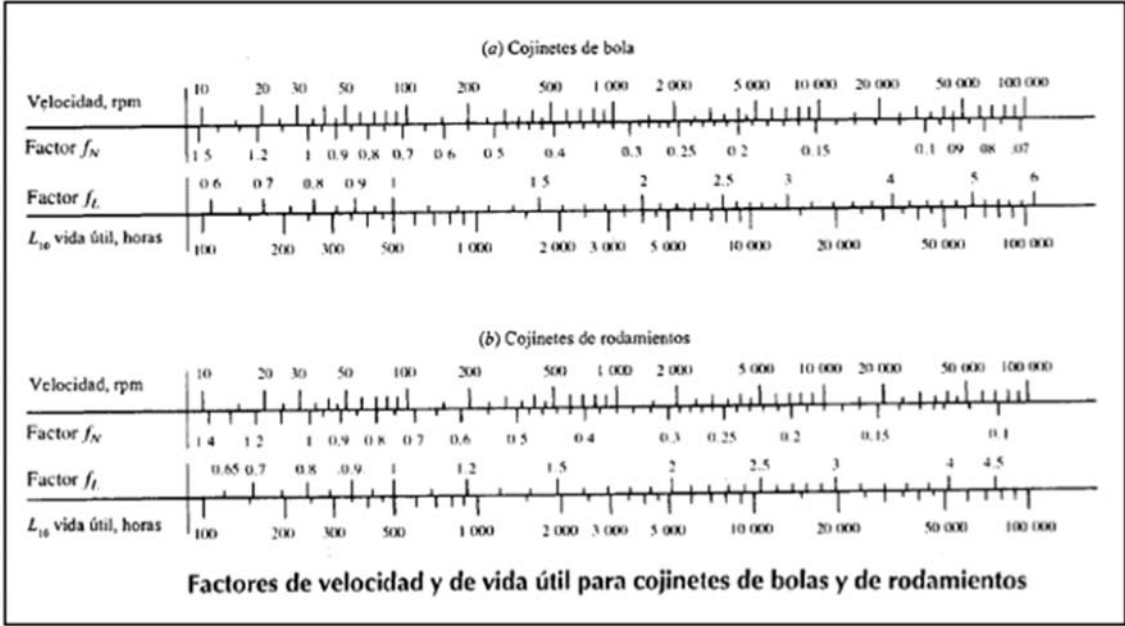
Comparación de tipo de cojinetes			
<i>Tipo de cojinete</i>	<i>Capacidad de carga radial</i>	<i>Capacidad de carga de empuje</i>	<i>Capacidad de desalineación</i>
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/buena	Excelente
Rodamiento ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Anexo 4. Factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda

Factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda					
e	T/C_o	Y	e	T/C_o	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$ para todos los valores de Y .

Anexo 4. Tabla velocidades y de vida útil para cojinetes de bolas y de rodamientos.



Anexo 5. Tabla vida útil de diseño recomendada para cojinetes

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

Fuente. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

Anexo 6. Factor de diseño.

SELECCIÓN ORIENTATIVA DE FACTORES DE SEGURIDAD, PARA MATERIALES DÚCTILES		
Información disponible	Fiabilidad de los datos que se disponen	Factor
Ensayos de materiales	El material de diseño ha sido probado en condiciones similares.	A= 1.3
	Características mecánicas de probetas del material ensayado.	A= 2
	Datos fiables de tablas y catálogos genéricos de materiales.	A= 3
	Datos poco fiables de los cuales no sabemos su procedencia.	A> 5
Condiciones de contorno de utilización de material.	Idénticas condiciones a las del material ensayado.	B= 1.3
	La pieza diseñada funcionará en un entorno aislado.	B= 2
	Entorno de utilización moderadamente agresivo.	B= 3
	Entorno de utilización muy agresivo.	B> 5
Procedimientos de diseño y modelado analítico utilizados.	Han sido probados científicamente mediante experimentos.	C= 1.3
	Representan las condiciones de funcionamiento con precisión.	C= 2
	Representan las condiciones de funcionamiento aproximadamente.	C= 3
	Representan las condiciones de funcionamiento con poca precisión.	C> 5

Anexo 7. Rodamiento rígido de bolas código RLS-2Z



SKF Bearing Calculator

Calculation summary report

Published on 2015-07-20 21.44.38 GMT

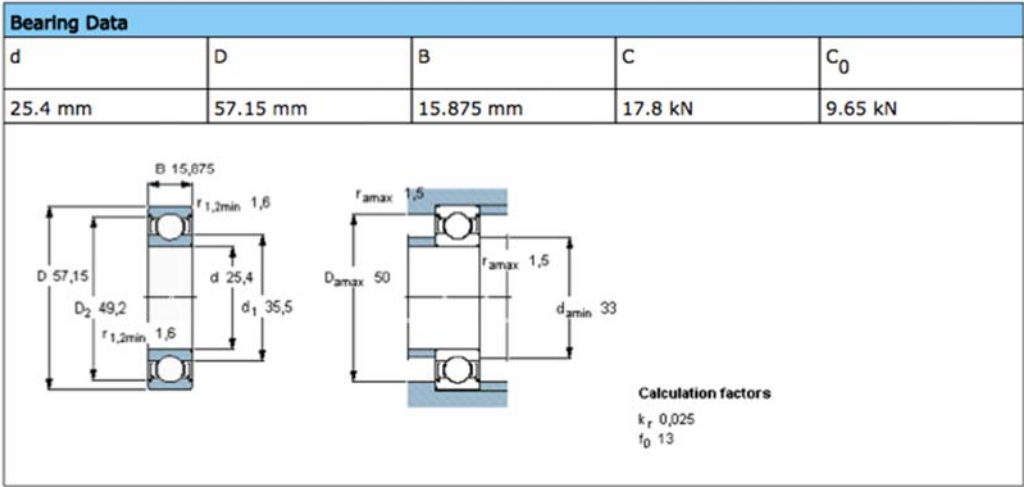


Anexo 8. Tabla contenidos y designación del rodamiento rígido de bolas



Table of Contents
1. Designation: RLS 8-2Z 1.1 Bearing life 1.2 Minimum load 1.3 Frictional moment - power loss 1.4 Bearing frequencies 1.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed 1.6 Grease life for capped deep groove ball bearings 1.7 Viscosity 1.8 Equivalent dynamic bearing load
2. Designation: RLS 8-2Z 2.1 Bearing life 2.2 Minimum load 2.3 Frictional moment - power loss 2.4 Bearing frequencies 2.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed 2.6 Grease life for capped deep groove ball bearings 2.7 Viscosity 2.8 Equivalent dynamic bearing load

1. Designation: RLS 8-2Z Type: Deep groove ball bearing



1.1 Bearing life

Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
--	----------------------------------

Anexo 9. Tabla especificaciones del rodamiento rígido de bolas



F_r Radial load	0.196 kN
F_a Axial load	0.0049 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	800 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	30 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Error

The operating temperature 30 °C is too low to calculate a valid grease life.

Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	50
κ Viscosity ratio	8.15
P Equivalent dynamic bearing load	0.196 kN
η_c Factor for contamination level	0.8
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	22.5 mm ² /s

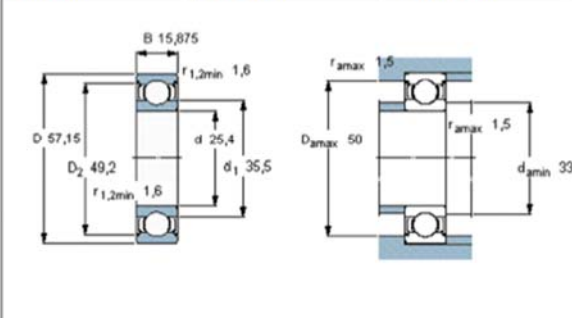
Anexo 10. Tabla medidas rodamiento rígido de bolas



Result

P Equivalent dynamic bearing load	0.196 kN
---	----------

2. Designation: RLS 8-2Z Type: Deep groove ball bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
25.4 mm	57.15 mm	15.875 mm	17.8 kN	9.65 kN
				

2.1 Bearing life

Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	0.196 kN
F_a Axial load	0.0049 kN
n_l Rotational speed of the inner ring	800 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	30 °C

Anexo 11. Tabla frecuencias vida útil del rodamiento rígido de bolas



M_{sl} Sliding frictional moment	0.62 Nmm
M_{seal} Frictional moment of the seals	0 Nmm
M_{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M Total frictional moment	13.9 Nmm
N_r Power loss	1 W
v Lubricant viscosity at operating temperature	183.1 mm ² /s
M_{start} Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	1.87 Nmm
K_{rs} Replenishment/starvation constant	6.0E-8

2.4 Bearing frequencies

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	800 r/min
n_e Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)	0 r/min

Result

f_i Rotational frequency of the inner ring	13.3 Hz
f_e Rotational frequency of the outer ring	0 Hz
f_c Rotational frequency of the rolling element and cage assembly	5.13 Hz

Anexo 12. Tabla cargas mínimas del rodamiento rígido de bolas



2.2 Minimum load

Input Parameters

n_i Rotational speed of the inner ring	800 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	30 °C
Viscosity at 40 °C	153 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.23 mm ² /s

Result

F_{rm} Minimum radial load	0.12 kN
--	---------

2.3 Frictional moment - power loss

Input Parameters

μ_{EHL} Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
F_r Radial load	0.196 kN
F_a Axial load	0.0049 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	800 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	30 °C
Grease used in the bearing	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Result

M_{rr} Rolling frictional moment	13.3 Nmm
--	----------

Bibliografía:

Nicolas Larburu Arrizabalaga. (s.f.). *Angulos de corte de la cuchilla* (Quinta ed.).

Sistemas de transmision y Frenado. (2012). Paraninfo.

Arroyo, P. (Julio de 2015). Quito, Pichincha.

E. Cañibano, M. G. (2005). Valladolid.

<http://newtec.blogspot.com>. (2008). <http://newtec-contabilidadyfinanzas-sena.blogspot.com/2008/11/partes-accesorios-operaciones-y.html>. Obtenido de <http://newtec-contabilidadyfinanzas-sena.blogspot.com/2008/11/partes-accesorios-operaciones-y.html>.

<http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>. (Julio de 2015). <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>. Obtenido de <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>.

<http://www.xixcnim.uji.es>. (s.f.). <http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/07-23.pdf>. Obtenido de <http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/07-23.pdf>.

<http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/07-23.pdf>. (s.f.). <http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/07-23.pdf>. Obtenido de <http://www.xixcnim.uji.es/CDActas/Documentos/ComunicacionesOrales/07-23.pdf>.

Manual Técnico de la pastilla de freno, R. (2008).

Manuel Vega, F. G. (2000).

Martinez Krahmer, O. d. (2000).

Napoles Alberro Amelia. (s.f.). *Tecnología Mecánica*.

Pareto Luis. (s.f.). *Formulario de Tecnología*.

Pompon Jean P. Manual de discos de frenos, B. S. (1997).

Rodriguez Avilez E.L . (Noviembre de 2011). Diseño y construcción de una rectificadora de discos. Quito, Pichincha.

www.indumetan.com. (s.f.). www.indumetan.com/partes-del-torno-elementos-principales-del-torno-paralelo-mecanizados.

www.skf.com. (s.f.). [www,skf.com](http://www.skf.com).