



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor,
2019

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Industrial

AUTOR:

Raygada Chamba, Arturo Noé (ORCID: 0000-0003-3870-0427)

ASESOR:

Ing. Rivera Calle, Omar (ORCID: 0000-0002-1199-7526)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Gestión Empresarial y Productiva

PIURA - PERÚ

2020

DEDICATORIA

En primer lugar quiero dedicar la presente tesis a Dios y a todas las personas que me cuidan desde el cielo, por ser quien otorga la fortaleza para seguir adelante.

A mis abuelos Sol Bomny y Pablo Enrique, a mis padres Liliana y Arturo, a mi hermana Ruby, a mis tías y a todos y cada uno de los docentes que ciclo tras ciclo dieron lo mejor de ellos para convertirnos en profesionales de bien.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Cesar Vallejo de la filial Piura, en especial a los docentes de la Facultad de Ingeniería Industrial por su correcta formación profesional.

A mis abuelos Sol Bomny y Pablo Enrique por sus consejos, comprensión, ya que gracias a ellos se aceptó el reto de ayudarme a estudiar esta profesión ofreciéndome todo para seguir adelante y desarrollarme como una persona llena en valores, principios, carácter, perseverancia, para cumplir con todos mis objetivos.

A mis padres Liliana y Arturo junto con mi hermana Ruby, por estar siempre a mi lado y brindarme todo el apoyo y amor para continuar con cada uno de los retos presentados y ser mi fuente de inspiración y el pilar más fuerte en mi vida.

Agradezco al Ing. Omar Rivera, por las pautas y consejos para el diseño de la máquina rectificadora.

Índice	Pág.
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
Resumen.....	vii
Abstract	viii
I. Introducción.....	9
II. Marco Teórico	12
III. Metodología	21
3.1 Diseño de investigación	21
3.2 Matriz de operacionalización de variables	23
3.3 Población y muestra	24
3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	24
3.5 Procedimientos	25
3.6 Métodos de análisis de datos.....	26
3.7 Aspectos éticos.....	26
IV. Resultados	28
V. Discusión.....	34
VI. Conclusiones	37
VII. Recomendaciones	38
Referencias.....	39
Anexos.....	44

Resumen

La presente tesis lleva como título “Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor, 2019”, la misma que se desarrolló de abril 2019 a diciembre 2019, en el cual se empleó una metodología de diseño de acuerdo al autor Robert Norton, en su texto “Diseño de Maquinaria”, así mismo se hace mención a diversas teorías tales como la de esfuerzos, sistemas de transmisión, tercera ley de Newton, diseño de elementos de máquinas por el autor Robert L. Mott, siendo el método de investigación seleccionado de tipo descriptivo, cuantitativo y aplicada, así mismo de diseño no experimental – transversal, donde la población estuvo determinada por los tipos de válvulas de motor existentes a nivel internacional, utilizando como muestra diez válvulas más comerciales de la región, siendo estas válvulas de motores: Caterpillar, Cummins, Hyundai, Kia motors, Mercedes Benz, Mitsubishi, Nissan, Perkins, Toyota y Volvo, debido a que son las que mayormente se reparan en las pymes del norte, cuya información fue extraída de un catálogo de válvulas MAHLE (2017). Tomando en cuenta así tres tipos de materiales de válvulas, de acuerdo a los ofrecidos por la muestra, se tuvo las propiedades mecánicas de los materiales: Inconel 600, Grade 304H, Inox 316, permitiendo así desarrollar el diseño de la máquina, teniendo como instrumentos la ficha de matriz dimensional de los motores, ficha de especificaciones de la máquina y la ficha de costos de la máquina, así como el software de diseño SOLIDWORKS versión 2018, concluyendo que el diseño de la máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor, 2019, tiene una capacidad de trabajo de 06 a 15 horas diarias.

Palabras clave: Máquina, Válvulas, Reparación.

Abstract

The present thesis is entitled "Design of a valve grinding machine for the repair of engine heads, 2019, which was developed from April 2019 to December 2019, in which a design methodology was used according to the author Robert Norton, in his text "Design of Machinery", likewise mention is made to various theories such as that of stresses, transmission systems, newton's third law, design of machine elements by the author Robert L. Mott, being the method of research selected of descriptive, quantitative and applied type, as well as of experimental design .transversal, where the population was determined by the types of motor valves existing internationally, using as sample ten more commercial valves of the region, being these valves of motors: Caterpillar, Cummins, Hyundai, Kia motors, Mercedes Benz, Mitsubishi, Nissan, Perkins, Toyota and Volvo, because they are the ones that are mostly repaired in northern Smes, whose information was extracted from a valve catalog MAHLE (2017), taking into account three types of valve materials, according to those offered by the sample, the mechanical properties of the materials were taken: Inconel 600, Grade 304H, Inox 316, thus allowing to develop the design of the machine, having as instruments the dimensional matrix card of the engines, the specification sheet of the machine and the cost sheet of the machine, as well as the design software Solidworks version 2018, concluding that the design of the valve grinding machine for engine head repair, 2019, has a working capacity of 06 to 15 hours per day.

Keywords: Machine, Valves, Repair.

I. Introducción

En el mundo, existen diversos tipos de empresas dedicadas al rubro de metalmecánica, enfocadas específicamente en todo tipo de reparación, los cuales día a día buscan adaptar nuevas tecnologías para optimizar y alcanzar trabajos de alta precisión, mejorando cada vez sus servicios terminados. Así mismo, existen centros tecnológicos como es el Centro Tecnológico IK4-Ideko que son especialistas en producción industrial y tecnologías de fabricación, dedicados a desarrollar, captar, y generar nuevas tecnologías capaces de dar solución a los problemas actuales y futuros de la industria en general.

En el Perú, existe una gran demanda de subcontratación por las grandes empresas mineras, petroleras, de construcción, de alimentos, etc. que buscan tercerizar sus trabajos por conveniencia y/o tiempo. Por otro lado, “[...] el presidente coordinador del Comité Metal Mecánico de la Sociedad Nacional de Industrias (SNI), Augusto Martinelli, explicó que la alianza que propone el gremio industrial consiste en realizar reuniones entre ambos sectores, cuya finalidad es que las mineras presenten los proyectos a los representantes de diversas empresas de la industria metalmecánica nacional.” (GESTIÓN, 2018).

Sin embargo, en la actualidad las empresas que pretendan ser subcontratadas para diversos trabajos, deberán acreditar que disponen de recursos humanos, en su nivel directivo y productivo. Así como también, deberán contar con máquinas y maquinarias sofisticadas para los trabajos especificados, los cuales deberán garantizar seguridad, precisión y calidad.

En el departamento de Piura es muy difícil encontrar tipos de servicios de metalmecánica con acabados precisos, sobre todo en el área de rectificación de motores, pues en su mayoría se realizan de manera manual y ante cualquier tipo de piedra de desbaste.

Como es en el caso de la Empresa “Factoría Rioger”, ubicada en Sullana, en el cual se puede observar los siguientes inconvenientes: el mecanizado y rectificado de las válvulas y otros mecanismos, son realizados de manera manual dependiendo éstos en su totalidad de la experiencia del maestro encargado, generando así demoras en la reparación de culatas, a esto se le añade posibles deficiencias en su calidad teniendo como resultado inadecuados acabados

que originan trabajos extras en el proceso de asentado para corregir dichas fallas. Por otro lado, se logró observar que cuando existe acumulación de trabajos, algunos clientes prefieren solucionar su problema de reparación con otras empresas, dado que el tiempo de demora ofrecida en ese momento por la Factoría Rioger no convence al cliente. Y todo esto se debe por que la empresa no cuenta con la tecnología que permita mecanizar este proceso de manera apropiada, es decir, que cumpla con los parámetros adecuados de calidad que exigen los clientes.

En caso de persistir y no solucionar esta situación, lo más probable es que los clientes busquen nuevas alternativas, el cual traerá como consecuencia pérdida de cliente e ingresos.

Con la finalidad de darle solución a la problemática descrita anteriormente, lo que se busca es diseñar una máquina que pueda brindar acabados de alta precisión en el rectificado de válvulas, logrando así que al momento de reparar culatas se logre un asentado más preciso y sin demoras, disminuyendo considerablemente la acumulación de trabajos.

Es por eso que para la presente tesis se formuló la siguiente interrogante general: ¿Cómo diseñar una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor?

Así mismo se formularon preguntas específicas para poder dar respuesta a la pregunta general, entre ellas tenemos: ¿Cómo se determinará la potencia del motor eléctrico a utilizar para el sistema de alimentación energética de la máquina?, ¿Cómo estará conformado el sistema de transmisión de potencia para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora de válvulas?, ¿Cómo estará conformado el sistema de sujeción de la válvula para el correcto funcionamiento de rectificado? y ¿Cuáles serán los costos de fabricación de una máquina rectificadora de válvulas?.

Por otra parte, la presente investigación se justifica técnicamente por que pretende llegar a una solución para las diferentes empresas dedicadas al rubro de mantenimiento y reparación de motores, las cuales en su mayoría no cuentan con una máquina rectificadora de válvulas, de esta manera se estaría proporcionando así, facilidades de contar con un diseño de una máquina rectificadora de válvulas que habilite la adquisición de este producto, el cual pueda ser

implementado por empresas dedicadas a este rubro, puesto que dicho tipo de máquina solo es fabricado fuera del territorio nacional.

Un diseño de máquina rectificadora de válvula traerá beneficios de servicio y confianza, no solo para los operarios al momento de rectificar una válvula, sino también a las empresas y clientes por que brindarán un servicio de alta calidad en sus trabajos terminados.

Por otro lado, se justifica metodológicamente pues la manera como se aborda esta investigación servirá como referencia a futuras generaciones de profesionales e investigadores que buscan diseñar o rediseñar maquinas con la finalidad de solucionar problemas industriales, por último presenta una relevancia social, pues al mejorar las condiciones de servicio a los clientes, estaremos contribuyendo con una sociedad industrial más satisfecha respecto a sus necesidades.

De tal manera que se logren cumplir como objetivo general: Diseñar una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.

Así mismo, para cumplir con el objetivo general se establecieron objetivos específicos de los cuales tenemos: primero Determinar la potencia de motor a partir del esfuerzo de corte de la máquina rectificadora de válvulas, segundo diseñar el sistema de transmisión de potencia para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora de válvulas, tercero diseñar el sistema de sujeción de la válvula para el correcto funcionamiento de rectificado y cuarto determinar el costo de fabricación de la máquina rectificadora de válvulas.

II. Marco Teórico

Cabe resaltar que para la presente investigación se necesitó de investigaciones internacionales como la de: VERA (2015), en su Tesis Titulada “Máquina rectificadora por bandas para súper acabado de piezas rotativas de acero AISI 1018, y acero AISI 1018 con cromado duro: diseño, construcción y pruebas”. Por la Universidad San Francisco de Quito Colegio de Ciencias e Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, para optar el título profesional de ingeniero mecánico, en el cual establece como objetivo general: Diseñar, construir y probar una máquina rectificadora con un sistema de bandas de lija, capaz de brindar un súper-acabado en piezas rotacionalmente simétricas, para la obtención de un acabado superficial de alta calidad. Fue una investigación de tipo experimental, donde se diseñó, construyó y posteriormente se realizaron pruebas de una máquina rectificadora con un sistema de bandas de lija, capaz de brindar un súper-acabado a piezas rotacionalmente simétricas, obteniendo un acabado superficial que está dentro de los parámetros de calidad esperados. Esta investigación fue seleccionada dado que se relaciona con el procedimiento de diseño y cálculos para determinar esfuerzos ideales, tal como está especificado en el primer objetivo específico de esta investigación.

Así mismo investigaciones previas a nivel nacional tales como: GUERREROS (2016), en su tesis titulada “Diseño de máquina peladora para la extracción de pulpa de opuntia FICUS-INDICA en la región de Junín”. Por la Universidad Nacional del Centro del Perú - Huancayo, Facultad de Ingeniería Mecánica, para optar el título de ingeniero mecánico, en el cual establece como objetivo general: diseñar una máquina peladora mediante el VDI 2222 para la extracción de la pulpa de opuntia ficus-indica en la región Junín. Fue una investigación de tipo descriptiva, donde se concluye que los planos de fabricación fueron elaborados mediante la norma Internacional ISO 286 (1)-62 que brinda designaciones de tolerancia ISO R286 y tolerancias generales reguladas por la norma fundamental ISO 2768 1:1989. Esta investigación fue seleccionada dado que para diseñar los sistemas de corte y los transportadores del fruto se utilizó un software “Autodesk Inventor” para su evaluación de análisis dinámico y estático.

ALONZO (2016), en su tesis titulada “Diseño de una maquina escarificadora de quinua para mejorar la producción de quinua en las comunidades campesinas de Sicaya”. Por la Universidad Nacional del Centro del Perú – Huancayo, Facultad de Ingeniería Mecánica, para

optar el título Profesional de Ingeniero Mecánico, en el cual establece como objetivo general: diseñar una máquina escarificadora de quinua para mejorar la producción de quinua pelada en el distrito de Sicaya. Fue una investigación de tipo descriptiva donde se ha planteado el desarrollo de un diseño que sea compatible con el concepto de tecnología apropiada para el sector rural, de esta manera se concluye que el diseño de la máquina escarificadora es de fácil mantenimiento, por su construcción y el acople de sus elementos, ya que se puede montar y desmontar fácilmente y favorece para la revisión y mantenimiento periódico. Esta investigación fue seleccionada por que ha realizado un diseño de máquina ajustable a los requerimientos de su sector industrial tal como se enuncia en uno de sus objetivos de investigación.

Y por último investigaciones previas a nivel local tal como la de GARCÍA (2018), en su tesis titulada “Diseño de máquina de fabricación de malla de metal desplegado de dimensión 270-15-20 / 450-30-30 / 500-40-30 por 3,2mm a través de estudios de esfuerzos requeridos, cinemático y dinámico”, por la Universidad César Vallejo, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Industrial, para optar el título Profesional de Ingeniero Industrial, en el cual establece como objetivo general: Diseñar una máquina para fabricar mallas de metal desplegado de dimensión 270-15-20 / 450-30-30 / 500-40-30 por 3,2mm a través de estudios de esfuerzos requeridos, cinemáticos y dinámicos. Fue una investigación de tipo descriptiva donde se concluye que se logró diseñar el sistema de transmisión para el corte doblado y estirado de la malla metálica, teniendo un motor eléctrico de accionamiento de 20 Hp; cigüeñal de 180mm de diámetro y 2218mm de largo; engranajes, poleas y volantes de inercia, tanto para el movimiento primario y transversal, en base a los estudios cinemáticos y dinámicos. Esta investigación fue seleccionada dado que dos de sus objetivos específicos se relaciona, con la determinación de cálculos de tensión de corte y transmisión de potencia para su diseño de máquina tal como se especifica en esta investigación.

Adicionalmente se investigó teorías relacionadas con diseño de máquinas:

Diseño: Es el resultado terminado de un proceso, cuyo objetivo es perseguir una posibilidad oportuna a cierta problemática específica, tratando siempre en lo posible de ser factiblemente práctico y específico en lo que se fabrica. Para poder proceder con un buen diseño es esencial la aplicación de distintas técnicas y métodos, de tal manera que pueda quedar plasmado ya sea en bosquejos, dibujos, bocetos o esquemas de lo que se quiere alcanzar, para poder lograr

una producción y de esta manera lograr el aspecto más idónea y conciso posible según RODRÍGUEZ (2008), y para BUDYNAS (2008), diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse.

Por otro lado para MOTT (2006), “El diseño mecánico de una maquina es el desarrollo de elección de componentes mecánicos para armonizarlos y lograr un propósito deseado. Lógicamente, los componentes de la máquina deben ser compatibles, adaptarse bien entre sí y operar en forma fiable y eficiente. El delineante no solo debe analizar el desempeño de los elementos diseñados, sino también los elementos con que debe interactuar.”

La teoría del diseño de mecanismos puede entenderse como el dual de la teoría de juegos, Cuando se considera un juego se parte de las estrategias disponibles para los participantes y, luego, se calcula el equilibrio al que llegarán tras su interacción y los pagos (costos) que obtendrá cada uno de ellos. (CAÑAS. 2015).

CELY (2012), indica que en un proyecto de investigación en diseño, los artefactos o máquinas son el resultado de una acción deliberada que produce conocimiento o que aporta un valor agregado a una solución específica. Estos diseños pueden ser prácticos si su función es crear valor o pueden ser teóricos si su finalidad es encontrar la verdad.

Sin embargo, para diseñar una máquina se debe respetar cierta metodología de diseño de una máquina, por qué; el diseño de una máquina parte de una necesidad específica. Mediante una serie de conocimientos multidisciplinarios (dibujo industrial, esfuerzos de componentes, mecánica y teoría de mecanismos...), se proyectará la máquina que debe satisfacer dicha necesidad del usuario.

Las etapas o pasos a seguir para el diseño de una máquina de acuerdo al autor NORTON (2000), en su texto “Diseño de Maquinaria” son las siguientes:

Para la primera fase se debe realizar la Identificación de la necesidad, la cual consiste básicamente en saber “lo que se necesita...”, planteando este enunciado como una solución ya establecida.

La siguiente es la fase más relevante pues se deberá realizar una investigación preliminar, la cual consiste en reunir información acerca de aspectos químicos, físicos y de otras propiedades relevantes del problema.

Como tercera fase se procede a plantear una meta, en esta fase se establece el fundamento del área del problema con un planteamiento más coherente, la cual se caracteriza por “...Ser preciso, absoluto y compuesto por posibles soluciones”.

Para la cuarta fase que es establecer las especificaciones de funcionamiento; básicamente se enfoca directamente en “...lo que el sistema debe hacer...” teniendo como propósito puntualizar y limitar atentamente el problema, de tal modo que se pueda encontrar y evidenciar que se ha resuelto, luego de tal hecho.

La quinta fase es de ideación e invención, en esta se debe plantear más de una solución, siendo lo más importante ingeniar diversas soluciones (un diseño mecánico), que satisfaga lo que se pretende realizar con respecto al problema.

Sexta fase es análisis, para esta fase se estudiarán datos técnicos como su potencia, dureza, velocidad, costo, mantenimiento, etc., para lograr el éxito del proyecto.

Séptima fase es selección, la cual consiste en una selección general donde se incluye un análisis comparativo de las soluciones de diseño disponibles, como por ejemplo realización de una matriz de decisión con ponderación.

Octava fase es el diseño detallado; la cual está enfocada específicamente en “...la elaboración de un conjunto completo de bosquejos detallados de tal manera que encajen en su acoplamiento, así mismo clasificadores de partes mediante el diseño asistido por computadora (CAD), para todas y cada una de las partes empleadas en el diseño...”.

Y por último, se procede a la elaboración de prototipos; después de culminar el diseño a detalle, se procederá a la construcción de un prototipo del equipo, con la finalidad de eliminar

errores en el diseño. Teniendo en cuenta que la tecnología actual permite elaborar un prototipo virtual antes de pasar a la construcción.

Por otra parte NORTON (2000), “un mecanismo es un artilugio que modifica las acciones según un sistema apetecible, y que comúnmente desarrolla fuerzas que transmiten poca potencia y muy poca intensidad. Estos pueden considerarse de carácter preciso como unos dispositivos cinemáticos: en otros términos, que sin tomar en cuenta las fuerzas se puede analizar cinemáticamente, por otro lado, las máquinas y los mecanismos que funcionan a velocidades altas deben tratarse ante todo como mecanismos, en el que se deberá desarrollar un estudio cinemático de sus aceleraciones y velocidades.”

En la presente investigación, se diseñó un tipo de máquina operadora; la cual, recibirá la energía de una máquina motriz y la empleará para efectuar un trabajo determinado (rectificar válvula). Dicha máquina mediante procedimientos mecánicos hará funcionar una herramienta, teniendo como objetivo sustituir el trabajo manual del operario.

Así mismo se establece que las rectificadoras es un proceso de mecanizado por abrasión de superficies de piezas para finalizado de producción de componentes que requieran superficies de muy buena calidad y tolerancias precisas, siendo este un método de acabado de superficies, donde la herramienta a emplear es una rueda abrasiva, conformada por granos muy finos de cuarzo, carburo de silicio, alundum, borazon y un aglutinante.

Para SCHVAB (2011), “El rectificado de válvulas es un proceso de mecanizado que por medio del empleo de una muela rectificadora que es accionada desde un husillo que trabaja sobre una determinada área de la válvula a mecanizar, provocan la erosión de la parte que es contactada, mejorando así el acabado superficial de la válvula (...).”

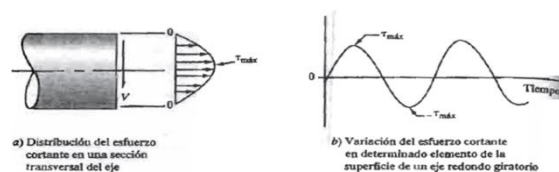
El rectificado de válvulas de asiento depende en su totalidad del ángulo de cierre de las válvulas que en su gran mayoría de motores es de 45 grados y algún modelo deportivo tienden a ser un ángulo de 30 grados; sin embargo, si se desea aprovechar las mismas válvulas se tendrá que rectificar, para ello se deberá realizar con una rectificadora de válvulas donde se pueda graduar el ángulo deseable, teniendo en consideración que la válvula siempre es

rectificada a 3/4 de grado menos que el asiento. En caso de que existan deformaciones en el vástago o cabeza, estas válvulas deberán ser sustituidas por otras nuevas.

Para MOTT (2006), “Esfuerzo se puede precisar básicamente como la resistencia interna que presenta un material contra una carga externa aplicada en una área específica de la pieza. Los esfuerzos normales son de compresión (negativos) y de tensión (positivos).”

Para el esfuerzo cortante de un eje; y según MOTT (2006), “En cualquier parte de un eje que transfiere potencia, existirá un esfuerzo cortante torsional, sin embargo, y en el caso normal habrá una fuerza flexionante sobre esa misma superficie. Asimismo estos están expuestos a esfuerzos axiales, de tensión o de compresión, sobre los demás esfuerzos. Por lo tanto la elección sobre qué esfuerzo utilizar para diseñar un eje depende en su totalidad de la situación específica del punto de interés del eje.” A continuación se mostrará el esfuerzo cortante en un eje giratorio, a causa de la fuerza cortante vertical. (Ver Fig. 01). Para ello se deberá calcular el esfuerzo cortante vertical máximo mediante la siguiente fórmula: la tensión máxima será igual a cuatro veces la fuerza cortante vertical entre tres veces el área de la sección transversal.

Fig.01: Esfuerzo cortante en un eje giratorio



Fuente: Diseño de elementos de maquina (MOTT 2006)

También existe un Esfuerzo flexionante de un eje y según MOTT (2006), “Para la flexión reiterada e invertida en un eje, producido por cargas transversales observables en un eje giratorio, el trabajo de diseño se correlaciona con la resistencia del material del eje a la fatiga. Al determinar el esfuerzo de diseño se deben analizar sus situaciones.”

Para esta tesis la condición del eje, se considerará la fuerza flexionante sobre el eje, para transmisiones con bandas en V. Entonces la ecuación a utilizar para determinar dicha fuerza flexionante es igual a la constante (C) que para transmisión por fajas en V es de 1.5, multiplicado por la fuerza impulsora neta, o si no también se dice que: la fuerza flexionante sobre un eje es igual a la constante (C) multiplicado por el par torsional sobre el eje, todo esto dividido entre la mitad del diámetro. (MOTT, 2006),

Otro aspecto es el esfuerzo de fricción que según GONZALES de Celis (2014), “el ángulo de fricción interno (ϕ) depende esencialmente de factores como la compacidad del material, de la forma de los granos, de su grosor y de la granulometría [...]”.

No obstante para MOTT (2006), “los ejes sometidos solo a torsión y flexión son los que sujetan engranes rectos, poleas por bandas en V o ruedas por cadenas. Donde la potencia transferida origina fuerzas transversales y torzales sobre los elementos que causan flexión (...)” Para ello se empleará una ecuación que determina el diámetro del eje siendo esta fórmula compatible con la norma ANSI B106.1M, así mismo esta ecuación también puede ser utilizada para torsión pura o flexión pura, ecuación de diseño para ejes (LOEWENTHAL, 1984), (Ver Anexo 01).

Para ello según PEREZ (2017), se debe realizar un diagrama de fuerza cortante y de momentos, así como las reacciones en los soportes que tendrán el eje, y el momento máximo, para poder determinar así el esfuerzo admisible y el diámetro del eje (...).

En todo diseño mecánico la transmisión de potencia tiene como finalidad principal, conducir a los distintos elementos de una maquina el movimiento mecánico y la potencia producida por un medio motriz (motor) de tal modo que la maquina pueda operar correctamente y acatar con los objetivos para la cual fue diseñada.

Por ende un motor eléctrico son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un rotor y un estator, sin embargo el motor eléctrico específicamente es un artificio que transforma la energía eléctrica en energía mecánica a causa de la operatividad de sus campos magnéticos originados por sus bobinas, según QUIÑONEZ (2010), “todo motor eléctrico debe poseer una

placa donde posea los datos de diseño y funcionamiento, el mismo que es proporcionado por el fabricante que comúnmente vienen impresos en placas metálicas [...]"

La potencia de un motor se determina, en cualquiera de los casos multiplicando el par motor por la velocidad angular. Siendo el par motor aquella fuerza desarrollada en el lapso de la rotación, alcanzando un valor máximo determinado, el cual deberá ser inferior a la potencia máxima. Por otro lado en el diseño de una máquina rectificadora la potencia de motor a utilizar se determinará a partir del esfuerzo máximo de rectificación, para ello se analiza la muela abrasiva y el material de la válvula a rectificar.

Para transmitir potencia de alta velocidad en un diseño mecánico según MARULANDA (2009), "[...]se parte de la selección de relación y potencia requerida en el motor[...]", Así mismo para MOTT (2006), se deberá tomar en cuenta, una banda el cual es un elemento flexible muy importante para diseñar una transmisión de potencia ya que esta deberá asentar fuertemente en un conjunto de poleas o poleas acanaladas con la finalidad de reducir o aumentar la velocidad de giro a transmitir. (Ver Anexo 02).

En el caso de transmisión por engranajes según PEREZ (2018) se debe tener en cuenta "el diseño de la transmisión que proporciona un determinado patrón de contacto, la construcción del modelo de elementos finitos sobre el diseño anterior en el que se tienen en cuenta las dimensiones de los ejes y la posición de los apoyos, así como las condiciones de contorno que aportan éstos y determinación de los errores de alineación en la transmisión debido a las deflexiones de los ejes bajo la carga nominal o de diseño [...]"

Para una correcta transmisión ya sea por poleas o engranes se debe considerar siempre la chaveta y que según JUIÑA (2015), "estos elementos se usan para fijar piezas como engranes o poleas a sus ejes, de modo que se transmita momento de torsión [...]"

Y para la selección de materiales de un diseño según MOTT (2006), "Es precisar los materiales idóneos para cada parte de un dispositivo mecánico es responsabilidad del diseñador. Por ende y en primer lugar se deberá especificar el material básico que se utilizará para determinados componentes de un diseño mecánico, para eso deberá mantener abierta su creatividad hasta lograr haber especificado las funciones del componente, los tipos y

magnitudes de las cargas que deberá resistir, así mismo considerar el ambiente en el que operará. Para dicha selección de material se debe tener en cuenta sus propiedades físicas y mecánicas, para ser adaptadas a las expectativas requeridas.”

Por otro lado la operatividad correcta de los componentes y sistemas de las maquinas dependen enormemente de los materiales que especifique el diseñador. Por eso el diseñador deberá entender el comportamiento de los materiales, qué propiedades del material podrían afectar el desempeño de la pieza y el estado en que debe analizar la gran cantidad de datos aprovechables sobre las propiedades del material, según SANABRIA (2015), “se debe considerar la corrosión como un factor que modifica el límite de resistencia a la fatiga hasta valores que garanticen su funcionalidad, lo que permite tener en cuenta el verdadero efecto de la corrosión sobre las condiciones de diseño de máquina”. Para MOTT (2006), se debe tener la capacidad para poner en conocimiento las especificaciones del material a utilizar, puesto que este tendrá gran influencia sobre el éxito del diseño de la máquina. Para MEZA, (2019) “los compuestos laminados son usados en aplicaciones donde una alta relación resistencia/peso es requerida [...]”. Para poder fabricar estos laminados se realizan nanofibras que según HOYOS (2017), su proceso es complejo y a través de “reactores como es el Magnetron Sputtering, un equipo que mediante la técnica de pulverización catódica permite producir recubrimientos por plasma, es decir, crear materiales en forma de capas para que las superficies, por ejemplo, sean más resistentes al desgaste.”

En la teoría de lubricación según SANTILLÁN (2019), se “determinan por un conjunto de ecuaciones empíricas para la determinación del coeficiente de fricción a diferentes regímenes de lubricación, sin embargo, no se cuenta con ecuaciones para determinar dicho coeficiente a condiciones límites de funcionamiento de un par de contacto [...]”

Por ultimo RODRIGUEZ (2016) considera que “Otro elemento fundamental y exclusivo del conocimiento en diseño es la generación de prototipos o modelos que permiten simular y experimentar nuevas ideas. Este tipo de estrategia no solo permite la concreción de las ideas, sino que además sirve como vehículos para el descubrimiento de nuevos conocimientos (...)”.

III. Metodología

3.1 Diseño de investigación

3.1.1 Tipo de investigación

La presente investigación según su alcance es de tipo descriptivo, porque tiene como finalidad especificar cuáles son sus propiedades, rasgos y características del fenómeno que se está analizando, en esta situación para poder efectuar el diseño de la máquina antes se tuvo que analizar y evaluar el proceso, describiendo e identificando cada uno de los pasos a respetar para transformar una válvula con grietas o fisuras y obtener un producto final terminado con súper acabado.

Según el enfoque de investigación es cuantitativo, ya que se basó en el análisis de datos que fueron reunidos de diferentes fuentes, así mismo se confió en la medición numérica de los cálculos para establecer a través de diagramas de fuerza cortante y momento flector a los que está sometida la maquina diseñada. HERNÁNDEZ (2011), define como investigación cuantitativa al “Utilizar la recopilación de datos para comprobar hipótesis con base en la medición numérica y el análisis estadístico, con el fin definir pautas de comportamiento y corroborar teorías”.

Y por último, según su finalidad que persigue esta investigación es aplicada, dado que busca dar solución a un problema industrial, de tal manera que al desarrollar este proyecto de investigación facilite la elaboración de este equipo, en empresas dedicadas al rubro de reparación de motores.

3.1.2 Diseño de investigación

Según HERNÁNDEZ (2011), “La investigación no experimental es aquella que se realiza sin alterar intencionalmente variables y se enfoca en observar sucesos tal y como se dan en su ámbito natural, para después analizarlos”. Por lo tanto, el diseño de esta investigación es no experimental, dado que no construye ninguna situación, sino que se observó una situación ya existente, por ende se cumplió con las especificaciones dadas por las características del funcionamiento de rectificado de válvulas, siendo estas luego no modificables en el proceso de diseño.

Así mismo la investigación es de diseño transversal porque se recolecto datos en un solo momento y en un tiempo único, por lo cual no será necesario conocer sus cambio o evolución en el tiempo.

Esquema: G O

G: Diseño de máquina, válvula de motor

O: Esfuerzo cortante, potencia de motor, transmisión de potencia, velocidad de corte y costos de fabricación.

3.2 Matriz de operacionalización de variables

CUADRO 01:

"DISEÑO DE UNA MÁQUINA RECTIFICADORA DE VÁLVULAS PARA LA REPARACIÓN DE CULATAS DE MOTOR, 2019"

VARIABLE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas	"El diseño mecánico de una máquina es el proceso de selección de componentes mecánicos para conjuntarlos y lograr una función deseada. Naturalmente, los elementos de máquinas deben ser compatibles, acoplarse bien entre sí y funcionar en forma segura y eficiente. El diseñador no solo debe considerar el desempeño del elemento diseñado, sino también los elementos con que debe interactuar."(Mott, 2006). El rectificado de válvulas "es un proceso de mecanizado que mediante la utilización de una piedra rectificadora que gira desde un husillo y trabaja sobre superficie de la pieza a mecanizar, provocan la erosión de la superficie que contacta, mejorando la rugosidad de la válvula (...)". (Schwab, 2011)	$K_s = K_{s1} \cdot h^{-\epsilon}$ K _s : Resistencia de corte [kg/mm ²] K _{s1} : Está en función del material ε: Factor de corrección	Esfuerzo Cortante	De razón
		$P = M * \omega$ M: Par en Nm ω: Velocidad de giro	Potencia de motor	
		$N_1 \times D_{pm} = N_2 \times D_{pc}$ Dónde: N ₁ : rpm del eje motriz D _{pm} : diámetro de polea motriz N ₂ : rpm del eje conducido D _{pc} : diámetro de la polea conducida	Transmisión de potencia	
		$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot \text{rev}/\text{min}}{60000}$ D: diámetro de la válvula	Velocidad de Corte	
		CT= C.materia prima + C.componentes estándar +C.ingeniería + C.mano de obra + C.varios	Costo de fabricación	

Elaboración propia.

3.3 Población y muestra

La investigación se basó en los modelos de válvulas de motores más comercializadas, de las cuales se identificaron 10 tipos de válvulas de motor, así mismo se estableció una velocidad de giro para la válvula de 200 revoluciones por minuto, por otro lado la velocidad de giro máximo para la rueda es de 3000 revoluciones por minuto. En el cuadro N° 2 se identifica la unidad de análisis, población, muestra y de acuerdo a los indicadores, se eligió un muestreo por conveniencia del investigador, ya que las válvulas utilizadas para el estudio son las que presentan gran capacidad de rectificado en los talleres de mecánica, por otro lado, se tomó en cuenta sus materiales, lo que permitió un adecuado desarrollo de la investigación.

Cuadro N 02: Unidad de análisis, población, muestra y muestreo

Indicador	Unidad de análisis	Población	Muestra	Muestreo
Esfuerzo cortante	Válvula de motor	37	10	Muestreo por conveniencia
Potencia de motor	Diseño de máquina	1	-	-
Transmisión de potencia				
Velocidad de Corte				
Costo de fabricación				

Elaboración propia, 2019.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Según HERNÁNDEZ, (2011), los instrumentos de recolección de datos Implican tres actividades vinculadas estrechamente entre sí; partiendo de la selección de un instrumento de medición donde dicho instrumento deberá ser válido y confiable, por lo contrario no se podrá sustentar en sus resultados, como segunda actividad será la aplicación de dicho instrumento de medición, de tal manera que se logre obtener las observaciones y mediciones de las variables que son de interés para la presente investigación (medir, variables) y por último se deberá disponer las mediciones obtenidas para que puedan examinarse adecuadamente (a este labor se le llama codificación de los datos).

3.4.1 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Las técnicas e instrumentos que se utilizarán para la presente investigación fueron:

Según BARRERA (2018). Para obtener la fiabilidad del instrumento se debe realizar el análisis de los datos a partir de los criterios de forma y de contenido (...).

Cuadro N 03: Técnicas e instrumentos

Indicadores	Unidad de análisis	Técnica	Instrumento
Esfuerzo cortante	Válvula de Motor	Análisis documental	Ficha de matriz dimensional de motor
Potencia de motor	Diseño de máquina		Ficha de especificaciones de la máquina
Transmisión de potencia			Ficha de especificaciones de la máquina
Velocidad de Corte			Ficha de especificaciones de la máquina
Costo de fabricación			Ficha de costos

Elaboración propia, 2019.

Los instrumentos se detallan en el Anexo 03.

3.5 Procedimientos

Para el proceso de elaboración de un diseño de una máquina rectificadora de válvulas se aplicó una metodología de diseño según el autor NORTON, Robert (2000), en su libro diseño de maquinaria, por ende, como primera operación que se realizó fue la de identificar la necesidad de la existencia de una máquina que rectifique con precisión los ángulos de la válvula de motor, para ello se observó que en distintas empresas dedicadas a reparación de motor que efectivamente no cuenta con una máquina rectificadora de válvulas, partiendo de allí se realizó una segunda operación que fue la realización de una investigación preliminar de diseño en el cual se reunieron datos acerca de muelas abrasivas rectificadoras, dimensionamiento de válvulas que comúnmente se reparan en una empresa, y otros aspectos relevantes enfocados en esfuerzos de una máquina herramienta, como tercera operación se diseñó una máquina rectificadora que sea accesible para su fabricación teniendo en cuenta las máquinas herramientas con las que ya cuentan las empresas, en la

cuarta operación se determinó las especificaciones de funcionamiento de la máquina a partir del esfuerzo máximo, en esta operación a través de cálculos de esfuerzos, se definió un sistema donde la máquina rectifique válvulas teniendo en cuenta su dimensionamiento y su material con el cual están constituidas, en el quinto proceso que es el de ideación e invención se planteó un diseño como solución, sin embargo se consideraron tres alternativas de sistemas de transmisión de potencia y dos alternativas sobre el sistema de sujeción de la pieza, luego se realizó un análisis siendo esta la sexta operación, en la cual se estudiaron datos de velocidad, seguridad, costos y mantenimiento, como séptima operación se seleccionó un diseño, con su sistema de transmisión y sujeción definida, a través de una matriz de selección por ponderación, para posteriormente pasar a realizar la octava operación de diseñar detalladamente la máquina seleccionada con su dimensionamiento en conjunto completo de ensamblaje y detalle, el cual se realizó con un programa asistido por computadora llamado SOLIDWORKS (2018), y por último se realizó el diseño de un prototipo virtual, en el cual se puede observar el diseño en 3d y su funcionamiento.

3.6 Métodos de análisis de datos

En la presente tesis, para el análisis de datos se utilizó una tabla resumen de las válvulas que comúnmente son rectificadas en empresas del rubro, que por medio del catálogo MAHLE (2017), Valves, guides and valve seats. 2017, se determinó el material, diámetro y longitud máxima y mínima de una válvula (Ver anexo 04), así mismo se hizo uso de una matriz de selección por ponderación para determinar el sistema de transmisión de potencia y sujeción de la válvula que tiene la máquina, en los cuales predominó el tercer paso de la metodología de diseño según el autor Robert Norton. Por último se utilizó el software Solidworks para el diseño preliminar de la máquina rectificadora de válvulas con la finalidad de simular la operatividad de la máquina, por otro lado se utilizó la herramienta de Microsoft Excel para realizar el cálculo y determinación de los costos de la lista de materiales de fabricación.

3.7 Aspectos éticos.

La presente investigación se realizará respetando la veracidad de los resultados y el no plagio del mismo, sin embargo para el diseño de la máquina rectificadora de válvulas se

tendrá en cuenta los principios éticos de la preservación del planeta, por otro parte se buscará obtener un beneficio económico sin perjudicar el medio ambiente.

IV. Resultados

4.1 Determinación de la potencia de motor a partir del esfuerzo de corte de la máquina rectificadora de válvulas.

La potencia de motor se determinó a partir de las fuerzas generadas por el rozamiento de la muela abrasiva y la válvula sobre un punto, así como la velocidad de corte en metros por segundo, posteriormente se tomó en cuenta la resistencia en Mpa del material a rectificar de la válvula.

Fuerza cortante: El valor de K_s está en función del material para válvulas con mayor resistencia al corte (Inconel 600) y espesor de rectificado mediante la siguiente fórmula:

$$K_s = K_{s1} \cdot h^{-\varepsilon}$$

$$\text{Esfuerzo Cortante (Ks)} = 420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tomando en cuenta el esfuerzo cortante, se determinó que la potencia necesaria es:

$$\varepsilon = -0,19; h = 1\text{mm}; a = 1\text{mm}; s = 0,1\text{mm}; N = 0,8$$

$$F_c = a \cdot s \cdot K_s$$

$$F_c = 1.0 \cdot 1.420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Fuerza Cortante} = 42 \text{ N} = 4,28 \text{ kgf}$$

$$P = \frac{4,28 \text{ kgf} \cdot 23,56 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{75.0,8}$$

$$\text{Potencia} = 1,68 \text{ CV} = 1,66 \text{ HP (Ver Anexo 05)}$$

Interpretación:

Para que la máquina funcione correctamente se deberá vencer la fuerza cortante de 42N de la maquina por ende se necesitará un motor que tenga como potencia mínima 1,68 CV; Sin

embargo tomando en cuenta esa potencia el motor más próximo a utilizar para esta máquina es de 2 cv.

4.2 Diseño del sistema de transmisión de potencia para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora de válvulas.

Se diseñó un sistema de transmisión de potencia a través de una matriz de selección por ponderación, del cual se seleccionó un sistema de transmisión por bandas y poleas.

Luego partiendo de las características del motor ya seleccionado se tiene que:

$$P = 2 \text{ hp}; \omega = 3600 \text{ rpm}$$

Del libro de diseño mecánico de Mott se sacó el factor de servicio, que sería considerando máquina herramienta y un trabajo de 6 a 15 h/día.

$$f. s = 1.2$$

$$P_{\text{diseño}} = 2.4 \text{ hp}$$

Con esa potencia de diseño se determinó que la banda sería una de 3V.

Relación de velocidades será 3600 rpm del motor y 3000 rpm que será la velocidad del eje

$$Re = \frac{3600}{3000} = 1.2$$

Para continuar con los cálculos se eligió el diámetro de la polea del motor que será:

$$D1 = 120 \text{ mm} = 4.72 \text{ pulg}$$

Se multiplicó ese diámetro por la relación para obtener el diámetro de la polea del eje

$$D2 = Re \cdot D1 = 144 \text{ mm} = 5.67 \text{ pulg}$$

Para la distancia entre centros seguimos lo sugerido por Mott.

$$4,72 \text{ pulg} < C < 31,17 \text{ pulg}$$

Sugerimos $C = 5 \text{ pulg}$

Siguiendo las fórmulas de longitud de Mott, especificada en el anexo 02, paso número 08, se obtuvo una longitud de banda de:

$$L = 31,71 \text{ pulg}$$

Se corrigió esa distancia entre centros y se buscó la longitud de banda estándar, entonces la longitud de banda real es:

$$L = 33,5 \text{ pulg}$$

Con esta medida se corrigió la distancia entre centros, según el paso 09 del anexo 02, se determinó la distancia entre centro real de:

$$C = 8,62 \text{ pulg}$$

Por último, se halló el ángulo de contacto paso 10 del anexo 02:

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta = 173,69^\circ$$

Posteriormente se sacó el factor de corrección gracias al ángulo y longitud de la banda para la corrección de la potencia y determinar el número de poleas.

$$P_{\text{corr}} = 0,97 \cdot 3,6 = 3,5 \text{ hp}$$

Y por último, se determinó que la banda resiste hasta 5 hp, por lo tanto solo se necesitará una banda.

Cuadro 04: Resultado de transmisión de potencia de motor

Indicador	Resultado
N ₁ : rpm del eje motriz	3600
D _{pm} : diámetro de polea motriz (mm)	120
N ₂ : rpm del eje conducido	3000
D _{pc} : diámetro de la polea conducida (mm)	144

Elaboración propia.

Dimensionamiento del Eje:

Para efectos de cálculo se considera que solo existe fuerza cortante en una de las muelas abrasivas y el material a utilizar para la fabricación del eje será ASTM A-36, cuyas propiedades son:

$$\sigma_y = 250 \text{ MPa} \quad \tau = 145 \text{ MPa}$$

Se empezó hallando la fuerza en la polea $D_2 = 144 \text{ mm}$. Según Mott (2006), para transmisiones por bandas se tiene que:

$$F_B = 1.5 F_N = 1.5T/(D/2)$$

Usando las fórmulas de diseño mecánico de Mott (2006), se obtuvo:

$$S_n = 120 \text{ MPa}$$

$$C_R = 0,81$$

$$C_s = 0,85$$

$$S'_n = 82,62 \text{ MPa}$$

$$T_c = S_n \cdot \frac{L}{n} = 496,02 \text{ lb. pulg} = 56,043 \text{ N. m}$$

$$F_C = 1,5 \cdot F_N = 1167,56 \text{ N}$$

Por otro lado, las fuerzas sometidas en el eje, se obtuvo una fuerza cortante máxima de:

$$F_{\text{máx}} = 1901,38 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{4F_{\text{máx}}}{\pi d^2} \quad d = 4,1 \text{ mm}$$

Así mismo una fuerza de momento Flector de:

$$M_{\text{máx}} = 187.754$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{\text{máx}}}{\pi \cdot d^3} \quad d = 19,7 \text{ mm}$$

Interpretación:

Para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora de válvulas, a partir de los cálculos, se utilizó poleas de diámetro de 120mm y 144 mm, ubicadas a una distancia entre centros de 218.948 mm (8,62 pulg), Así mismo su longitud de banda es de 850.9 mm (33,5 pulg), y su tipo de banda es 3V, soportando una potencia máxima de 5hp.

Para el diseño del eje, el material que se utilizó es el ASTM A-36, obteniendo así un diámetro mínimo por fuerza cortante de 4,1 mm, y un diámetro mínimo por fuerza de momento Flector de 19,7 mm, pero por efectos de trabajo y teniendo en cuenta que es una máquina herramienta y que está en contacto con el operador se ha considerado un factor de seguridad de 2, por lo tanto el diámetro de fabricación será de 40 mm.

4.3 Diseño del sistema de sujeción de la válvula.

Para el diseño de sistema de sujeción de la válvula se consideró el diámetro máximo del vástago del anexo 04, siendo este de 12,60 mm, para ello se utilizó un mandril (Chuck) autocentrante con 6 mordazas solidas duras, que garantiza un ajuste hermético de la válvula, sin embargo para su diseño se realizaron cálculos de sujeción de la válvula.

Cálculo de sujeción de válvula

- Diámetro mayor a rectificar = 56.96mm, Longitud máxima=236.1 mm

Las fuerzas son las mismas que en el abrasivo por la teoría de la 3ra de ley de newton, por ello utilizamos la misma fórmula:

$$P=(F_c.V_c)/(75.N)$$

Dónde N=0,8 y Fc=4,28kgf

$$V_c = \pi * D * \frac{n}{60000}$$

D=56,96mm n=200rpm

Se eligió n=200 rpm ya que solo necesitamos una velocidad uniforme para el eje que dará giro al mandril que sostiene la válvula.

$$\text{Velocidad de Corte (Vc)} = 0,596 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Resolviendo tenemos una potencia de motor de: Potencia = 0,0425 hp

Después determinada la potencia de motor para el sistema de sujeción se estimó utilizar un motor comercial más cercano el cual es de ¼ hp = 0,25 hp (ver especificaciones Anexo 03).

Luego se observó que las revoluciones de salida del motor de 0.25hp son de 1750 rpm, lo cual para nuestro diseño solo necesitamos una velocidad de giro de 200 rpm, por ende se realizó un cálculo de engranes para reducción de transmisión, del cual se obtuvo los siguientes datos:

Para el piñón de 18 dientes su diámetro exterior es de 1,66”, su diámetro interior 1.31” y su diámetro primitivo de 1.5”, así mismo para el engrane de 53 dientes su diámetro exterior es de 4.59”, su diámetro interior de 4.23” y su diámetro primitivo de 4.42”. Para ambos engranes su paso es de; 0.262” y su espesor de diente de 0.131”.

4.4 Costo de maquinaria:

Del análisis anterior, se estimó el costo de fabricación de la máquina, teniendo como resultado 11, 715.71 Nuevos soles, el cual al convertirlo en moneda extranjera, se obtuvo 3, 459.43 dólares americanos, los datos se puede apreciar en el Anexo 05 “Calculo de costo de fabricación de la máquina”, para el desarrollo detallado de los costos de fabricación.

Cuadro 10: Costo total de fabricación

ELEMENTO	COSTO
Costo de Materia Prima	2,774.52
Costo de Componentes Estándar	2,041.19
Costo de Ingeniería	3,500.00
Costo de Mano de obra	1,800.00
Gastos Varios	1,600.00
TOTAL (S./)	11,715.71

Elaboración propia.

V. Discusión

Para el diseño de la máquina se requirió como parte principal cumplir con el primer objetivo específico que se basó en la determinación de la potencia de motor a partir del esfuerzo de corte que se ejerce al realizar el trabajo de rectificado (desbaste por abrasión). En concordancia con el estudio hecho en la investigación desarrollada por Vera (2015), la cual tiene como objetivo específico realizar pruebas de resistencia y cálculos de las condiciones de rectificado de las bandas de lija para establecer un sistema óptimo con el cual se logre que la banda tenga una tensión ideal para corte, en donde obtuvo como resultado una fuerza cortante de 22.08 Kgf así mismo un esfuerzo elástico recomendado que está dentro del rango de 5 a 5.6 kg/cm², A diferencia de la investigación de Vera donde su trabajo de rectificado es por medio de lijas, en la presente investigación solo se tomó en cuenta el esfuerzo cortante tangencial debido a que este diseño de máquina su trabajo de rectificado es por medio de una muela abrasiva y no por lijas, donde se obtuvo así una fuerza cortante máxima de 4,28 Kgf. Finalmente se concluye que para empezar a diseñar una máquina rectificadora se deberá realizar los cálculos pertinentes de resistencia y esfuerzo de corte de acuerdo a las condiciones de rectificado.

En relación a los resultados obtenidos del segundo objetivo específico, donde se diseñó el sistema de transmisión de potencia para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora de válvulas, esta se realizó a partir de una matriz de selección por ponderación siendo considerada la sexta fase de la metodología de diseño de Norton (2000), utilizada en esta tesis evaluando así tres alternativas: la primera sistema de transmisión por correas y poleas, segunda sistema de transmisión por catalina y cadena, y tercer sistema de transmisión por engranes (ver anexo 05, apartado 02) en el cual se seleccionó la transmisión por correas y poleas, realizándose así posteriormente los cálculos de diseño para dicha transmisión según Mott, (2006), obteniendo así el dimensionamiento de cada elemento del sistema junto con su material, a diferencia de Guerreros (2016), en la cual su investigación para optar el título de ingeniero mecánico, solo tiene un objetivo específico el cual es realizar los planos de dimensiones, ensamble y explosión según la norma ISO 286 (1) – 62, para diseñar una máquina peladora; sin embargo, para lograr diseñar y realizar los planos, el utiliza “El Método Generalizado de procedimiento en el proceso de Diseño”

según Barriga (2009) que está basado en la metodología VDI 2222, donde para diseñar un sistema de transmisión, en su desarrollo realiza un esquema ordenado denominado “la matriz morfológica” ofreciendo así una solución global del problema donde elige como solución el siguiente orden; primero el sistema de alimentación es manual, segundo el sistema de transmisión es por cigüeñal, tercero sistema de corte 1 y 2 es por cuchilla, y por último el sistema de extracción es por tenazas. Posteriormente Guerrero realizó los cálculos de su diseño seleccionado para poder dimensionar sus elementos de la máquina junto con su material. De esta manera se concluye que para dimensionar una máquina se deberá analizar diferentes alternativas de solución para su correcto sistema de funcionalidad, así como la realización de sus cálculos correspondientes.

Para el tercer objetivo específico el cual es diseñar el sistema de sujeción de la válvula para el correcto funcionamiento de rectificado, según la metodología de diseño de Norton (2000), en la fase de análisis se estudian datos técnicos donde para esta tesis se consideró el diámetro máximo y longitud máxima del vástago de la válvula según el catálogo de Mahle (2017), para seleccionar el componente sujetador que cumpla con dichas medidas, así mismo se realizaron los cálculos para determinar la potencia de motor, sistema de transmisión y componentes del sistema de sujeción de la válvula (Ver anexo 05, apartado 04), en concordancia con Alonzo (2016), en su investigación para optar el título profesional de ingeniero mecánico, teniendo como objetivo específico obtener un diseño de una máquina que se ajuste a los requerimientos de la industria alimenticia con una buena productividad y de fácil manejo. Según su metodología de diseño VDI 2221, en el tercer paso que es “elaboración del proyecto” y según el autor Barriga (2009) en esta etapa se inicia con la elección del concepto de solución óptimo y en base a él se lleva a cabo el desarrollo completo del diseño como son el dimensionamiento y los cálculos, para ello Alonzo realiza una determinación de las medidas generales del grano de quinua obteniendo así tres dimensiones principales de granos; altura, ancho y espesor del grano de quinua, para posteriormente realizar los cálculos para determinar el diseño de los rodillos, transmisión de potencia, y demás componentes de la máquina. Finalmente se concluye que para ambas metodologías de diseño, el dimensionamiento del objeto principal para el cual se diseña una máquina, es de suma importancia pues de él depende el diseño y la selección de sus componentes, para que la máquina funcione correctamente.

Y para el último, con los resultados obtenidos anteriormente se cumplió con la octava fase de la metodología de diseño según Norton (2000) el cual es el diseño detallado de la máquina, donde se diseñó cada una de las piezas constitutivas de la máquina (Ver anexo 06), y que a través del software Solidworks (2018) se especificó el peso en kilogramos de cada componente y el precio en kilogramos de cada material según MUNDI Index (2019), obteniendo así un costo de materia prima de 2,774.52 Nuevos soles , así mismo se utilizaron diferentes tiendas virtuales para determinar el costo de cada componente estándar (Ver anexo 05, apartado 06), sirviendo para cumplir con el último objetivo específico de la presente tesis que es determinar el costo de fabricación de la máquina rectificadora. En concordancia con García (2018) en su investigación para optar el título profesional de ingeniero industrial, teniendo como objetivo específico estimar el costo de fabricación de la máquina para elaborar mallas de metal desplegado, basado en el diseño propuesto. García utiliza la metodología de diseño de Mott (2007), en el cual cumple con el paso nueve de su metodología que es el de “completar el diseño detallado del concepto seleccionado”, utilizando también el software “Solidworks” versión 2015 para su diseño, y considera también sus costos de materia prima, a través del peso en kilogramos de cada componente ofrecido por el programa y su precio en kilogramos de cada material obteniendo un total de 15, 841.87 Nuevos soles, así mismo para los costos de componentes estándar, utiliza precios comerciales del mercado, además el estima los costo de mano de obra especializada, gastos varios y costos de ingeniería, ofreciendo un costo total de la máquina de 60.823,01 Nuevos soles el cual está por debajo del costo de su máquina, Así mismo en la presente investigación para los costos de la máquina rectificadora de válvulas se consideró los indicadores similares, obteniendo un costo total de la máquina de 11,715.71Nuevos soles, el cual está ligeramente por debajo del costo de una máquina similar. Concluyendo qué para determinar los costos de fabricación de una máquina se debe considerar utilizar tecnología de diseño como el software Solidworks el cual ofrece el peso de acuerdo al material de la máquina y sus componentes, facilitando así la determinación de costos, por otro lado se debe tomar en cuenta que los costos y precios para fabricar una máquina varían según el tiempo y depende de la ubicación geográfica donde se construye.

VI. Conclusiones

- ☑ Se logró determinar la potencia de motor necesaria en caballos de fuerza, para el sistema de transmisión de potencia en base a los estudios de esfuerzo cortante de la máquina rectificadora de válvulas, teniendo como resultado 42 N de fuerza cortante con una potencia mínima necesaria para el rectificado de 1,66 HP. (ver anexo 05, apartado 01).
- ☑ Se diseñó un sistema de transmisión de potencia por poleas y fajas para el correcto funcionamiento de la máquina. Teniendo poleas de diámetro de 120mm y 144 mm, ubicadas a una distancia entre centros de 218.948 mm (8,62 pulg), con un tipo de banda 3V de longitud de 850.9 mm (33,5 pulg), un eje conducido de 60 cm de largo y de 40 mm de espesor de material ASTM A-36. (Ver anexo 06, plano 01,02 y 03).
- ☑ Se logró diseñar un sistema de sujeción de pieza partiendo del sujetador de la válvula que ofrece un diámetro máximo a sujetar de 19,98 mm, la potencia de motor para el sistema de sujeción es de 0.25 HP, y se realizó una reducción de velocidad de giro de 1750 a 200 rpm, revoluciones necesarias para el rectificado de válvulas. (Ver anexo 05, apartado 04).
- ☑ Se logró estimar el costo de la máquina rectificadora de válvulas resultando este de 11,715.71 Nuevos soles, el cual al convertirlo en moneda extranjera, se tiene 3,459.43 dólares americanos. (ver anexo 05, apartado 06).
- ☑ Se Diseñó una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor, a través de estudios de esfuerzos requeridos, cuyas medidas son; de alto 405mm, de largo 1500mm y 870 mm de ancho, con una capacidad de trabajo de 6 – 15 horas por día. (Ver anexo 06, Plano 24.)

VII. Recomendaciones

- ✓ Se recomienda realizar estudios de factibilidad económica para determinar la conveniencia de automatizar la máquina para rectificar válvulas de culata de motor, con la finalidad de mejorar el desempeño y precisión de rectificado.
- ✓ Mejorar el diseño de la máquina rectificadora, con la finalidad de adicionar la capacidad de rectificado para dimensionamiento de válvulas más grandes, así mismo realizar un estudio de materiales para reducir dimensionamientos y costos de algunas partes de la máquina.
- ✓ Considerar guardas de seguridad para las muelas abrasivas a la hora de su fabricación con la finalidad de proteger al operario de posibles lesiones imprevistas.
- ✓ Tener como alternativa el diseño de un sistema de refrigeración para la máquina en caso de no encontrar una muela abrasiva de rectificado en seco.

Referencias

ALONZO, Juan. 2016. *Diseño de una máquina escarificadora de quinua para mejorar la producción de quinua en las comunidades campesinas de Sicaya.* Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú : 2016.

ATLAS Steels. 2013. *Atlas Steels Technical Department. Grade data sheet 304 304L 304H.* [En línea] August de 2013.
http://www.atlassteels.com.au/documents/Atlas_Grade_datasheet_304_rev_Jan_2011.pdf.

BUDYNAS, Richard y otros. 2008. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* México : McGRAW-HILL, 2008. 978-970-10-6404-7.

CHAPEL Steel. 2019. *ASTM A709.* [En línea] 2019. [Citado el: 11 de septiembre de 2019.] <https://www.chapelsteel.com/es/a709-Grade50-Grade-345.html>.

CLAUDIO, Luis. 2013. *Diseño y construcción de una rectificadora de cuchillas de 800 mm de longitud para la empresa confiteca C.A.* Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador : 2013.

GARCÍA, Mario 2018. *Diseño de máquina de fabricación de malla de metal desplegado de dimensión 270-15-20 / 450-30-30 / 500-40-30 por 3,2mm a través de estudios de esfuerzos requeridos, cinemático y dinámico.* Piura: s.n., 2018.

GONZALES de Celis, Gioconda. 2014. *Resistance parameter determination, internal friction angle (ϕ) and its relationship with parameters relative density (D_r) and void ratio (e) granular soils.* 2014. 03, Mérida: s.n., 2014, *Revista Ciencia e Ingeniería*, Vol. 35. 1316-7081.

PEREZ, I. 2018. *Compensation Of Alignment Errors Due To Shaft Defl.* 2018. 02, Cartagena : ProQuest Central, 2018, *Revista Iberoamericana De Ingeniería Mecánica*, Vol. 22. s.n.

GUERREROS, Roberto. 2016. *Diseño de máquina peladora para la extracción de la pulpa de opuntia ficus-indica en la región Junín.* Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú: 2016.

GUERRERO, Luis y SEGARRA, Darío. 2013. *Diseño y construcción de una rectificadora de cuchillas de 800mm de longitud para la empresa confetica C.A.* Quito: s.n., 2013.

HERNÁNDEZ, Rafael. 2011. *Instrumentos de recolección de datos en ciencias sociales y ciencias biomédicas.* Merida: CreateSpace Independent Publishing Platform, 2011. ISBN: 9781456444877.

HOYOS, Alejandro. 2017. *Tecnología De Punta Para Investigar y Mejorar Los Materiales.* Revista Universidad EAFIT, 2017, vol. 52, no. 169. pp. 118-121 ProQuest Central. ISSN 0120341X.

MEZA, Carlos. 2019. *Implementation of the ultrasonic through-transmission technique for the elastic characterization of fiber-reinforced laminated composite.* Revista DYNA, vol 86(208), pp. 153-161. <http://doi.org/10.15446/dyna.v86n208.70279>. ISSN: 0012-7353.

IRESTAL Group. Sin fecha. Tablas técnicas del acero inoxidable. [En línea] Sin fecha. [Citado el: 12 de septiembre de 2019.] <http://data.irestal.com/files/files/2012030204152933979.pdf>.

JUIÑA, Luis y otros, 2015. *Diseño y construcción de una máquina perforadora de suelo para anclajes de diámetro 32 x 12 000 mm de largo para la estabilización de taludes.* 2015. 13, Quito : ProQuest, 2015, INGENIUS Revista de ciencia y tecnología, págs. 20-29. 1390650X.

LIRA, Julio. 2018. *GESTIÓN.* [En línea] 2018. <https://gestion.pe/economia/industrias-metalmeccanica-planean-unirse-empresas-mineras-ejecutar-proyectos-peru-251626-noticia/>.

LOEWENTAHAL, Stuart. 1984. *Design of Transmission Shafting.* National Aeronautics and Space Administration, Washington D.C., Estados Unidos : 1984.

- MAHLE. 2017.** *Driven by performance. Valves, guides and valve seats.* 2017.
- MARTINEZ, Daniel. 2008.** *Proceso de arranque de viruta y no convencionales que se aplican en la industria metalmecánica.* Instituto Nacional de Tecnología Industrial, s.n. 2008.
- MARULANDA, José. 2009.** *Construcción de una máquina para ensayo en desgaste abrasivo; según norma técnica astm g-65.* Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia : 2009.
- MOTT, Robert. 2006.** *Diseño de elementos de máquinas.* Mexico: Pearson Education, 2006. pág. 944. 970-26-0812-0.
- MUNDI Index. 2019.** *Índice de precios a nivel mundial de materias primas.* [En línea] 2019. [Citado el: 10 de SEPTIEMBRE de 2019.] <https://www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/>.
- MUÑOZ, Lizeth y otros. 2009.** *Fuerza máxima de agarre con mano dominante y no dominante.* Tecnológico de Hermosillo, Hermosillo, México: 2009.
- NORTON, Robert. 2000.** *Design of machinery, an introduction to the synthesis and analysis.* Second. Mexico, D.F : McGraw-Hill, 2000. 0-07-048395-7.
- QUIÑONEZ, Miguel. 2010.** *Criterios para la selección de un motor y controles eléctricos como prevención de riesgos en la Industria.* Escuela superior politécnica del Litoral, Guayaquil : 2010.
- RODRIGUEZ, Gerardo. 2008.** *Manual de Diseño Industrial.* México: Ediciones G. Gili, S.A. de C.V., México, 2008. 968-887-027-7.
- RUBIO, Higinio. Sin Fecha.** *Diseño mecánico.* Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España : Sin Fecha.
- SANABRIA, William y Otros, 2015.** *Environment, Limit to corrosion fatigue strength evaluation of sae 1020 steel in acidic.* 2015. 43, Bogotá: ProQuest Central, 2015, Vol. 19. 0123921X.

SANTILLÁN MARIÑO, Carlos; y Otros, 2019. *Evaluation of the friction coefficient and gripping load.* 2019. 03, s.l. : ProQuest Central, 2019, Vol. VIII, págs. 68-83. 2254-4143.

SCHVAB, Luis. 2011. *Máquinas y Herramientas.* Buenos Aires: Instituto Nacional de Educación Tecnológica, 2011. Guía didáctica.

SERWAY, Raymond. 2008. *Physics for Scientists and Engineers.* s.l.: Brooks/Cole, 2008. 0-495-11243-7.

SOLIDWORKS. 2018. *Tutorial desarrollo del producto.* Escuela colombiana de ingeniería Julio Garavito. Bogotá: SolidWorks, 2018.

TOOLMEX. Sin Fecha. *Herramienta de Sujeción BISON-BIAL.* [En línea] Sin Fecha. [Citado el: 05 de septiembre de 2019.] <https://www.brettis.com/Tutorial/CatalogoSuministrosPrecision.pdf>.

TYROLIT. 2013. *Catálogo de productos especializados en mecánica de precisión.* www.tyrolit.com. [En línea] Enero de 2013. [Citado el: 03 de junio de 2019.] <https://www.brettis.com/Tutorial/CatalogoSuministrosPrecision.pdf>.

VERA, Rubén. 2015. *Máquina Rectificadora por Bandas para Súper Acabado de Piezas Rotativas de Acero AISI 1018, y Acero AISI 1018 con Cromado Duro: Diseño, Construcción y Pruebas.* Universidad San Francisco de Quito, Quito, Ecuador : 2015.

VIANA, Eric. 2013. SlideShare. *Documento que explica el concepto de Fuerza de rozamiento y sus variables para calcularlas.* [En línea] LinkedIn Corporation © 2019, 22 de enero de 2013. <https://es.slideshare.net/eviana67/fuerza-de-rozamiento-evb>.

HERNÁNDEZ, Héctor. and BARRERA, Alina. 2018. *Validation of a research instrument for the design of a self-assessment methodology for the environmental management system.* Revista de Investigación Agraria y Ambiental, 2018, vol. 9, no. 1. pp. 157 ProQuest Central. ISSN 21456097. DOI <http://dx.doi.org/10.22490/21456453.2186>.

RODRÍGUEZ, Ramón, 2016. *La Pedagogía Del Diseño Gráfico Basada En La Investigación En Diseño.* Revisión Bibliográfica. IconoFacto, 2016, vol. 12, no. 19 ProQuest Central. ISSN 19002785.

PEREZ, José y otros. 2017. *Design and construction of a corn sheller.* Ingenius, Jul, 2017, no. 18. pp. 21-29 ProQuest Central. ISSN 1390650X. DOI <http://dx.doi.org/10.17163/ings.n18.2017.03>.

CAÑAS, Ismael, AMAYA, Claudia. and GARCÍA, Alejandro. 2015. *Diseño de mecanismos como herramienta para alcanzar objetivos socialmente deseables/mechanism design as a tool to achieve socially desirable goals/mecanismos de design como una ferramenta para atingir metas socialmente desejáveis/mécanismes de design comme un outil pour atteindre des objectifs socialement désirables.* Criterio Libre, Jan, 2015, vol. 13, no. 22. pp. 22-48 ProQuest Central. ISSN 19000642.

OJEDA Diaz, Carlos. *Resistencia de materiales con casos resueltos y aplicación CAD/CAE.* Primera edición. Perú. 2018. ISBN: 978-9972-48-194-9.

CELY, Carlos, MORA, Harold. and ROMERO, Javier. 2015. *Artefactos: Resultado De Investigación En Diseño.* IconoFacto, vol. 11, no. 17 ProQuest Central. ISSN 19002785.

Anexos

Anexo 01:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Dónde: N es el factor de diseño, K_t es el factor de concentración de esfuerzos, M es el momento flexionante, S'_n es la resistencia a la fatiga estimada real, T es el par torsional sobre el eje y S_y es la resistencia a la fluencia o punto de fluencia.

Anexo 02:

Para el diseño de transmisión por banda V, según Mott (2006) se deberá tomar en cuenta los siguientes pasos:

Paso01: Calcular la potencia de diseño para el cual se aplicará la siguiente ecuación:
Potencia de diseño = Potencia transmitida x Factor de servicio.

Paso02: Seleccione la sección de la banda.

Paso03: calcule la relación de velocidades nominales: Relación = Velocidad de motor x velocidad de salida.

Paso04: Calcule el tamaño de la polea motriz a través de la siguiente ecuación:

$$D_1 = \frac{12 \cdot V_b}{\pi \cdot n_1} \text{ Dónde: } V_b \text{ es la velocidad de banda y } n_1 \text{ es la velocidad del motor.}$$

Paso05: Selección de tamaños tentativos de la polea de entrada.

Paso06: Determinar la potencia nominal.

Paso07: Especifique una distancia entre centros tentativa.

Paso08: Calcule la longitud de la banda necesaria, con la siguiente ecuación:

$$L = 2C + 1.57 (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

Paso09: Selección de una longitud estándar y determine la distancia entre centros real que resulta con la ecuación:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \text{ Donde } B = 4L - 6,28(D_2 + D_1).$$

Paso10: Calcule el ángulo de contacto de la banda en la polea menor con la siguiente ecuación:

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

Paso11: Determine los factores de corrección.

Paso12: Determine la potencia nominal corregida por banda y la cantidad de bandas necesarias para manejar la potencia de diseño.

Anexo 03:

Instrumento 01

Cuadro 05: Ficha de dimensionamiento del motor

CARACTERISTICAS DEL MOTOR	
Potencial nominal (Kw)	1.5 kW (2 HP-cv)
Frecuencia de operación (Hz)	60Hz
Revoluciones nominales (r/min)	3600 rpm
Factor de servicio	1.15
Numero de polos	2
Dirección de rotación	ambos
Torque nominal	0.414 Kgfm
Voltaje de operación (V)	127/220 V
corriente de arranque (A)	213/7.30 A
Grado de protección	IP21
Temperatura ambiente	-20 °C hasta +40 °C
Masa aprox.	22.0 kg
Momento de inercia (J)	0.0028 Kg ^m ²
Material del eje	Acero carbono SAE 1040/45

Elaboración propia.

Cuadro 06: Ficha de dimensionamiento del motor

CARACTERISTICAS DEL MOTOR	
Potencial nominal (Kw)	0.18 kW (0.25 HP-cv)
Frecuencia de operación (Hz)	60Hz
Revoluciones nominales (r/min)	1800 rpm
Factor de servicio	1.35
Numero de polos	4
Dirección de rotación	ambos
Torque nominal	0.100 Kgfm
Voltaje de operación (V)	127/220 V
corriente de arranque (A)	30.4/13.1 A
Grado de protección	IP21
Temperatura ambiente	-20 °C hasta +40 °C
Masa aprox.	8.9 kg
Momento de inercia (J)	-
Material del eje	Acero carbono o SAE 1040/45

Elaboración propia.

Instrumento 02:

Cuadro 07: Ficha de Especificaciones de la máquina

Especificaciones	Estándar (plg)	Métrico(mm)
Capacidad mínima del mandril	0.195	4.96
Capacidad máxima del mandril	0.787	19.98
Diámetro máximo de rectificado	2.34	59.50
Diámetro máximo del vástago de la válvula.	0.496	12.60
Longitud máxima de del vástago de la válvula.	9.295	236.09
Diámetro de la Rueda para Superficies	5.905	150
Max. profundidad de rectificado	0.001	0.025
Velocidad de la rueda (rpm)	3000	3000
Velocidad del husillo (rpm)	200	200
Potencia (hp)	2	2
Voltaje (v)	127/220	127/220
Frecuencia	60	60
Refrigerante	-	-
Peso Aprox. Neto	1543.24 lbs	800 kg
Dimensiones de la máquina	15,95-59,05-34,25	405 - 1500 - 870

Elaboración propia.

Instrumento 03: Ficha de costos de Fabricación

Cuadro08: Costo de materia prima

Pieza de acero	Peso (Kg)	Precio en kg	Total
Bastidor	411.22	2.97	1221.32
Base para el sistema de sujeción	55.01	5.76	316.86
Base para el sistema de transmisión	46.27	5.76	266.52
Mesa del sistema de sujeción	124.77	2.97	370.57
Mesa del sistema de transmisión	132.80	2.97	394.42
Piñón	0.182	2.97	0.54
Engrane (Astm a709)	1.8	2.97	5.35
Ejes para el engrane (Astm A36)	0.28	5.71	1.60
Eje de la muela	5.43	5.71	31.01
Carcasa (aluminio 1060)	28.88	5.76	166.35
TOTAL	806.642	-	2774.52

Elaboración propia.

Cuadro 09: Costo de componentes estándar

Componentes Estándar	Cantidad	Precio Unitario	Total
Caja soporte con rodamiento SKF SYK 40 TF Bearing	4	172.05	688.20
Caja soporte con rodamiento SKF SYK 20 TF Bearing	1	89.37	89.37
Motor monofásico WEG 2HP	1	510.00	510.00
Motor monofásico WEG 0.25 HP	1	212.68	212.68
Muela rectificadora TYROLIT	2	130.35	260.70
Correas	1	9.22	9.22
Chuck autocentrante	1	271.02	271.02
TOTAL			2041.19

Elaboración propia.

Cuadro 10: Costo total de fabricación

ELEMENTO	COSTO
Costo de Materia Prima	2,774.52
Costo de Componentes Estándar	2,041.19
Costo de Ingeniería	3,500.00
Costo de Mano de obra	1,800.00
Gastos Varios	1,600.00
TOTAL	11,715.71

Elaboración propia

Anexo 04:
Cuadro 11: Recolección de datos

TIPO 01: VALVULAS CATERPILLAR					
Motor	N° de Cil.	Tipo	Dimensiones (D*d*L) en mm	Material	Ángulo
Motor 3114 4400cc - 924F/ Motor 3116 6600cc Turbo- 960F, 950F, 325, 325L - Chevrolet Kodiak	4-6	IN	47.00 x 8.00 x 177.18	A/M	60°45'
		EX	40.00 x 8.00 x 176.72	AN/CS/ST/CP	45°15'
-Cilindro 5.75 pot. (2v/cil)	4-6	IN	59.50 x 12.60 x 236.09	M/CP	45°45'
		EX	56.96 x 12.60 x 235.30	AN/CS/CP	45°45'
TIPO 02: VÁLVULAS CUNMINS					
Motor G5.9 / B4.5 / QSB5.9 / ISBe / GB / B5.9 / QSB4.5 / QSB3.9 – Turbo Electrónico Ecológico	4-6	IN	33.00 x 7.00 x 124.65	M/CP	30°
		EX	33.00 x 7.00 x 124.28	A/M/CP	45°
Motor Série K	6	IN	56.32 x 12.58 x 191.75	M/CP	60°
		EX	56.41 x 12.56 x 191.76	AN/CS/ST/CP	
TIPO 03: HYUNDAI					
Motor 1.6 16v Gamma -Veloster, HB20, Cerato, Soul - Flex	4	IN	31.50 x 5.47 x 93.20	M/N	45°30'
		EX	26.00 x 5.46 x 92.60	A/N	
Motor 2.5 Euro 5 – HR	4	IN	31.80 x 6.97 x 110.53	M/N	45°

- Diesel		EX	28.00 x 6.94 x 110.49	A/M/N	44°30'
TIPO 04: VÁLVULAS KIA MOTORS					
Motor	N° de Cil.	Tipo	Dimensiones (D*d*L) en mm	Material	Ángulo
Motor 1.0 12v Kappa 3cil - Picanto - 2012-> - Flex	4	IN	26.80 x 5.47 x 92.85	M/N	45°30'
		EX	24.13 x 5.46 x 93.45	A/N/ST	
Motor 3.0 - Besta GS - Diesel	4	IN	44.05 x 8.48 x 112.70	M/CP	45°
		EX	37.35 x 8.45 x 112.93	A/M/CP	
TIPO 05: VÁLVULAS MERCEDES BENZ					
Motor OM014A - Sprinter 310, 312	4	IN	38.95 x 7.97 x 116.38 A	A/M/CP	30°
		EX	36.50 x 7.97 x 116.38		45°
Motor OM457LA Até Euro 3 - Chassi 9BM696080 / OM501LA 24v V6 / OM502LA 32v V8	6-8	IN	45.60 x 8.94 x 144.85	AB/M/CP	30°
		EX	41.10 x 8.93 x 144.90		45°
TIPO 06: VÁLVULAS MITSUBISHI					
Motor 2.0 4G63 / 2.4 16v 4G64 - Galant - Gasolina	4	IN	32.90 x 5.96 x 112.52	M/CP	45°
		EX	29.00 x 5.96 x 114.11	A/M/N	
Motor 3.0 12v 6G72 -	6	IN	43.00 x 8.00 x 103.00	A/M/CP	45°15'

Pajero Galant - 1988 >2005 - Gasolina		EX	35.00 x 8.00 x 103.00	A/CS	
--	--	----	-----------------------	------	--

TIPO 07: VALVULAS NISSAN

Motor	N° de Cil.	Tipo	Dimensiones (D*d*L) en mm	Material	Ángulo
Motor 1.6 HR16DE - March, Versa - Flex	4	IN	31.70 x 4.97 x 101.64	M/N	45°
		EX	25.36 x 4.96 x 102.43	M/N	
H20	4	IN	35.10 x 6.97 x 109.75	M/CP	44°30'
		EX	30.10 x 6.95 x 109.20	A/CP	

TIPO 08: VÁLVULAS PERKINS

Motor 2.5 HS-TDS / 2.8 HSTDS - Sprinter, Jeep, Defender, Land Rover, S10, F1000, Ranger, Troller	4	IN	38.95 x 7.97 x 116.38	A/M/CP	30°
		EX	36.50 x 7.97 x 116.38		45°
Motor 6358 – Injeção Direta - V8-510-540	6-8	IN	45.22 x 9.47 x 139.45	A/CP	45°
		EX	38.88 x 9.46 x 139.75	A/ST/CP	

TIPO 09: VÁLVULAS TOYOTA

Motor 2.0 16v 3ZRFBE - Corolla - Mar/2010-> - Flex	4	IN	32.00 x 5.48 x 109.30	A/ST/N	45°30'
		EX	27.54 x 5.47 x 108.30		
Motor 3.0 16v 1KDFTV – Hilux D4D - 2005-> - Diésel	4	IN	42.50 x 7.99 x 103.60	M/N	45°15'
		EX	37.00 x 7.96 x 103.20	A/N	45°

TIPO 10: VALVULAS VOLVO

Motor	N° de Cil.	Tipo	Dimensiones (D*d*L) en mm	Material	Ángulo
Motor D13 Euro 4 / Euro 5 / MD13 Euro 4 - FH400, 420, 440, 460, 480, 500, 520, 540, FM400, 440, 480	6	IN	42.00 x 7.97 x 191.96	A/CS/CP	65°30'
		EX	40.00 x 7.97 x 191.78		50°45'
Motor TD10A / TD100 / THD100E / THD101H / TD102F/FS/FT - D10, N10, NL10, F10, B10R	6	IN	49.98 x 10.99 x 167.20	CP/M	29°30'
		EX	45.98 x 10.97 x 167.15	A/CP/M/ST	44°30'

Elaboración propia.

Materiales:

CS = Acero bajo carbono para válvulas de admisión también utilizada como material del vástago en válvulas bimetálicas.

M = Acero cromo silicio para válvulas de admisión y de escape en servicios moderados, aún utilizados como material del vástago en válvulas bimetálicas

MN = Acero cromo níquel silicio para válvulas de admisión con gran resistencia a la corrosión y temperaturas elevadas

MV = Acero cromo molibdeno vanadio para válvulas de admisión con alta resistencia al desgaste, corrosión y altas temperaturas

A = Acero austenítico cromo níquel manganeso para válvulas de escape resistentes a pesadas condiciones de operación

AN = Acero austenítico cromo níquel para válvulas de escape resistentes a severas condiciones de operación

AB = Acero austenítico cromo níquel manganeso para válvulas de escape resistentes a pesadas condiciones de operación

X = Super aleaciones para válvulas de escape fuertemente solicitadas

ST = Altas aleaciones de blindaje del asiento de válvulas de alta resistencia a la oxidación desgaste y corrosión.

SH = Válvula con asiento temperado

N = Válvula nitretada

CP = Válvula con vástago cromado

Anexo 05

DESARROLLO DE INGENIERIA

El cálculo de esfuerzo cortante es el primer paso para poder desarrollar el diseño de una máquina rectificadora y determinar la potencia necesaria para el funcionamiento correcto de la máquina, para ello se tomó en cuenta, el tipo de muela abrasiva, y la válvula mayor a rectificar (Válvula CATERPILLAR – Cilindro 5.75 Pot. 2v/Cil), para obtener el esfuerzo cortante correspondiente se consideró el tipo de rectificado tangencial, y el material de la válvula a rectificar (acero austenítico, cromo, níquel). A continuación se presenta el desarrollo de los cálculos necesarios para el diseño de la máquina rectificadora:

1. Calculo de esfuerzo de corte y velocidad de corte

Por el rozamiento entre la muela abrasiva y las válvulas, la muela y las válvulas están sometidas a un esfuerzo total del corte, cuyo componente principal es F_c , originada en el eje sometido a momentos de torsión, (Martínez, 2008)

La potencia de motor debe vencer el torque para arrancar la viruta de las válvulas es:

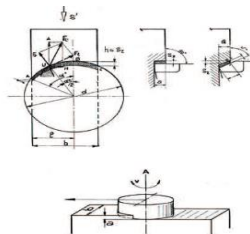
$$P = T \times \omega$$

Dónde:

P: Potencia, T: Torque y ω : Velocidad angular.

Para obtener el torque necesario para el rectificado se considera un elemento diferencial de área sobre la superficie de la válvula (Ver Fig. 02), se calcula el torque necesario para el corte del material.

Fig. 02: Fuerzas sobre un punto



Fuente: Apuntes Tecnología Mecánica, (2008)

De la fig. 02 fuerzas sobre un punto se deduce; que hay dos fuerzas principales sobre un punto de contacto:

$$F_c = F_t + F_r$$

Dónde: Ft: Fuerza tangencial, Fr: Fuerza radial y Fc: Fuerza de corte

Descomponiendo en dos ejes coordenados:

A: Opuesta al avance y N: Eje normal perpendicular

En este tipo de maquinado el avance no presenta mayor complicación por lo tanto solo se considera la fuerza tangencial y el avance por sección, se calcula mediante:

$$S_z = \frac{S'}{n \cdot z}$$

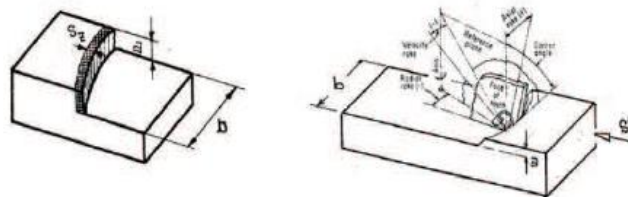
Dónde:

S': Avance de la muela [mm/min], n: número de vueltas por minuto, Z: número de dientes de la muela, y Sz: Avance por diente [mm].

Rectificado de la válvula

Se puede suponer que el espesor máximo de rectificado es aproximadamente igual al avance por diente y tomamos la profundidad de pasada (a), por lo tanto la sección máxima de viruta será (Ver Fig. 03).

Fig. 03: Rectificado frontal



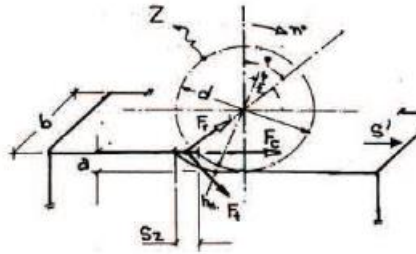
Fuente: Apuntes Tecnología Mecánica, (2008)

$$qF = S_z \cdot a \text{ [mm}^2\text{]}$$

Potencia

Fuerzas a considerar en la potencia (Ver. Fig 04.),

Fig. 04: Fuerzas a considerar en la potencia



Fuente: Apuntes Tecnología Mecánica(2008)

De acuerdo a lo indicado cuando existe un solo punto de contacto entre la muela y la válvula la fórmula es:

$$P = \frac{a \cdot b \cdot K_s \cdot S'}{1000 \cdot 75 \cdot 60 \cdot N}$$

Dónde:

a: profundidad de rectificado [mm], b: ancho [mm], K_s : Resistencia de corte [kg/mm²], S' : Avance total [mm/min], N: Rendimiento de la máquina [0.6 – 0.8], P: Potencia y Velocidad de rectificado.

Esta fórmula se obtiene de la hipótesis de que solo existe un punto de contacto entre la muela y la válvula, y fue extraída de la tesis ecuatoriana: “*Diseño y construcción de una rectificadora de cuchillas de 800 mm de longitud para la empresa confiteca C.A.*”, (Claudio, 2013).

Velocidad de Corte:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000}$$

Dónde: V_c : Velocidad de corte [m/s], D: Diámetro de la muela [mm] y N: Número de revoluciones por minuto [rpm].

Para nuestro diseño tenemos:

$$D = 150 \text{ mm}$$

$$n = 3000 \text{ rpm}$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot 150 \text{ mm} \cdot 3000 \text{ rev/min}}{60000}$$

$$V_c = 23,56 \text{ m/s}$$

Fuerza cortante

El valor de K_s está en función del material y espesor de rectificado mediante la siguiente fórmula:

$$K_s = K_{s1} \cdot h^{-\varepsilon}$$

Los valores de K_{s1} y exponente ε son dependientes del material.

1.2 Material de las válvulas

Cuadro 12: Propiedades Inconel 600

Material	Inconel 600
Resistencia ultima [MPa]	655
Resistencia cedencia [MPa]	310
Resistencia cortante [MPa]	220

Elaboración propia

Cuadro 13: Propiedades Grade 304H

Material	Grade 304H
Resistencia ultima [MPa]	515
Resistencia cedencia [MPa]	215
Resistencia cortante [MPa]	130

Fuente: Mechanical Property Specification

Cuadro 14: Propiedades Inox 316

Material	Inox 316
Resistencia ultima [MPa]	515
Resistencia cedencia [MPa]	205
Resistencia cortante [MPa]	170

Fuente: Mechanical Property Specification

Fig. 05 Tabla de factor de corrección

$$K_{eff} = K_{eff} \cdot f_1 \cdot f_2$$

Valores de K_{eff} según material de la pieza, para $h_w=0,2mm$, y ángulo de desprendimiento $\gamma=75^\circ$

Material		Dureza HB	K_2 (Kg/mm ²)
Acero al carbono no aleado normalizado	C 0,15%	125	245
	C 0,35%	150	270
	C 0,70%	250	295
Acero poco aleado	Recocido	125-200	265
	Endurecido	200-450	350
Acero altamente aleado	Recocido	150-250	315
	Endurecido	250-500	365
Acero inoxidable	Ferítico-Martens. Austenítico	175-225	325
		150-200	350
Acero fundido (inoxidable)	No aleado	225	230
	Poco aleado	150-250	250
	Altamente aleado	150-300	265
Acero al manganeso		>50 HRC	600
Fundición maleable	Viruta corta	110-145	195
	Viruta larga	200-250	160
Fundición gris	Poca resist. a tracc.	150-225	125
Fundición gris y fundición aleada	Alta resistencia a la tracción	200-300	160
Fundición modular, hierro SG	Ferítica	125-200	135
	Perítica	200-300	200
Fundición endurecida en coquilla		HRC 40-60	425
Aluminio aleado		100	75

Tabla 1. Valores de K_{eff} para operaciones de fresado.

Factor de corrección f_2 en función de h_w

h_w (mm)	f_2	h_w (mm)	f_2	h_w (mm)	f_2
0,05	1,50	0,30	0,89	0,60	0,72
0,10	1,23	0,35	0,85	0,70	0,69
0,15	1,10	0,40	0,81	0,80	0,66
0,20	1,00	0,45	0,79	0,90	0,64
0,25	0,94	0,50	0,78	1,00	0,62

Tabla 2. Tabla de factor de corrección f_2 en función del espesor medio de viruta h_w .

Fuente: Manual de la AISC.

Tomando en cuenta que los valores de K_{s1} y exponente ε son dependientes del material. (Ver Fig. 05), se determinó el esfuerzo cortante:

$$K_s = K_{s1} \cdot h^{-\varepsilon}$$

$$\varepsilon = 0.19; h = 0,1 \text{ mm}$$

Resistencia cortante del material Inconel 600 es 220 MPa

Según fig. 05 para $h=0,1$ mm el factor de corrección es 1,23

$$\text{Por lo tanto: } K_{s1} = 220 * 1,23 = 271 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$K_s = 271 * 0,1^{-0.19}$$

$$K_s = 419,7 = 420 \text{ MPa}$$

$$K_s = 420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\varepsilon = -0,19; h = 1\text{mm}; a = 1\text{mm}; s = 0,1\text{mm}; N = 0,8$$

Donde “h” es el espesor de la viruta y se considera 1mm por ser un desbaste máximo, al igual “a” es la profundidad de la muela, “s” es el avance, como diseñador se consideró de 0,1 mm por ser mínimo, “N” es el rendimiento que debe estar entre 0.6-0.8 para maquinas herramienta se considera un rendimiento de 0.8 y “ ε ” valor adimensional de la formula.

$$F_c = a \cdot s \cdot K_s$$

$$F_c = 1.0, 1.420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_c = 42 \text{ N} = 4,28 \text{ kgf}$$

$$P = \frac{4,28 \text{ kgf} \cdot 23,56 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{75,0,8}$$

$$P = 1,68 \text{ CV} = 1,66 \text{ HP}$$

2. Calculo de transmisión de Potencia.

Se diseñó un sistema de transmisión de potencia a través de una matriz de selección por ponderación.


Cuadro 15: Valores de criterio para el sistema de transmisión de la máquina

Clasificación	Ponderación
Excelente.	100
Muy Buena.	75
Buena.	50
Regular.	25
Mala.	10
Muy Mala.	0

Elaboración propia.

Evaluación de diseño por tipo de transmisión Rubio (Sin fecha). (Fig. 12):

Fig. 06: Características de tipos de transmisión

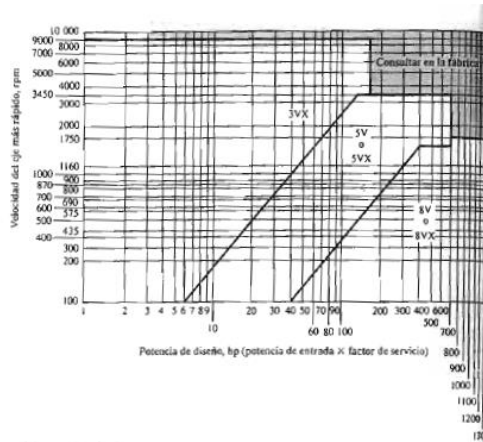
 Características de varios Tipos de Transmisiones						
Característica	Ruedas fricción	Engranajes rectos	Correas planas	Correas trapezoidales	Correas sincronas	Cadena
Potencia máx. [kW]	80	80000	200	350	120	400
Par máximo [kNm]	5	7000	3	5	1	40
Velocidad lineal máx [m/s]	20	30	100	30	60	10
Rendimiento	0.95	0.97	0.97	0.97	0.96	0.95
Potencia limitada por velocidad	s	n	s	s	s	s
Ratio máx. (1 etapa)	6-18	6-10	6-8	6-10	6-10	6-10
Tensión requerida	s	n	s	s	n	n
Carga en rodamiento	alta	baja	alta	alta	baja	baja
Precisión	media	alta	baja	baja	baja	media
Deslizamiento	s	n	s	s	n	n
Ruido	bajo	medio	bajo	bajo	bajo	alto
Limitador de carga	s	n	s	s	n	n
Precio	bajo	alto	bajo	medio	medio	medio

Fuente: Diseño Mecánico

Diseño 01: Diseño de máquina por transmisión por correas y poleas.

Diseño 02: Diseño de máquina por transmisión por catalina y cadena.

FIGURA 7-9 Gráfica para la selección de bandas en V industriales de sección angosta (Dayco Corp., Dayton, OH)



Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

Relación de velocidades será 3600 rpm del motor y 3000 rpm que será la velocidad del eje

$$Re = \frac{3600}{3000} = 1.2$$

Para continuar con los cálculos se eligió el diámetro de la polea del motor que será:

$$D1 = 120 \text{ mm} = 4.72 \text{ pulg}$$

Se multiplicó ese diámetro por la relación para obtener el diámetro de la polea del eje

$$D2 = Re \cdot D1 = 144 \text{ mm} = 5.67 \text{ pulg}$$

Para la distancia entre centros seguimos lo sugerido por Mott.

$$4,72 \text{ pulg} < C < 31,17 \text{ pulg}$$

Sugerimos $C = 5 \text{ pulg}$

Siguiendo las fórmulas de longitud de Mott, especificada en el anexo 02, paso número 08, se obtuvo una longitud de banda de:

$$L = 31,71 \text{ pulg}$$

Se corrigió esa distancia entre centros (Ver la Fig. 09) y se buscó la longitud de banda, entonces la longitud de banda real es:

Fig. 09: Longitudes de bandas estándar

TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Fuente: Diseño de elementos de máquina (Mott 2006)

$$L = 33,5 \text{ pulg}$$

Con esta medida se corrigió la distancia entre centros, según el paso 09 del anexo 02, se determinó la distancia entre centro real de:

$$C = 8,62 \text{ pulg}$$

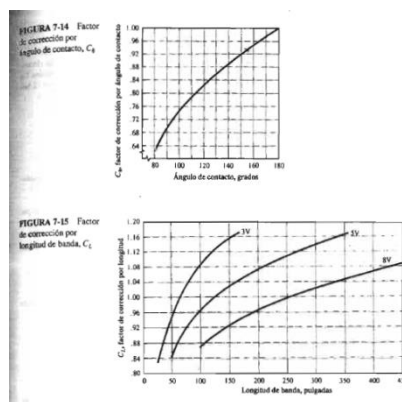
Por último, se halló el ángulo de contacto paso 10 del anexo 02:

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta = 173.69^\circ$$

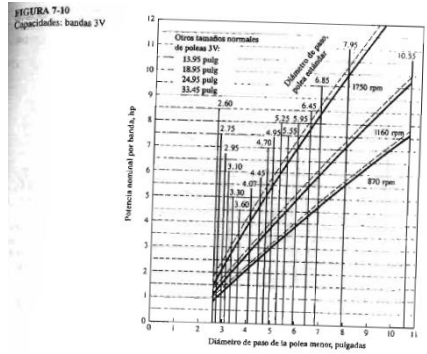
De las figuras 10 y 11 se sacó el factor de corrección gracias al ángulo y longitud de la banda para la corrección de la potencia y determinar el número de poleas.

Fig. 10: Factor de corrección por ángulo de contacto



Fuente: Diseño de elementos de máquina (Mott 2006)

Fig. 11: Factor de corrección por ángulo de contacto

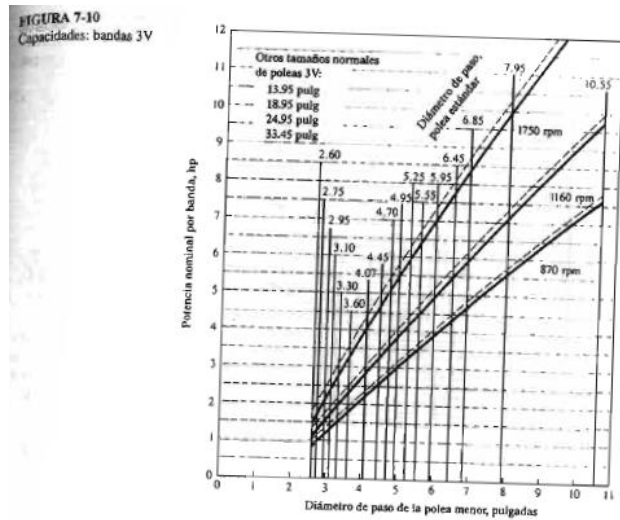


Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

$$P_{corr} = 0,97 \cdot 3,6 = 3,5 \text{ hp}$$

De la figura 12, se determinó que la banda resiste hasta 5 hp, por lo tanto solo se necesitará una banda.

Fig. 12: Capacidad de bandas 3V



Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

3. Calculo de dimensionamiento del eje

Para efectos de cálculo se considera que solo existe fuerza cortante en una de las muelas abrasivas, el material a utilizar para la fabricación del eje será ASTM A-36, cuyas propiedades son:

$$\sigma_y = 250 \text{ MPa} \quad \tau = 145 \text{ MPa}$$

Se empezó hallando la fuerza en la polea $D_2 = 144 \text{ mm}$. Según Mott (2006), para transmisiones por bandas se tiene que:

$$F_B = 1.5 F_N = 1.5T/(D/2)$$

Usando las fórmulas de diseño mecánico de Mott. (2006), se obtuvo:

$$S_n = 120 \text{ MPa}$$

$$C_R = 0,81$$

$$C_s = 0,85$$

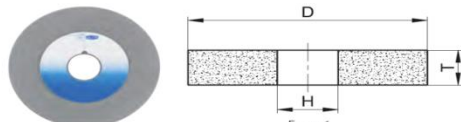
$$S'_n = 82,62 \text{ MPa}$$

$$T_c = S_n \cdot \frac{L}{n} = 496,02 \text{ lb. pulg} = 56,043 \text{ N. m}$$

$$F_C = 1,5 \cdot F_N = 1167,56 \text{ N}$$

Se considera en A y D los pesos de la muela abrasiva Tyrolit (2013) (Ver Fig. 13)

Fig. 13: Dimensiones de la Muela rectificadora



Forma 1

Artículos en stock recomendados Forma 1

Nº DE TIPO	FORMA	D	T	H	ESPECIFICACIÓN	UE	OBSERVACIONES
19435	1	125	20	20	C400 - BE15	1	
7203	1	150	20	32	C400 - BE15	1	Asentado de cuchillos de cocina
22411	1	200	25	32	C400 - BE15	1	
7186	1	150	20	20	C80 - BE15	1	
802276	1	150	10	25	C150 - BE13	1	
2661	1	150	20	20	C150 - BE15	1	
22257	1	150	20	32	C150 - BE16	1	
71212	1	150	20	20	C400 - BE16	1	Mejora de la superficie de piezas de trabajo desbastadas (con posibilidad de escaso arranque de material)
7362	1	200	25	20	C80 - BE15	1	
32765	1	200	25	32	C150 - BE15	1	
320369	1	200	25	20	C240 - BE15	1	

Fuente: Catálogo Tyrolit, 2013

Material: Diamante

Densidad: 3,5 g/cm³

V=347.15 cm³

M= 1215.025 g

P= 11.92 N

Según en diseño de ejes del libro (MOTT, 2006), se tiene que la longitud de punto a punto es de acuerdo al diseñador, pero se recomienda mantener distancias uniformes, entonces las distancias del eje serán:

Longitud A-B = 200 mm

Longitud B-C = 100 mm

Longitud C-D = 100 mm

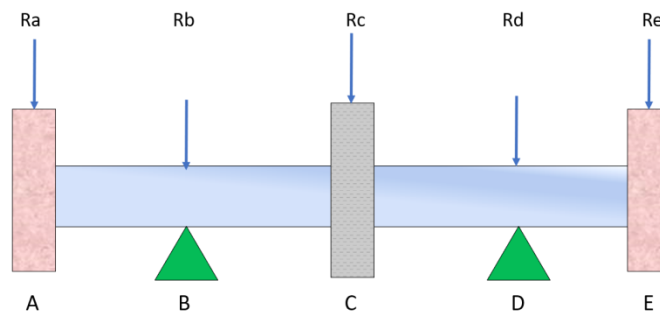
Longitud D-E = 200 mm

R_a = 11,92 N

R_c = 1167,56 N

R_e = 53,92 N

Fig.14: Fuerzas del eje de Transmisión.



Fuente: Elaboración Propia

Para hallar las reacciones en B y D usamos las leyes de Newton (Ver Fig. 14)

$$\sum F = 0$$

$$11,92 \text{ N} + R_b + R_d + 1167,56 \text{ N} + 53,92 \text{ N} = 0$$

$$R_b + R_d = -1233,4$$

$$\sum M_b = 0$$

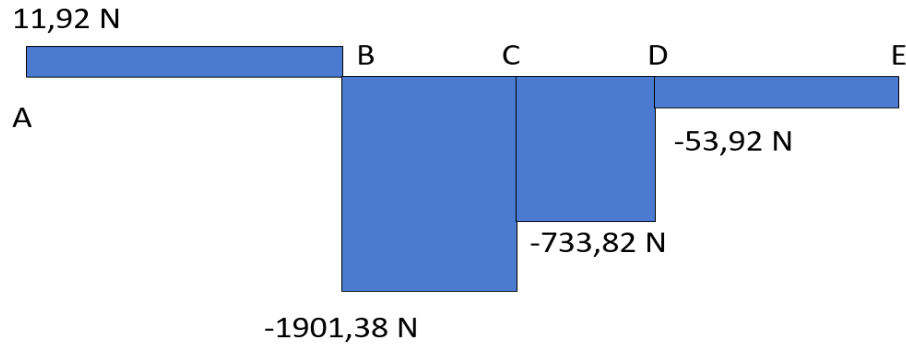
$$11,92 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm} - 1167,56 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} - R_d \cdot 200 \text{ mm} - 53,92 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} = 0$$

$$R_d = 679,9 \text{ N}$$

$$R_b = -1913,3 \text{ N}$$

Ver Fig. 15, El diámetro mínimo por fuerza cortante será:

Fig. 15: Diagrama de Fuerza Cortante



Fuente: Elaboración Propia

Calculo de diámetro por fuerza cortante:

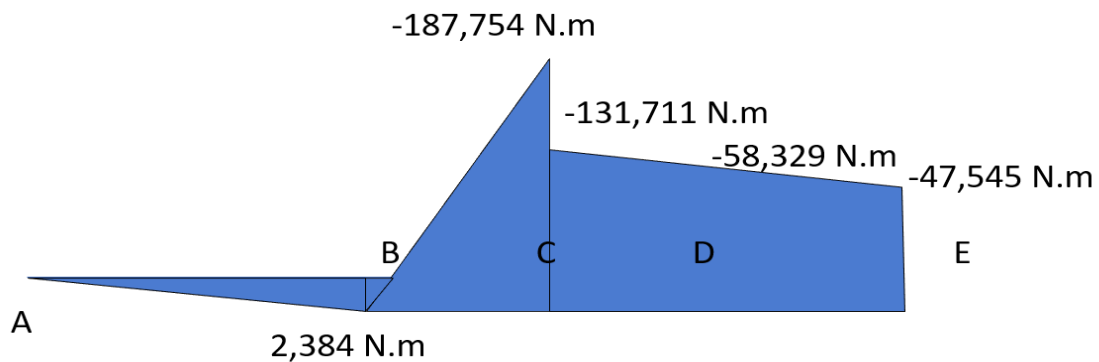
$$F_{\text{máx}} = 1901,38 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{4F_{\text{máx}}}{\pi d^2}$$

$$d = 4,1 \text{ mm}$$

Ver Fig. 16, El diámetro máximo por momento flector es.

Fig. 16: Diagrama de Momento Flector



Fuente: Elaboración Propia

Calculo de diámetro momento flector:

$$M_{m\acute{a}x} = 187.754$$

$$\sigma = \frac{32.M_{m\acute{a}x}}{\pi.d^3} \quad d = 19,7 \text{ m}$$

Las fuerzas sometidas en el eje, se obtuvo una fuerza cortante máxima de:

$$F_{m\acute{a}x} = 1901,38 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{4F_{m\acute{a}x}}{\pi d^2} \quad d = 4,1 \text{ mm}$$

Así mismo una fuerza de momento Flector de:

$$M_{m\acute{a}x} = 187.754$$

$$\sigma = \frac{32.M_{m\acute{a}x}}{\pi.d^3} \quad d = 19,7 \text{ mm}$$

4. Diseño del sistema de sujeción de la válvula.

Para el diseño de sistema de sujeción de la válvula se consideró el diámetro máximo del vástago de la válvula CATERPILLAR – Cilindro 5.75 Pot. 2v/Cil, siendo este de 12,60 mm, para ello se seleccionó un mandril (Chuck) autocentrante con 6 mordazas solidas duras (Ver fig. 17), que garantiza un ajuste hermético de la válvula, sin embargo para su diseño se realizaron cálculos de sujeción de la válvula. (Toolmex, Sin fecha).

Fig. 17: Accesorio de sujeción de válvula

Mandriles (Chucks) Autocentrantes de 6-Mordazas con Mordazas Sólidas Duras

Tipo 3864

Cada mandril (chuck) se suministra con:

- 1 Juego de mordazas sólidas duras de Interiores
- 1 Juego de mordazas EXT. sólidas duras
- 1 Llave
- 1 Juego de pernos de montaje
- 1 Juego de tornillos de ajuste fino
- 1 Llave hex.

Diá. Mandril (Chuck)	Número de Parte	Precio US\$	Diá. Agujero	RPM máx.	Peso lbs.
4"	7-868-8040	725.76	.787	4000	9.7
5"	7-868-8050	846.16	1.378	3000	14
6-1/4"	7-868-8060	1,015.42	1.654	2500	25
8"	7-868-8080	1,235.49	2.165	2200	42
10"	7-868-8100	1,643.98	2.992	1900	78
12-1/2"	7-868-8120	2,345.11	4.055	1500	128



Fuente: Herramienta de Sujeción BISON-BIAL

Cálculo de sujeción de válvula

-Diámetro mayor a rectificar = 56.96mm, Longitud máxima=236.1 mm

Las fuerzas son las mismas que en el abrasivo por la teoría de la 3ra de ley de newton, por ello utilizamos la misma fórmula:

$$P=(F_c \cdot V_c)/(75 \cdot N)$$

Donde $N=0,8$ y $F_c=4,28\text{kgf}$

$$V_c = \pi * D * \frac{n}{60000}$$

$D=56,96\text{mm}$ $n=200\text{rpm}$

Elegimos $n=200$ rpm ya que solo necesitamos una velocidad uniforme para el eje que dará giro al mandril que sostiene la válvula

$$V_c = 0,596 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Resolviendo se obtuvo una potencia de motor de: $P=0,0425$ hp

Después determinada la potencia de motor para el sistema de sujeción se estimó utilizar un motor comercial más cercano el cual es de $\frac{1}{4}$ hp =0,25 hp (ver especificaciones Anexo 03).

Luego se observó que las revoluciones de salida del motor de 0.25hp son de 1750 rpm, lo cual para nuestro diseño solo necesitamos una velocidad de giro de 200 rpm, por ende se realizó un cálculo de engranes para reducción de transmisión.

Cálculo de engranes para reducción de transmisión

Según Mott (2006), del capítulo 09 “diseño de engranes rectos” se tiene lo siguiente:

Datos del motor:

$P=0,25$ hp $w=1750$ rpm, $w_{\text{final}}= 600\text{rpm}$

1. $K_c=1.5$ $P_{\text{diseño}}=0.4\text{hp}$. (ver Fig. 18)

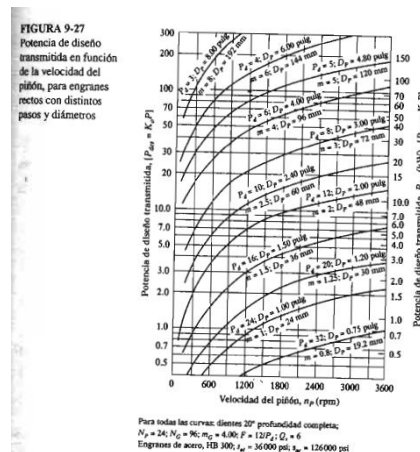
Fig. 18: Factor de sobrecarga sugerido

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o				
Máquina impulsada				
Fuente de potencia	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

Escogemos $P_{dis}=12hp$ (Ver Fig. 19), para que sea compacto ya que el diámetro del piñón será 48mm(suposición)

Fig. 19: Potencia de Diseño para engranes rectos



Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

- Para que sea compacto el número de dientes debe estar entre 17-20, entonces $N_p=18$.
- $VR=w_i/w_{final}=2,92$ (Relación de velocidades)
- $N_g=53$; dientes de engrane $N_g=N_p*VR$
- Corregimos el $V_r=N_g/N_p=2,94$
- Velocidad de salida real=595,24rpm
- Diámetros de paso del piñón y engrane; $D_p=1,5''$ y $D_g=4.42''$, distancia entre centros: $C=2,96''$. Carga transmitida $W_t=12$ lb
- Ancho de cara de piñón y engrane: Límite inferior=0,67''; $L_{sup}=1,33''$; Nominal=1''
- Material de los engranes será acero entonces $C_p=2300$ (Ver Fig. 20)

Fig.20: Coeficiente elástico

TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2180 (174)	2090 (172)	2070 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2160 (172)	2070 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1900 (156)	1880 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1850 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth* con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314
Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de C_p : (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

10. Número de calidad=6 (Fig. 21)

Fig. 21: Numero de calidad recomendada

TABLA 9-2 Números de calidad AGMA recomendados

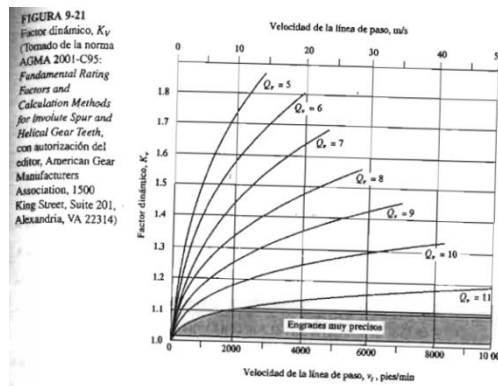
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsora de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad		
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
Más de 4000	12-14	Más de 22

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

Entonces $K_v=1,35$ (Fig. 22)

Fig. 22: Factor dinámico



Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

11. Angulo de 20° ; entonces profundidad completa, $J_p=0,325''$, $J_g=0,410''$, $I=0,104$
12. Debemos determinar factor de distribución de carga K_m ; $K_m=1,31$
13. El factor de tamaño de la (Fig. 23); $K_s=1$

Fig. 23: Factor de tamaño sugeridos

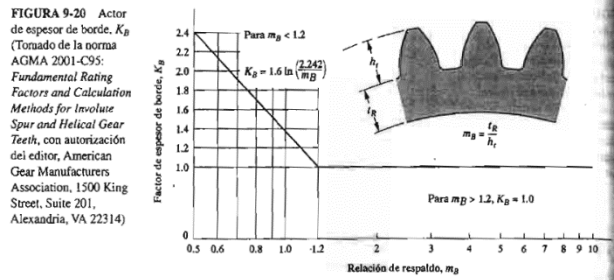
TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

14. Factor de espesor de borde $K_b=1$ según figura (Fig. 24)

Fig. 24: Factor de espesor de borde



Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

15. El factor de servicio para nuestra aplicación será 1; $SF=1$
16. Relación de durezas entre piñón y engrane en nuestra caso será 1. $CH=1$, dado que los materiales son iguales.
17. De la (Fig. 25) la confiabilidad es de 0,99, entonces $K_r=1$

Fig. 25: Factor de confiabilidad

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

18. Según la figura 9-22; $Y_{np}=0,96$. $Y_{ng}=0,98$ $Z_{np}=0,92$ $Z_{ng}=0,95$
19. El esfuerzo flexionante del piñón y engrane: $St_p=(W*Pd)/(F*J_p)=73,46$ psi y $St_g=58,23$ psi
20. Ajustamos los esfuerzos con la ecuación (Fig. 26) se obtuvo: $St_p=76,52$ psi y $St_g=60,66$ psi

Fig. 26: Ecuación de ajuste de esfuerzos

$$\frac{K_R (SF)}{Y_N} s_i < s_{at} \quad (9-20)$$

Se usará es: K_R = factor de confiabilidad (vea la tabla 9-8)
 del esfuerzo SF = factor de seguridad (decisión de diseño)
 (9-19) y (9-20)
 tes de inicia Y_N = factor por número de ciclos de esfuerzo flexionante (vea la figura 9-22)

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

21. De la (Fig. 27) se obtuvo un esfuerzo de contacto de: $Sc=48797$ psi

Fig. 27: Ecuación de numero de esfuerzo de contacto

Número de esfuerzo de contacto

$$s_c = C_p \sqrt{\frac{W_t K_o K_s K_m K_v}{FD_p l}} \quad (9-25)$$

Esta es la forma de ecuación de esfuerzo de contacto que se empleará para resolver los problemas. Los valores del factor de sobrecarga, K_o , el factor de tamaño, K_s , el factor de distribución de carga, K_m y el factor dinámico, K_v , se pueden suponer iguales a los valores correspondientes del análisis de esfuerzo flexionante, en las secciones anteriores.

Fuente: Diseño de elementos de maquina (Mott 2006)

22. Ajustando los esfuerzos de contactos quedó:
 $Sc(\text{piñón})=53040.22$ psi y $Sc(\text{engrane})=51365.26$ psi
23. Considerando los esfuerzos podemos utilizar un ASTM-A709 (Fig. 28) de grado 100 para nuestros engranes, considerando que tienes un porcentaje a la elongación de 18% que está dentro de lo permisible. (CHAPEL STEEL, 2019)

Fig. 28: Propiedades mecánicas

Propiedades mecánicas del 709 Gr 36:

Tensión:	58 to 80 ksi
Fluencia:	36 ksi min
Elongación:	18% min en 8"; 21% min en 2"

Fuente: Chapel Steel Corp.

Teniendo en cuenta que la relación de velocidad es de 2.94, se consideró el mismo piño y engrane para cumplir con la reducción de velocidad a 200 rpm, del cual rehaciendo los cálculos se obtuvo una velocidad real de giro del mandril de 204.08 rpm.

5. Fuerza de Fricción

Para el diseño de la máquina rectificadora de válvulas se tomó en cuenta y según Viana, (2013) dice que “la fuerza de rozamiento es directamente proporcional a la Normal de la superficie, la cual a su vez está directamente relacionada con el peso del cuerpo a hacer deslizar. Esa constante de proporcionalidad es la que se conoce como COEFICIENTE DE ROZAMIENTO”.

Se usó la fórmula de fuerza de fricción:

$$Fr = u * N$$

Siendo:

u: coeficiente de rozamiento

N: Normal que es contraria al peso de la pieza

Masa total=126.3kg

Y Según Serway, (2008) el coeficiente de rozamiento de aluminio con acero es: 0.61

Fig. 29: Coeficiente de rozamiento

Superficies en Contacto	μs	μk
Cobre con acero	0.53	0.36
Acero con acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.37	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Hielo sobre hielo	0.028	0.028

Fuente: (SERWAY, 2008)

Entonces:

$$Fr=126.3*0.61= 77.043 \text{ kg-f}$$

Como está repartido en 2 puntos de apoyo (soporte), la fuerza necesaria para el movimiento es:

$$F=96\text{kg-f}/2= 38.5 \text{ kg-f}$$

Según Muñoz (2009), la fuerza promedio de una persona es= 50-70kg-f

Fig. 30: Fuerza máxima de agarre

Tabla 10 Percentiles de las fuerzas máximas de agarre para la población femenina.

Percentil	Kg -Fuerza	Lb -Fuerza
100%	41	90.39
99.5%	40	88.18
97.5%	35	77.16
90%	30	66.14
75%	27	59.52
50%	24	52.91
25%	20	44.09
10%	18	39.68
2.5%	16	35.27
0.5%	14	30.86
0%	10	22.05

Tabla 11 Percentiles de las fuerzas máximas de agarre para la población masculina.

Percentil	Kg -Fuerza	Lb -Fuerza
100%	70	154.32
99.5%	66	145.50
97.5%	64	141.09
90%	55	121.25
75%	48	105.82
50%	42	92.59
25%	36	79.37
10%	30	66.14
2.5%	26	57.32
0.5%	22	48.50
0%	20	44.09

Fuente: (Muñoz 2009)

Por lo tanto el operario, podrá graduar la máquina sin problema.

6. Calculo de costo de fabricación de la máquina:

A partir del peso de cada pieza (calculado en el programa de diseño solidworks) y en base al costo del material por kilogramo extraído de Mundi Index, (2019), se calcula el costo total de la materia prima para la elaboración de las piezas presentado en el cuadro N° 4:

Cuadro N°08: Costo de materia prima

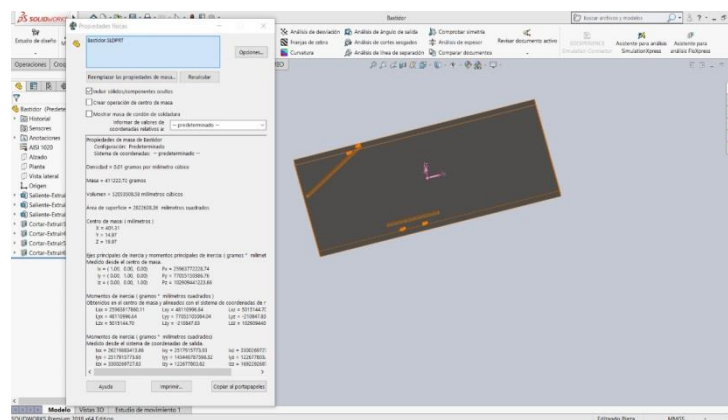
Pieza de acero	Peso (Kg)	Precio en kg	Total
Bastidor	411.22	2.97	1221.32
Base para el sistema de sujeción	55.01	5.76	316.86
Mesa para el sistema de sujeción	46.27	5.76	266.52
Base para el sistema de transmisión	124.77	2.97	370.57
Mesa para el sistema de transmisión	132.80	2.97	394.42
Piñón	0.182	2.97	0.54
Engrane (Astm a709)	1.8	2.97	5.35
Ejes para el engrane (Astm A36)	0.28	5.71	1.60
Eje de la muela	5.43	5.71	31.01
Carcasa (aluminio 1060)	28.88	5.76	166.35
TOTAL	806.642	-	2774.52

Elaboración propia

Materia Prima:

1. Bastidor

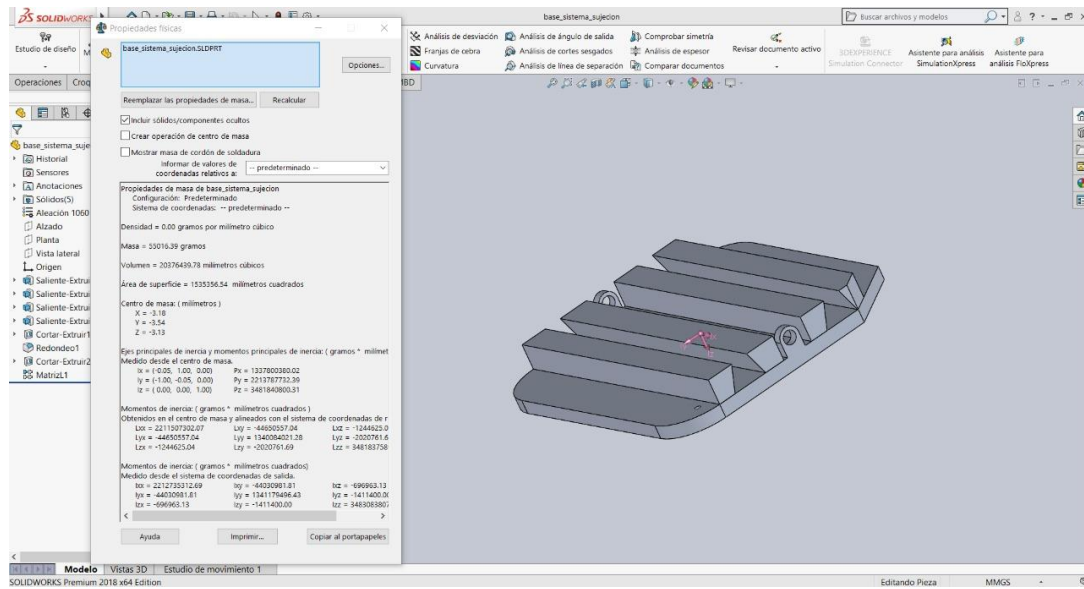
Fig. 31: Bastidor



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

2. Base para el sistema de sujeción:

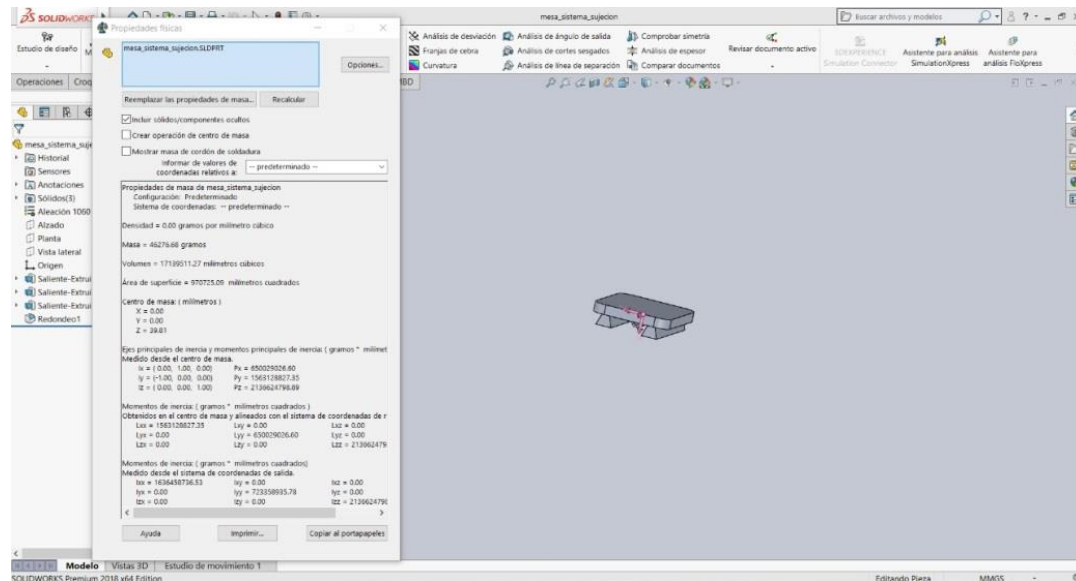
Fig. 32: Base de sujeción



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

3. Mesa para el sistema de sujeción:

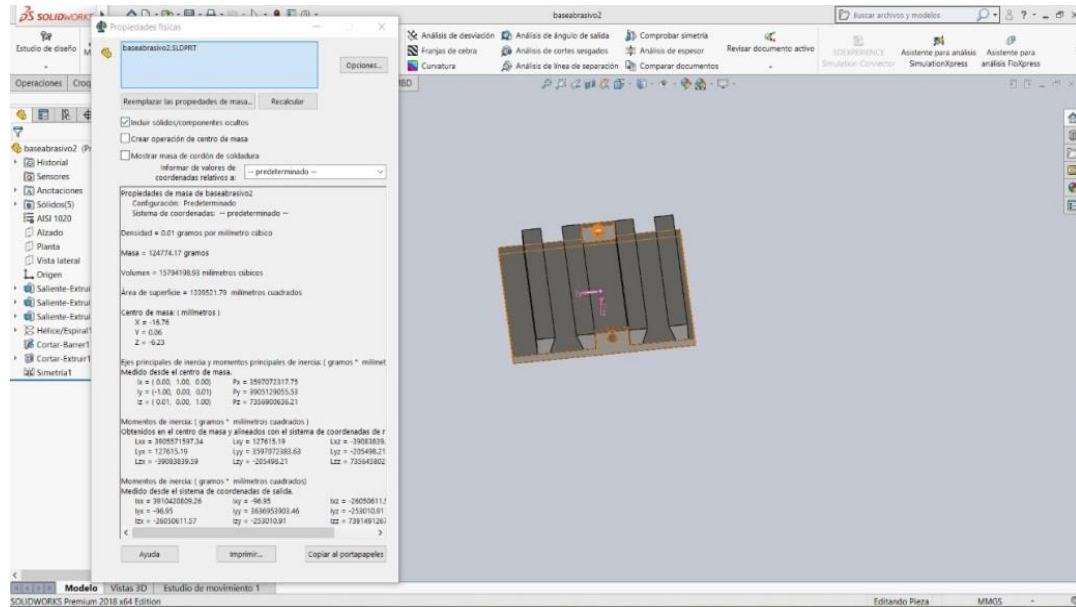
Fig. 33: Mesa de sujeción



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

4. Base para el sistema de transmisión

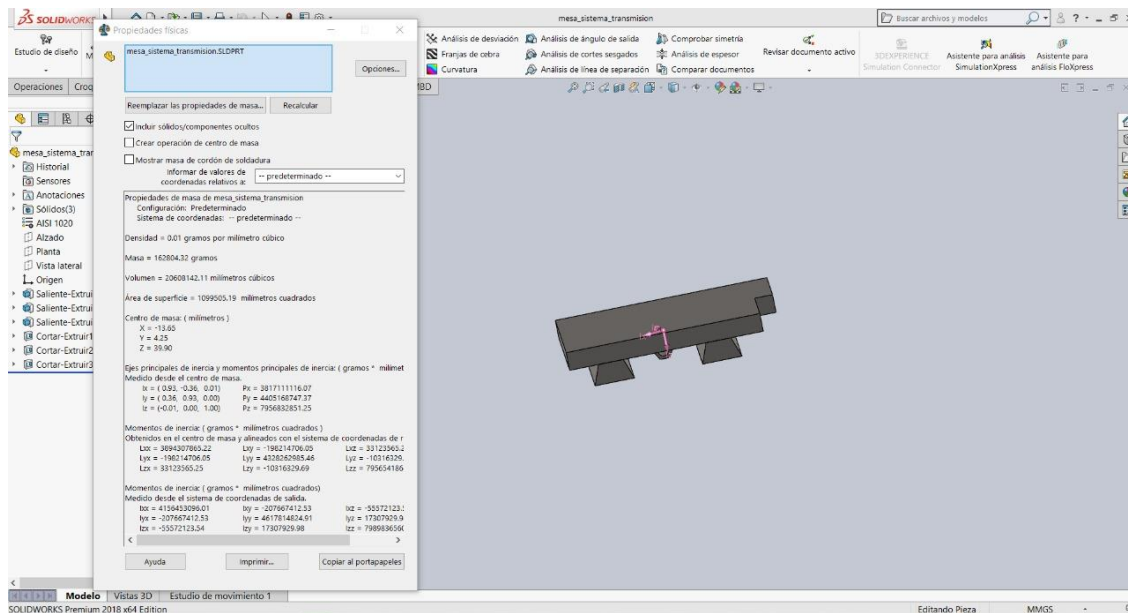
Fig. 34: Base de Transmisión



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

5. Mesa para el sistema de transmisión

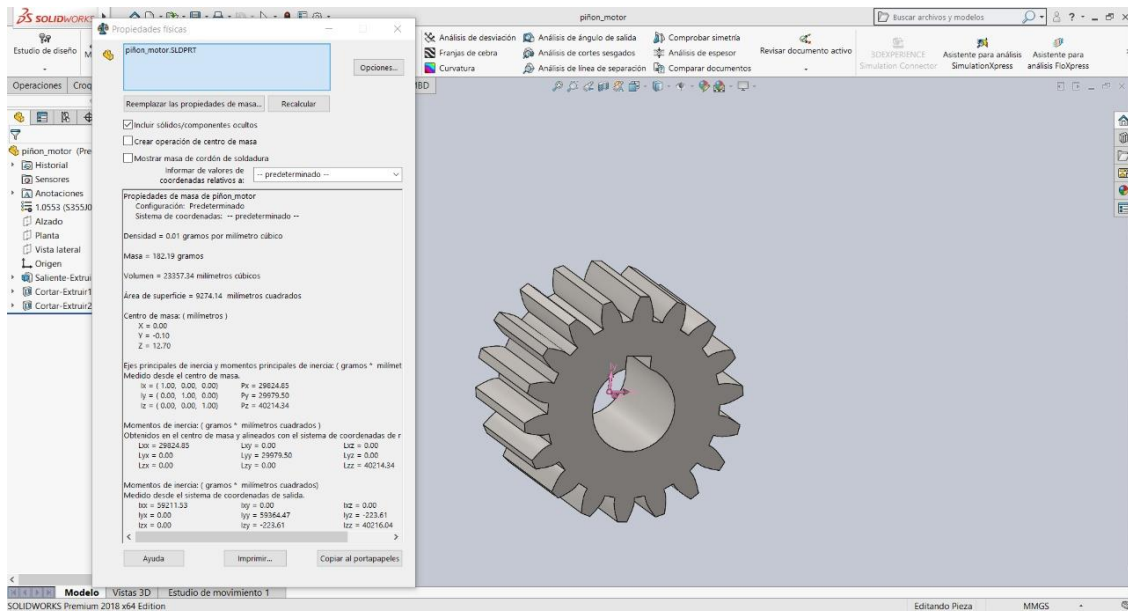
Fig. 35: Mesa de Transmisión



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

6. Piñon

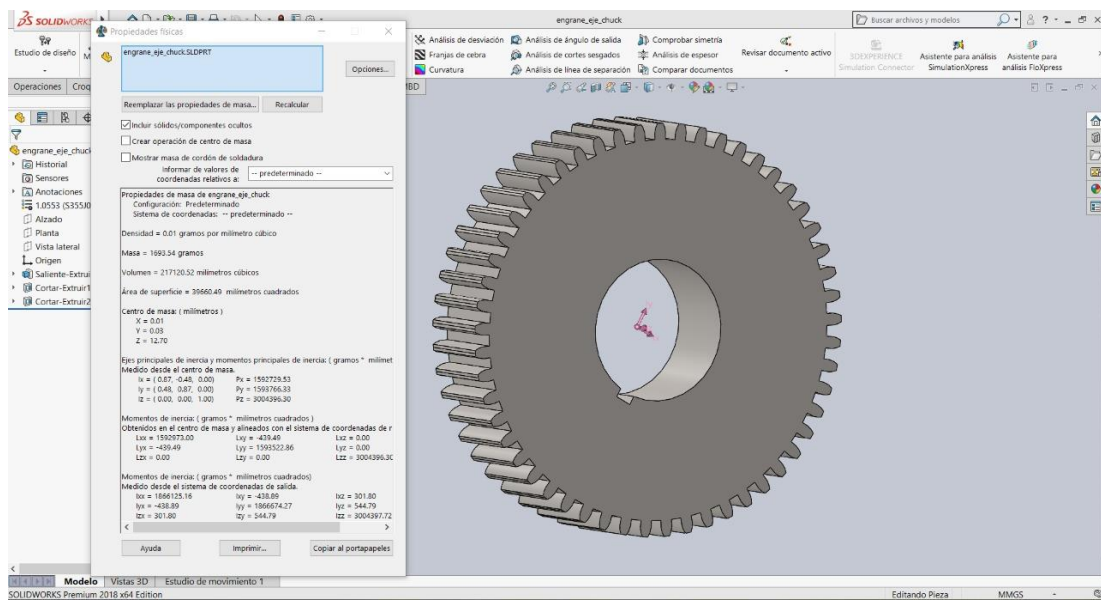
Fig. 36: Piñon



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

7. Engrane

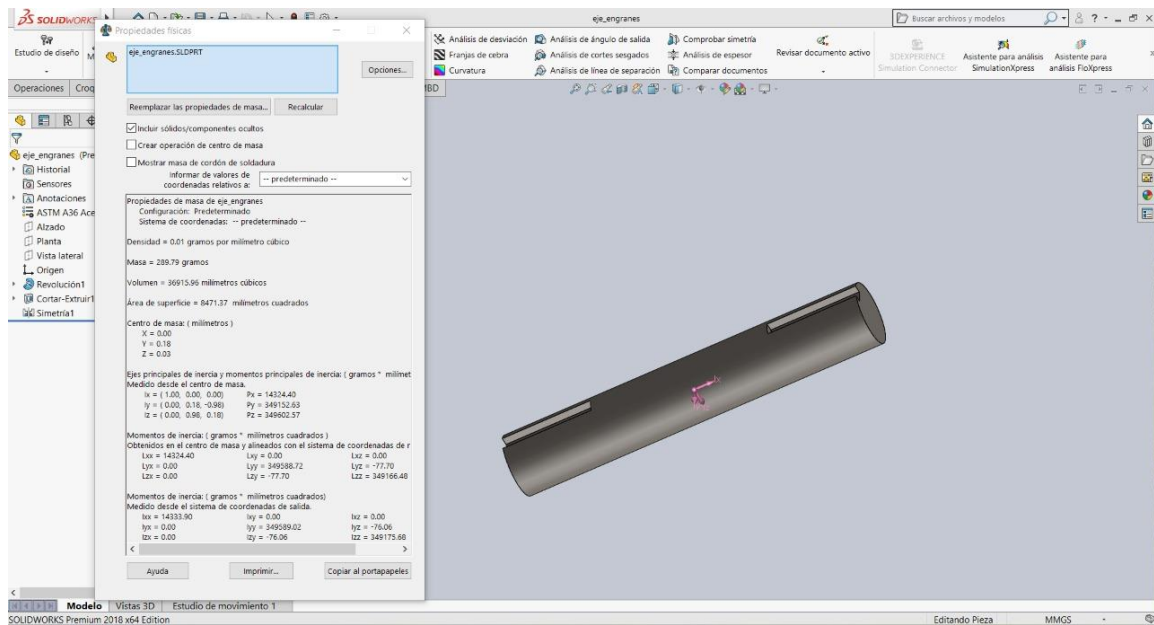
Fig. 37: Engrane



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

8. Eje para el engrane

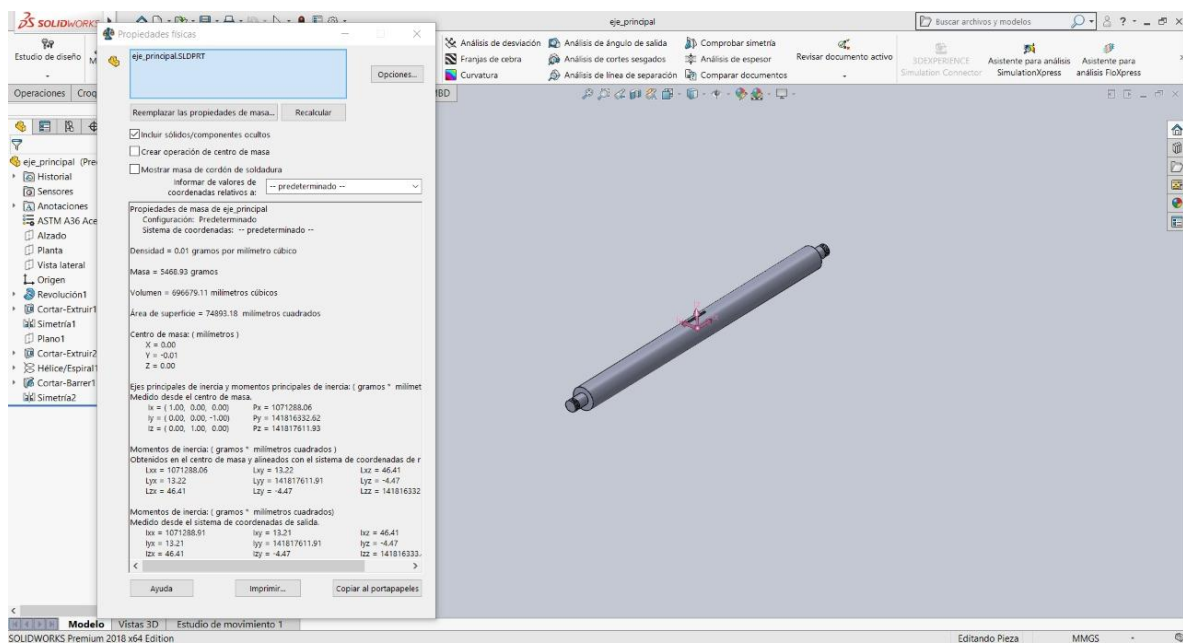
Fig. 38: Eje para el engrane



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

9. Eje para las muelas (Eje principal)

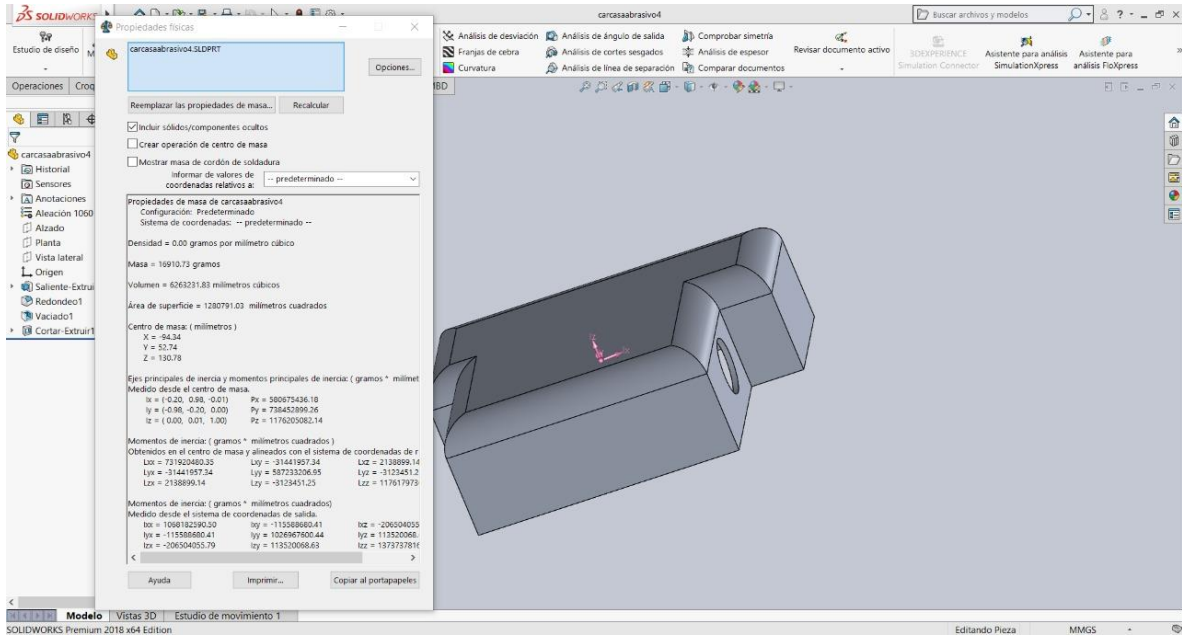
Fig. 39: Eje principal



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

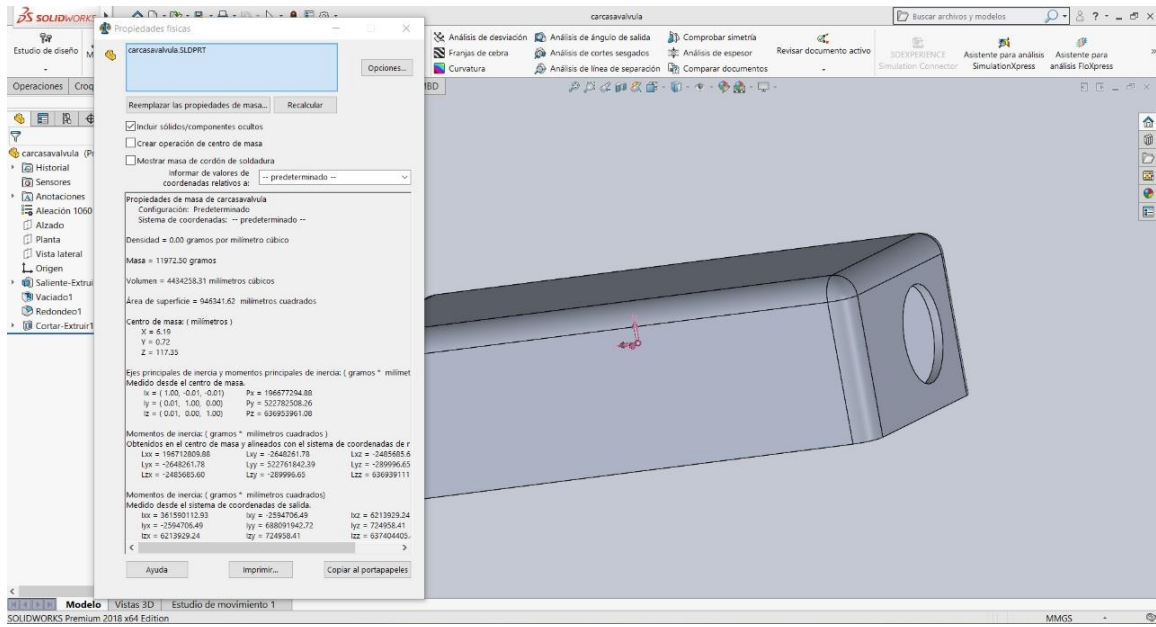
10. Carcasa de protección

Fig. 40: Carcasa de protección



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

Fig. 41: Carcasa de protección



Fuente: (SOLIDWORKS, 2018)

Así mismo se hizo la cotización de los componentes estándar comerciales que presenta la máquina, a las casas de repuestos, teniendo el cuadro N° 5:

Cuadro N° 09: Costo de componentes estándar

Componentes Estándar	Cantidad	Precio Unitario	Total
Caja soporte con rodamiento SKF SYK 40 TF Bearing	4	172.05	688.20
Caja soporte con rodamiento SKF SYK 20 TF Bearing	1	89.37	89.37
Motor monofásico WEG 2HP	1	510.00	510.00
Motor monofásico WEG 0.25 HP	1	212.68	212.68
Muela rectificadora TYROLIT	2	130.35	260.70
Correas	1	9.22	9.22
Chuck autocentrante	1	271.02	271.02
TOTAL			2041.19

Elaboración Propia

Componentes Estándar:

1. Caja soporte con rodamiento SKF SYK 40 TF Bearing

Fig. 42: Caja soporte con rodamiento SKF SYK 40 TF Bearing

Rodamientos con soporte de pie SKF, SY 40 TF

Código de producto RS 339-8489
 Marca SKF
 Número parte fabricante SY 40 TF



✓ 21 disponible en Inglaterra. Entrega entre 5 a 8 días hábiles. Los productos pesados y/o voluminosos podrían tener un costo extra de importación.

Cada Uno
\$ 50.787 **\$ 60.437**
(Sin IVA) (IVA Incluido)

Cantidad	Precio Unitario sin IVA
1 - 4	\$ 50.787
5 - 9	\$ 48.760
10 - 24	\$ 47.747
25 +	\$ 46.721

Cantidad unidades Añadir a Carro

Agregar a mi listado de productos

Referencia Técnica

Declaración de conformidad

Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/skf/sy-40-tf/rodamientos-con-soporte-de-pie-skf-sy-40-tf/3398489>

2. Caja soporte con rodamiento SKF SYK 20 TF Bearing

Fig. 43: Caja soporte con rodamiento SKF SYK 20 TF

Rodamientos con soporte de pie SKF, SY 20 TF

Código de producto RS 339-8439
Marca SKF
Número parte fabricante SY 20 TF



✓ 42 disponible en Inglaterra. Entrega entre 5 a 8 días hábiles. Los productos pesados y/o voluminosos podrían tener un costo extra de importación.

Cada Uno
\$ 26.376 (Sin IVA) **\$ 31.387** (IVA Incluido)

Cantidad	Precio Unitario sin IVA
1 - 4	\$ 26.376
5 - 9	\$ 25.326
10 - 24	\$ 24.794
25 +	\$ 24.263

Cantidad unidades **Añadir a Carro**

[Agregar a mi listado de productos](#)



Imagen representativa solo de la categoría

Fuente: <https://cl.rsdelivers.com/product/skf/sy-20-tf/rodamientos-con-soporte-de-pie-skf-sy-20-tf/3398439>

3. Motor monofásico WEG 2HP, precio aproximado por (<https://www.mercadolibre.com.pe/>) es de 510.00 Nuevos Soles.

Fig. 44: Motor monofásico WEG 2HP

Motor 2 cv 2P F56HC 1F 127/220 V 60 Hz IC01 - ODP - Con pies

Producto: 13028118



Motor con carcasa de chapa, destinado a uso general, desarrollado para atender a las más variadas aplicaciones con desempeño y ahorro máximos.

Resumen de las características técnicas

Norma	ABNT NBR 17094	Potencia	2 cv
Frecuencia	60 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	127/220 V	Brida	FC 149
Numero de polos	2	Forma constructiva	B34D
Grado de protección	IP21	Caja de conexión ¹	Sin caja de conexión
Rotación sincrónica	3600 rpm	Refrigeración	IC01 - ODP

[Comparar](#)

Fuente: https://www.weg.net/catalog/weg/ES/es/Motores-El%C3%A9ctricos/c/EU_MT

4. Motor monofásico WEG 0.25 HP, precio aproximado por (<https://www.manomano.es/motores-electricos-2578>) es de 212.68 Nuevos Soles.

Fig. 45: Motor monofásico WEG 0.25 HP

Motor 0.25 cv 4P C56 1F 127/220 V 60 Hz IC01 - ODP - Con pies

Producto: 12064646



Motor con carcasa de chapa, destinado a uso general, desarrollado para atender a las más variadas aplicaciones con desempeño y ahorro máximos.

Resumen de las características técnicas

Norma	ABNT NBR 17094	Potencia	0.25 cv
Frecuencia	60 Hz	Fijación	Con pies
Tensión	127/220 V	Brida	Sin
Numero de polos	4	Forma constructiva	B3D
Grado de protección	IP21	Caja de conexión ¹	Sin caja de conexión
Rotación sincrónica	1800 rpm	Refrigeración	IC01 - ODP

↔ Comparar

Fuente: https://www.weg.net/catalog/weg/ES/es/Motores-El%C3%A9ctricos/c/EU_MT

5. Muela rectificadora Tyrolit. Propiedades especialmente indicadas para trabajos de afilado y acabado de herramientas de metal duro y especial.

Fig. 46: Muela rectificadora.



MUELA PLANA 150x20 CARBURO SILICIO GR.80

Referencia: ME6782109

✓ En stock

[Ver la descripción completa](#)

39€10

35€58 - 9 %

Gastos de entrega a partir de 4,25 €

Vendido por [a-online2](#)

91% de valoraciones positivas (3186 ventas)

Formas de entrega posibles:

- A domicilio en 5 - 6 días laborables (Gastos de entrega a partir de 4,25 €)

Entrega disponible en España peninsular e Islas Baleares

Fuente: <https://www.manomano.es/catalogue/p/mplana-150x20-carburo-silicio-gr80-6782109>

6. Correa trapezoidal en V Tipo 3V

Fig. 47: Correa trapezoidal en V Tipo 3V

3V335 / Correa trapezoidal en V Tipo 3V, 3/8 in ancho superior



Referencia: 3V335
Descripción: Correa Trapezoidal Tipo 3V
Ancho superior: 3/8 in
Altura: 21/64 in
Longitud externa: 33.5 in
Peso: 0.13 lb

Referencia: 3V335

Cantidad

Disponibilidad: **DISPONIBLE**

\$2.72

 Añadir al carrito



» Recibir un precio especial «

Fuente: <https://www.gprindustrial.com/es/correas-en-v-tipo-3v/8401-3V335-wedge-vbelt.html>

7. Chuck autocentrante

Fig. 48: Chuck autocentrante



SANOU Portabrocas K12-100 Tornillo autocentrante de mandril endurecido herramienta

★★★★★ 51 Comentarios | 8 respondidas ID: 1152295

Precio: **US\$79.99** ~~US\$148.26~~ 46% Off

cupón: **\$ 18 para nuevo usuario >** **12% off**

Enviar desde:

Envío: Tiempo de procesamiento: Se espera en November 22, 2019
US\$12.58 via [Air Parcel Register](#) ▾ Tiempo de envío: 7-35 días hábil

Cantidad:

Precio total: **US\$79.99** (Ganar 79 Puntos BG)

Fuente: <https://es.banggood.com>

Por último, el costo de mano de obra especializada para la fabricación de la piezas y ensamble de la máquina, se estima en S/. 1,800.00, teniendo además como gastos varios un aproximado de S/. 1,600. donde se incluyen el precio de los pernos y tuercas de la máquina, así como futuras contingencias que puedan ocurrir, por último el costo de ingeniería valorizado en S/. 3,500.00. El total del costo de fabricación de la máquina se presenta en el cuadro 10:

Cuadro 10: Costo total de fabricación

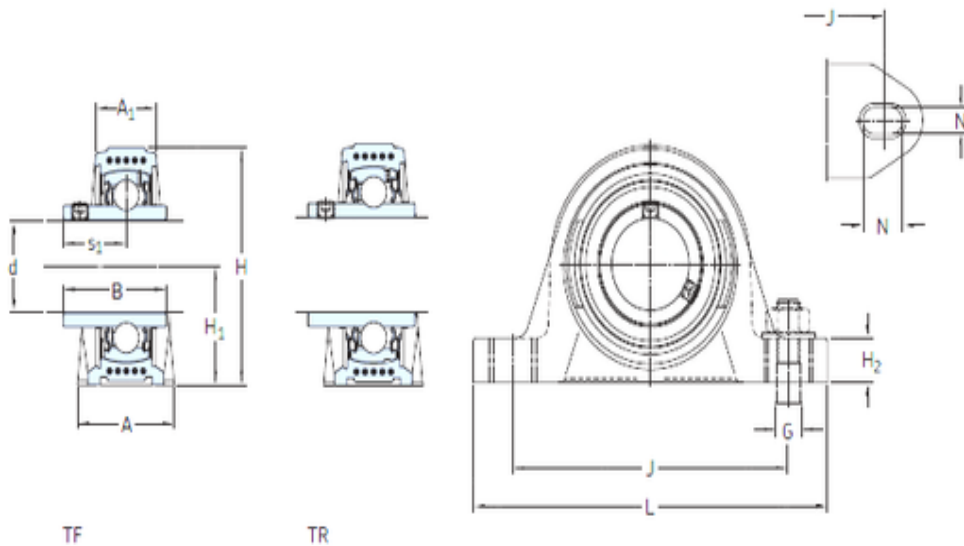
ELEMENTO	COSTO
Costo de Materia Prima	2,774.52
Costo de Componentes Estándar	2,041.19
Costo de Ingeniería	3,500.00
Costo de Mano de obra	1,800.00
Gastos Varios	1,600.00
TOTAL	11,715.71

Elaboración propia

Anexo 06

Planos y catálogos estándar

SKF SYK 40 TF Bearing



Bearing number : SYK 40 TF

Brand : SKF

Bore Diameter (mm) : 40

Bearing dimensions and specification in SKF catalogue:

d - 40 mm

s1 - 30,2 mm

A - 48 mm

A1 - 30 mm

B - 49,2 mm

G - 12 mm

H - 99 mm

H1 - 49,2 mm

H2 - 19 mm

J - 136 mm

L - 176 mm

N - 21,5 mm

N1 - 14,5 mm

Weight - 0,86 Kg

Basic dynamic load rating (C) - 30,7 kN

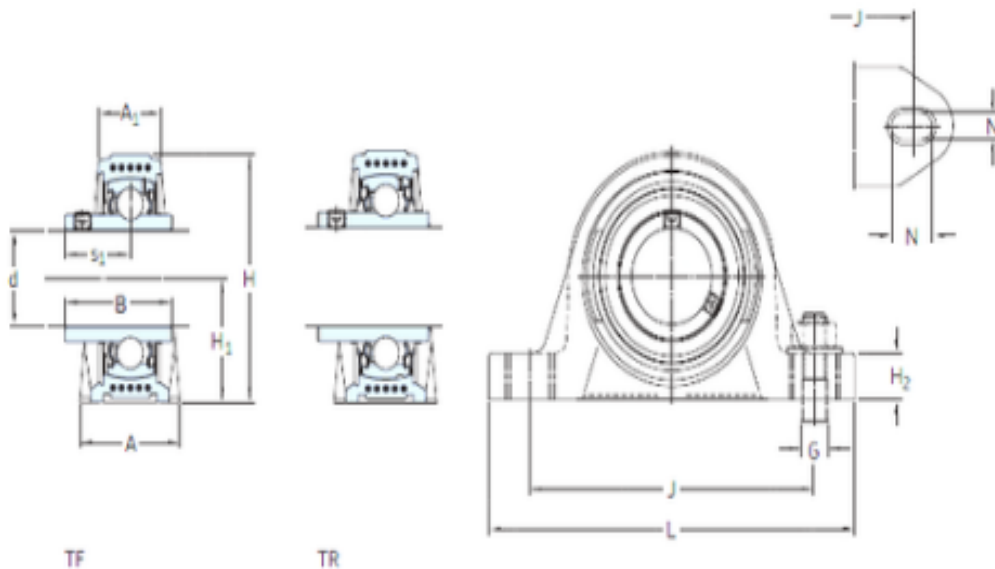
Basic static load rating (C0) - 19 kN

Fatigue load limit (Pu) - 0,8

Limiting speed - 4 800 r/min

Tags : SKF

SKF SYK 20 TF Bearing



Bearing number : SYK 20 TF

Brand : SKF

Bore Diameter (mm) : 20

Bearing dimensions and specification in SKF catalogue:

d - 20 mm

s1 - 18,3 mm

A - 32 mm

A1 - 21 mm

B - 31 mm

G - 10 mm

H - 64 mm

H1 - 33,3 mm

H2 - 16 mm

J - 96 mm

L - 126 mm

N - 17,5 mm

N1 - 12 mm

Weight - 0,24 Kg

Basic dynamic load rating (C) - 12,7 kN

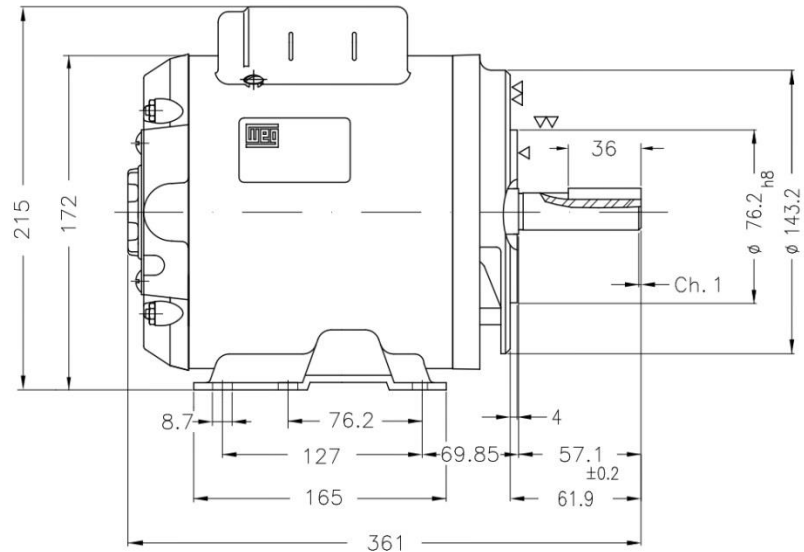
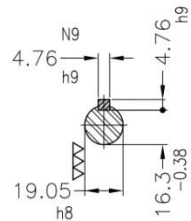
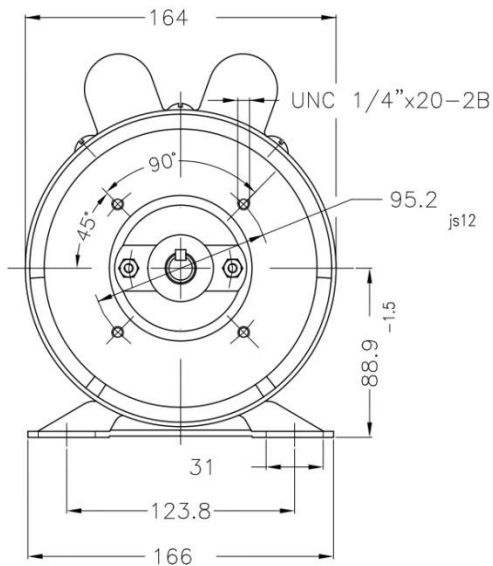
Basic static load rating (C0) - 6,55 kN

Fatigue load limit (Pu) - 0,28

Limiting speed - 8 500 r/min

Tags : SKF

1		2		3		4		5		6	
EJE		Dimensões em mm				TOLERANCIAS GENERALES				ESTA REVISION SUBSTITUYE Y ANULA LA EMISION ANTERIOR, LA CUAL DEBERA SER ELIMINADA.	
ESTÁNDAR	X	Dimensiones en mm				X ±2 .XX ±0.5					
OPCIONAL						.X ±1 .XXX ±0.127					
ESPECIAL						ANGULAR ±2'					

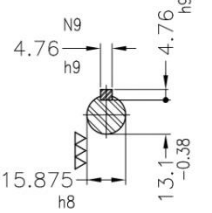
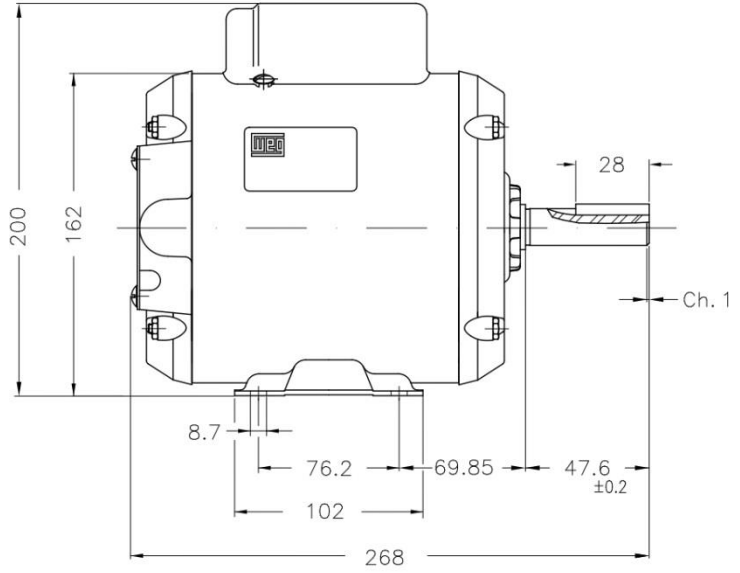
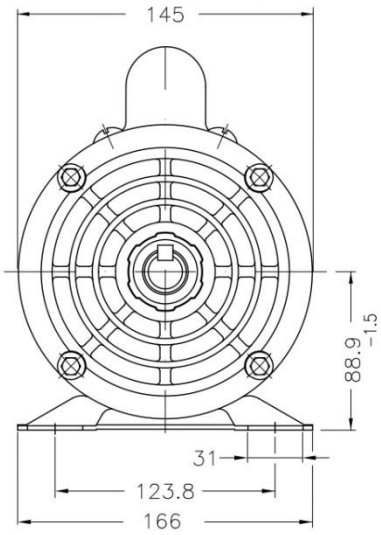


Anillo fijación del rodamiento													
Forma constructiva B34D													
No MODIFICACION ECM	LOC LOC	RESUMEN DE MODIFICACIONES SUMMARY OF MODIFICATIONS				EJECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	FECHA DATE	VER VER			
EJEC. / EXECUTED	USERADMIN	MOTOR MONOFÁSICO											
VERIF. / CHECKED		CARCASA G56HC IP21 ODP											
LIBER. / RELEASED		Código WEG: 13027819											
FECHA LIB/REL DT	15.11.2019	WMO	Jaraguá do Sul	Ingeniería del Producto	HOJA/SHEET	1 / 1							



1,5 kW (2 HP-cv) 04 Polos 60Hz

1		2		3		4		5		6	
EJE		Dimensões em mm				TOLERANCIAS GENERALES				ESTA REVISION SUSTITUYE Y ANULA LA EMISION ANTERIOR, LA CUAL DEBERA SER ELIMINADA.	
ESTÁNDAR	X	Dimensiones en mm				X ±2 .XX ±0.5					
OPCIONAL						.X ±1 .XXX ±0.127					
ESPECIAL						ANGULAR ±2°					



Forma constructiva B3D

No MODIFICACION	LOC	RESUMEN DE MODIFICACIONES	EJECUTADO	VERIFICADO	LIBERADO	FECHA	VER
ECM	LOC	SUMMARY OF MODIFICATIONS	EXECUTED	CHECKED	RELEASED	DATE	VER

EJEC. /EXECUTED	USERADMIN		MOTOR MONOFASICO
VERIF. /CHECKED			CARCASA C56 IP21 ODP
LIBER. /RELEASED			Código WEG: 12064646
FECHA LIBRE DT	15.11.2019	WMO	Jaraguá do Sul
			Ingeniería del Producto
			HOJA / SHEET 1 / 1



0,18 kW (1/4 HP-cv) 04 Polos 60Hz

6 5 4 3 2 1

D

C

B

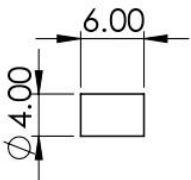
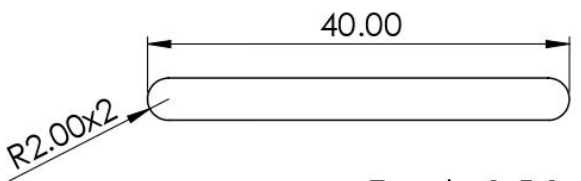
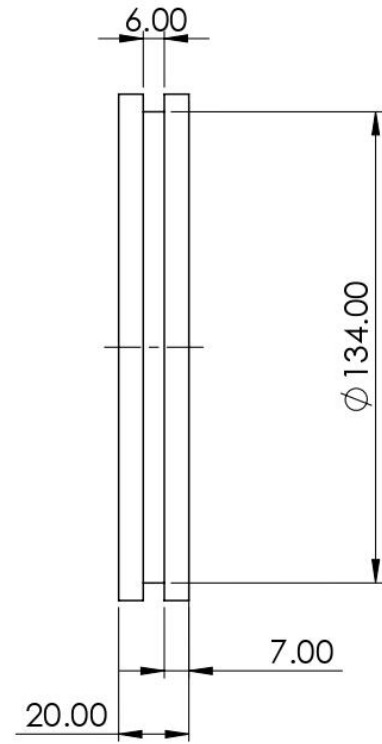
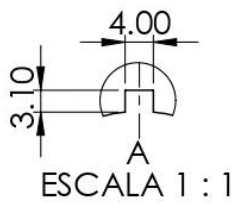
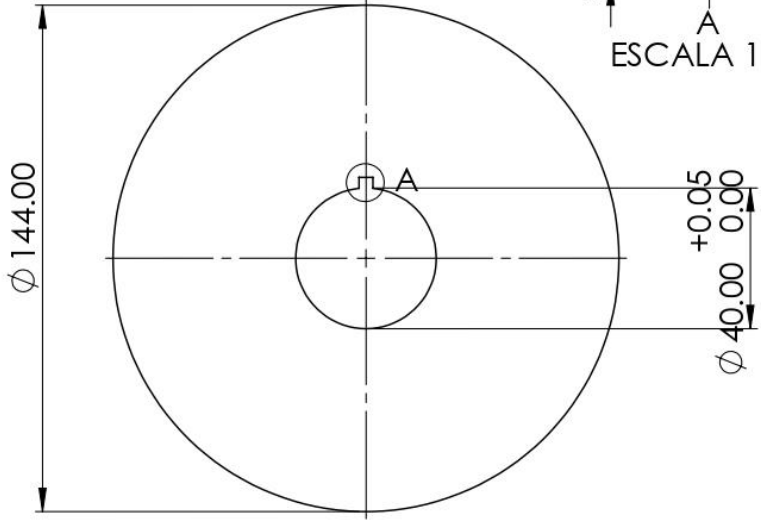
A

D

C

B

A



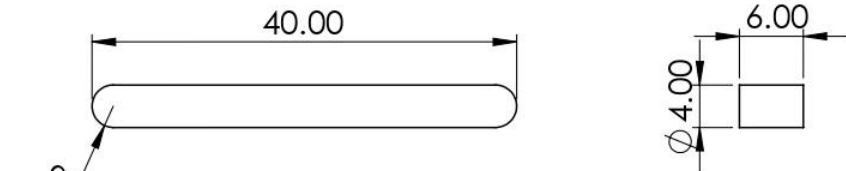
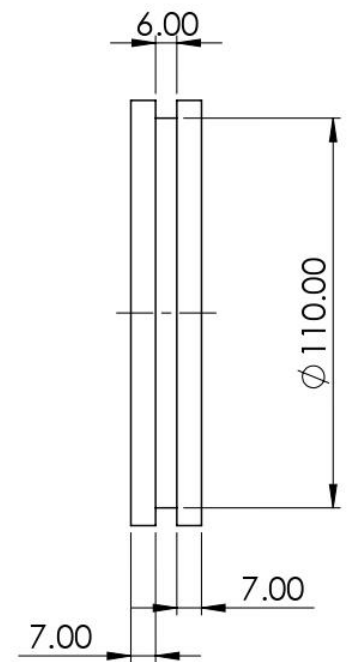
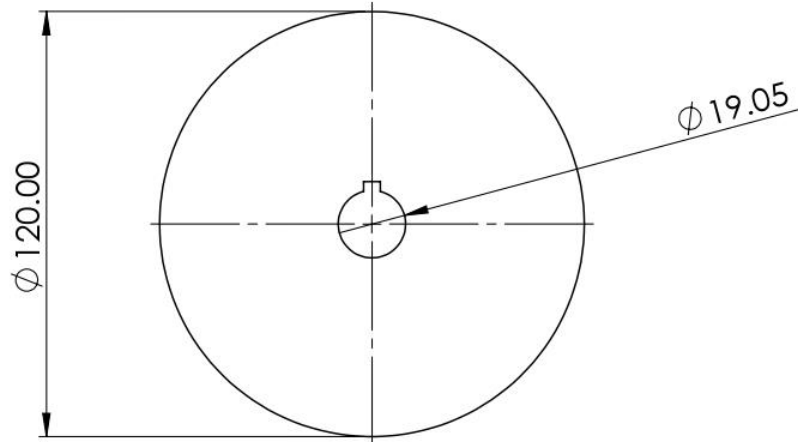
Escala 1.5:1
Mat: AISI 1020

Mat: Aluminio 1060

	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.		
REVISADO	27/10/19	O.R.C.		
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.			Polea eje	ESCALA 1:2
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO Nº 01

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1



R2.00x2

Escala 1.5:1
Mat: AISI 1020

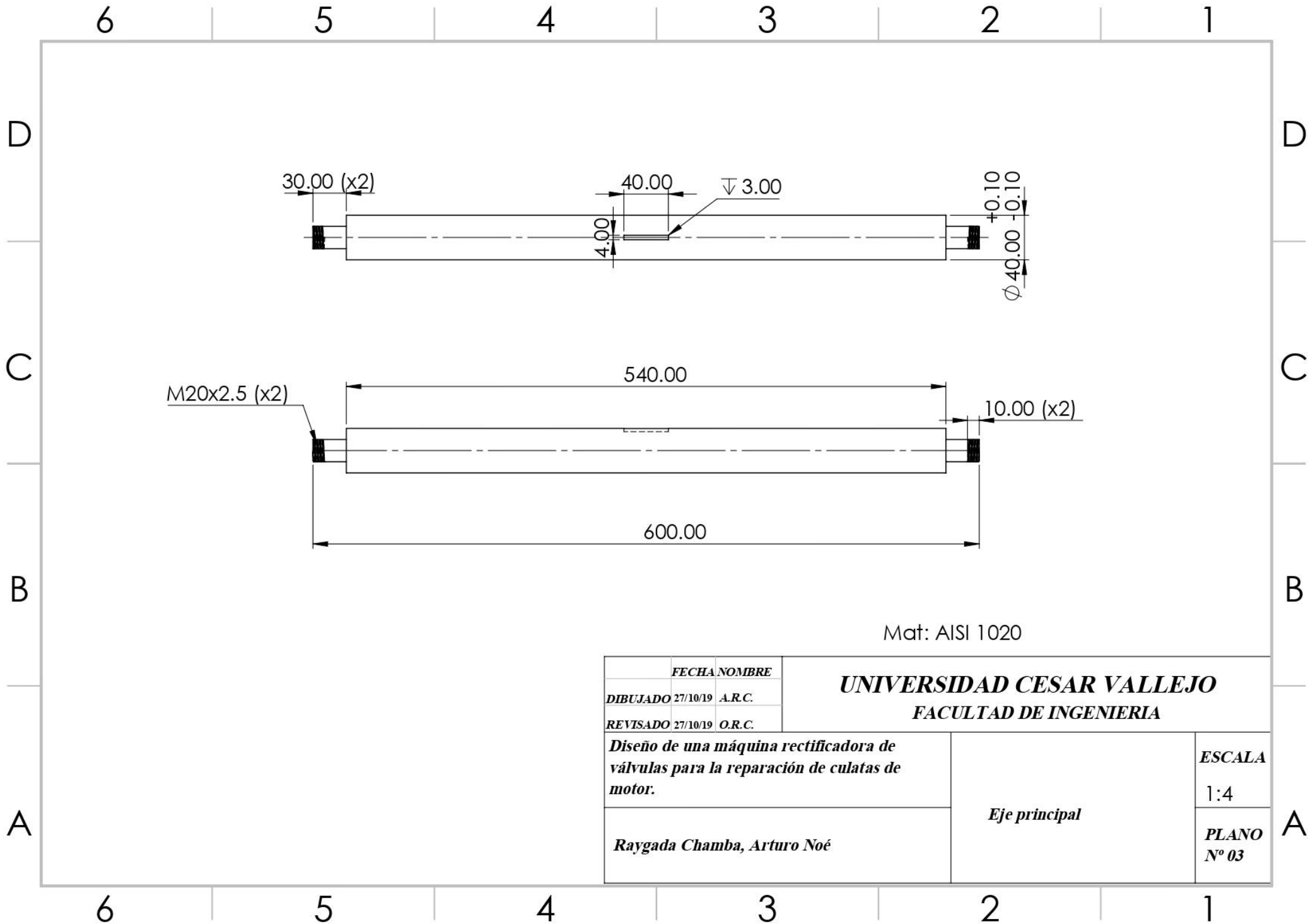
Mat: Aluminio 1060

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.	ESCALA 1:2
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Raygada Chamba, Arturo Noé				Polea motor			

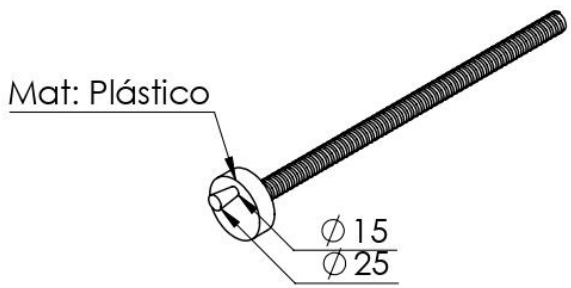
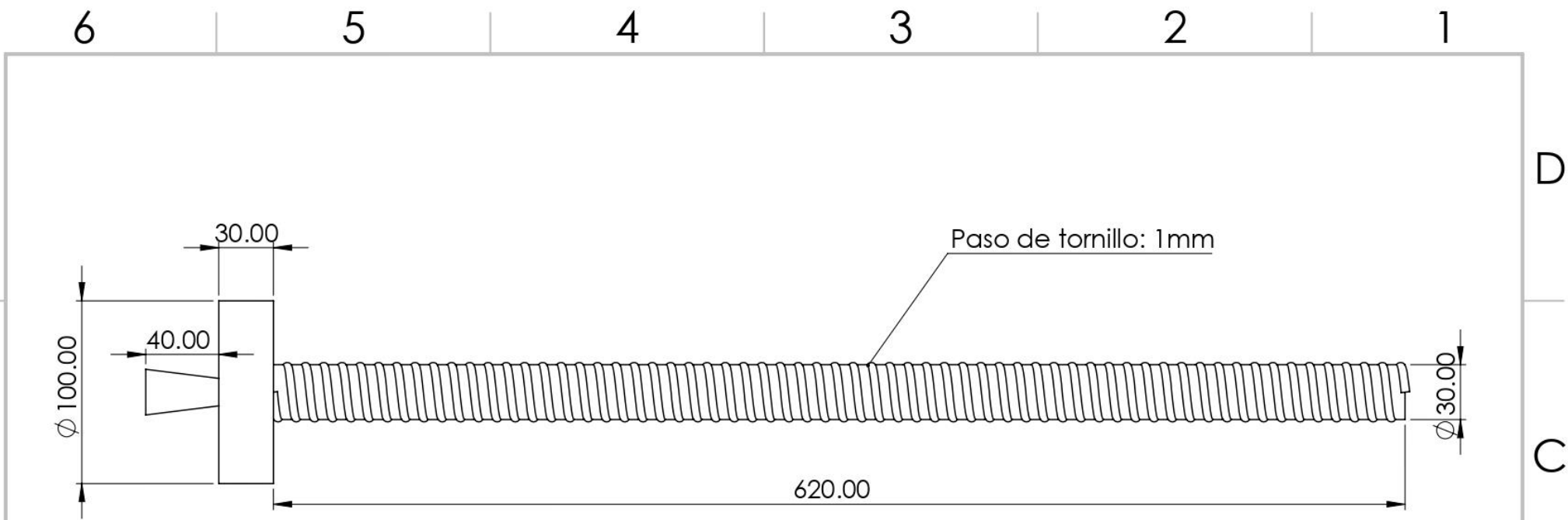
6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



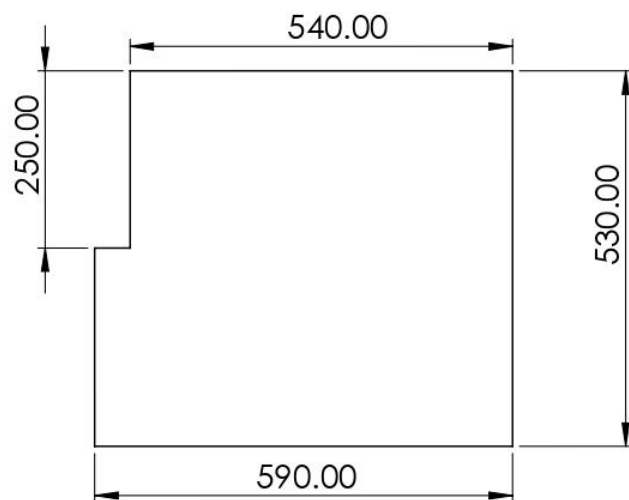
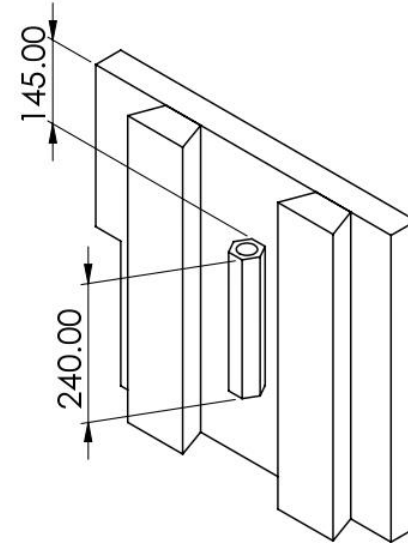
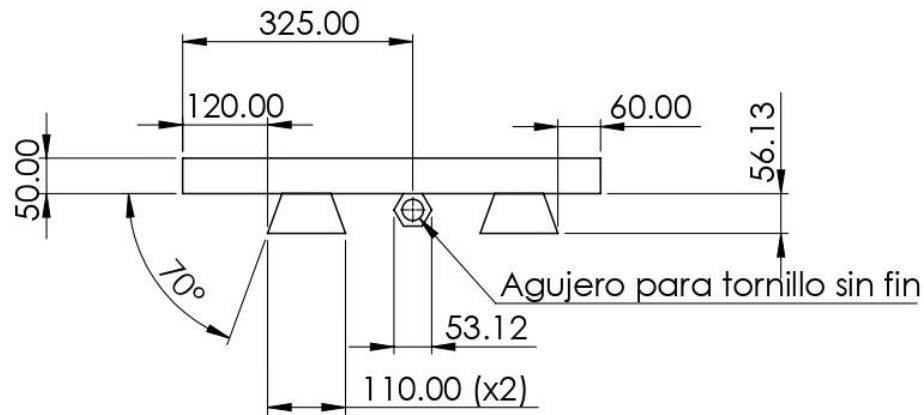
FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					Eje principal		ESCALA 1:4
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							PLANO N° 03
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.				Raygada Chamba, Arturo Noé					



Escala 1:10

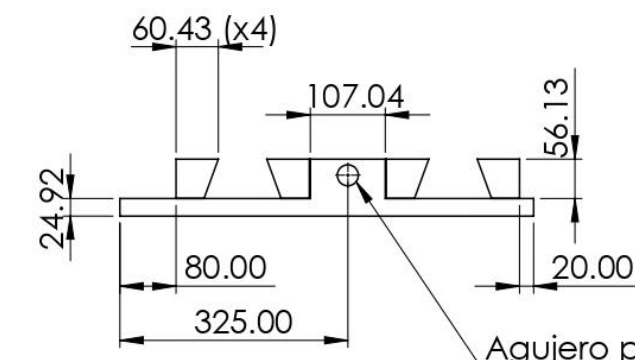
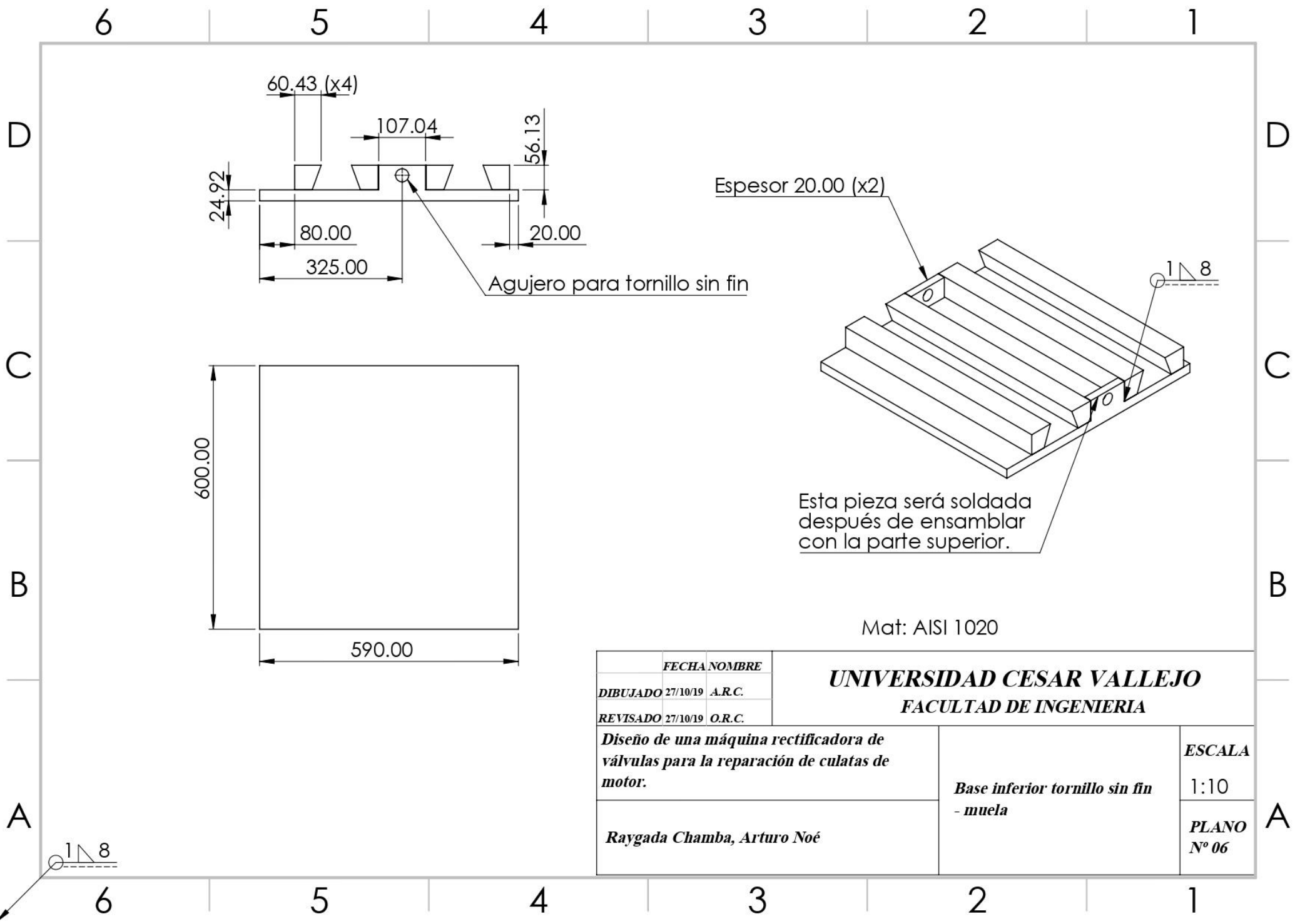
Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO 27/10/19		A.R.C.				ESCALA 1:3	
REVISADO 27/10/19		O.R.C.					
<i>Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.</i>				<i>Tornillo sin fin - Muela</i>			
<i>Raygada Chamba, Arturo Noé</i>							

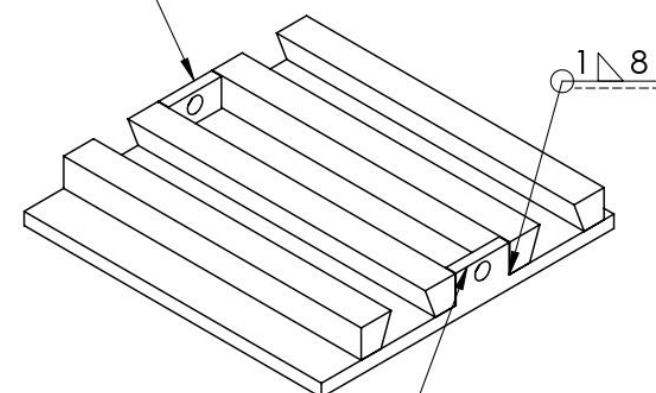


Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA		
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				
REVISADO	27/10/19	O.R.C.		Base superior tornillo sin fin - muela	PLANO Nº 05	
Raygada Chamba, Arturo Noé						

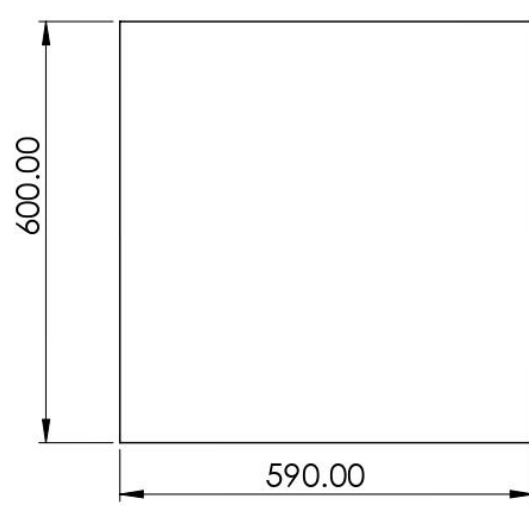


Espesor 20.00 (x2)

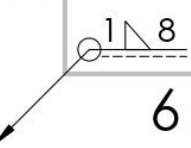


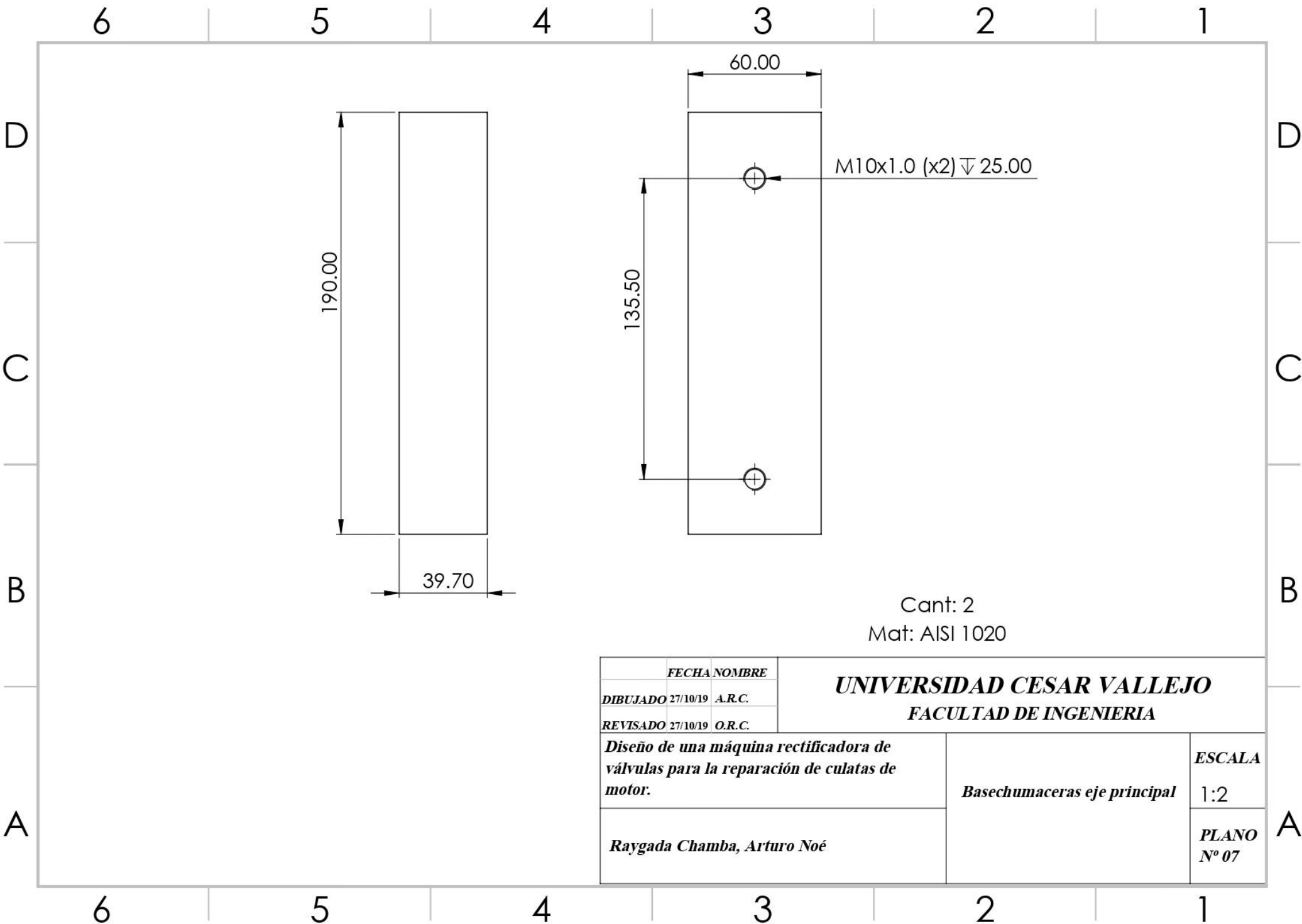
Esta pieza será soldada después de ensamblar con la parte superior.

Mat: AISI 1020



FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.	Base inferior tornillo sin fin - muela
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
					ESCALA 1:10		
Raygada Chamba, Arturo Noé					PLANO N° 06		





Cant: 2
 Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.			
REVISADO	27/10/19	O.R.C.			
<i>Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.</i>				<i>Basechumaceras eje principal</i>	ESCALA 1:2
<i>Raygada Chamba, Arturo Noé</i>					PLANO N° 07

6 5 4 3 2 1

D

C

B

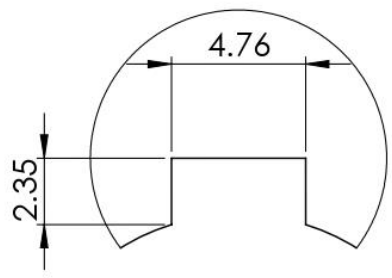
A

D

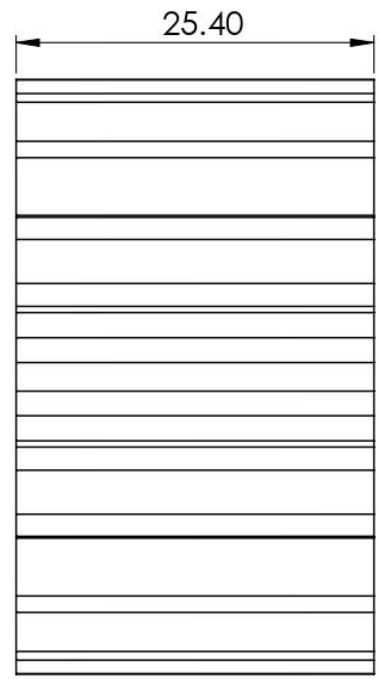
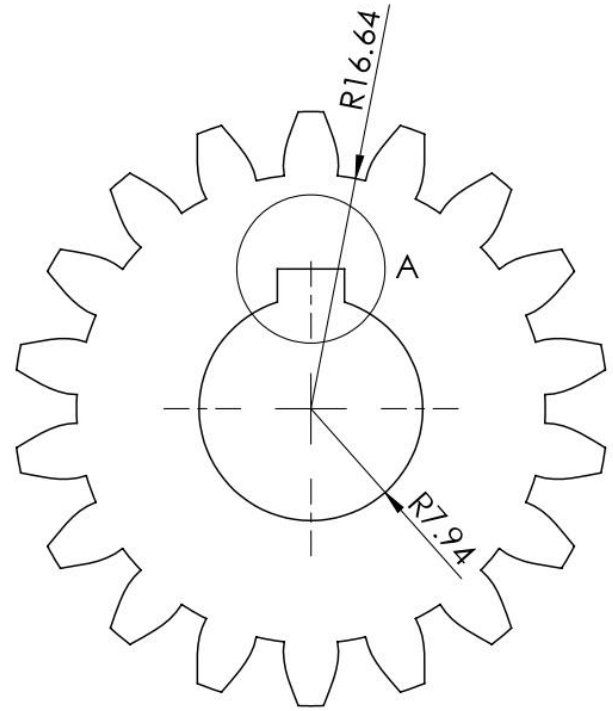
C

B

A

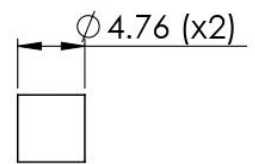
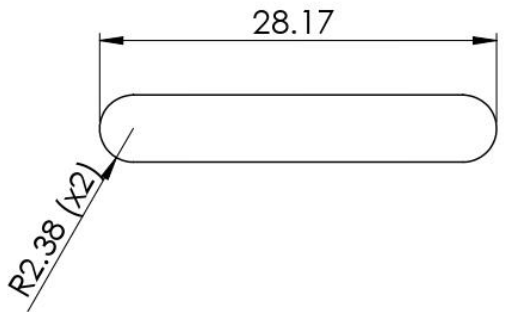


DETALLE A
ESCALA 4 : 1



Diámetro de paso= 1.5"
#Dientes= 18

Mat: AISI 1020



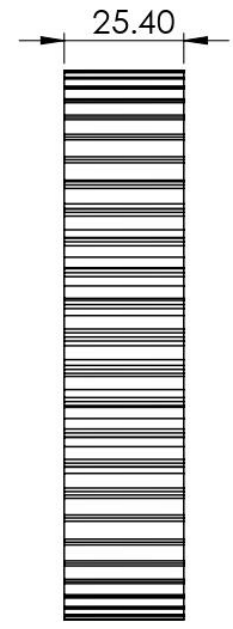
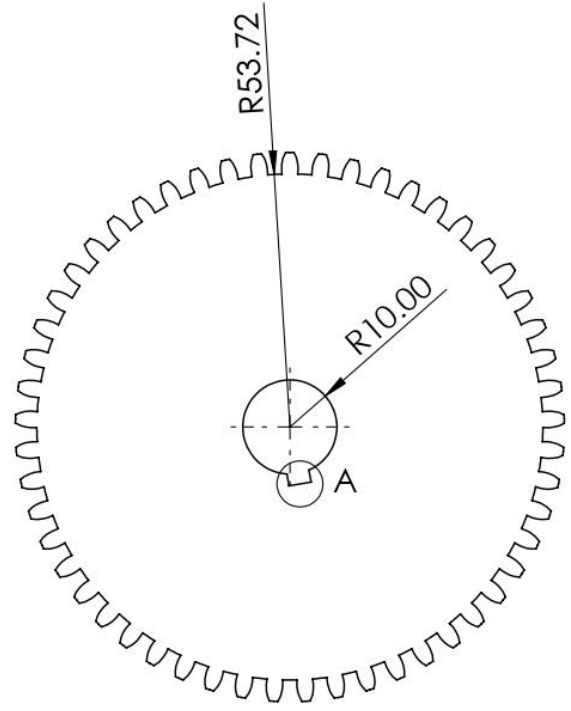
FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.		Piñon del motor
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							
Raygada Chamba, Arturo Noé						PLANO N° 08			

6 5 4 3 2 1

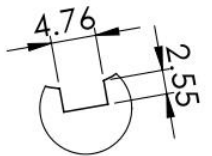
6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



Díámetro de paso= 4.42"
#Dientes= 53



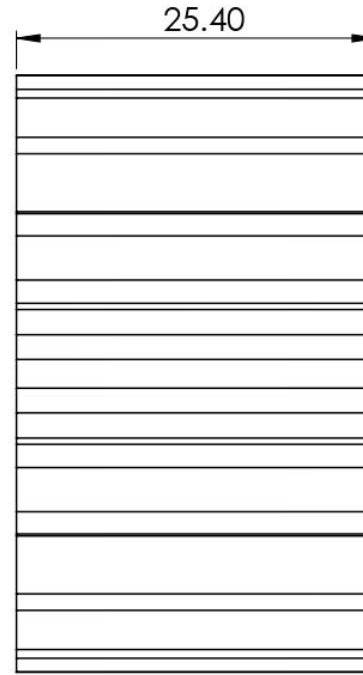
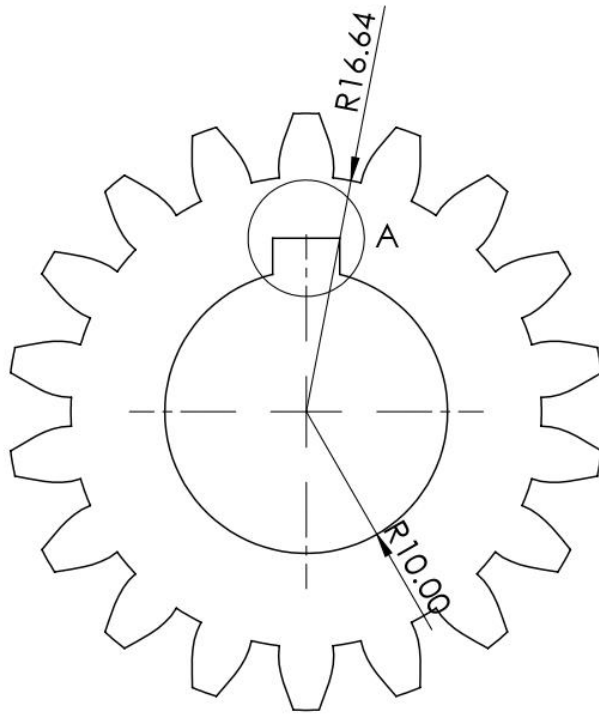
DETALLE A
ESCALA 2 : 1.5

Mat: AISI 1020

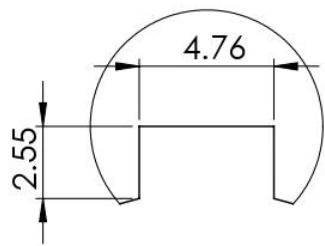
	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.		
REVISADO	27/10/19	O.R.C.		
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.			Engrane de eje unión	ESCALA 1:1.5
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO Nº 09

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1



Díámetro de paso= 1.5"
#Dientes= 18



DETALLE A
ESCALA 4 : 1

Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				ESCALA 2:1	
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.				Piñon de eje unión			
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO N° 10			

6 5 4 3 2 1

D

C

B

A

D

C

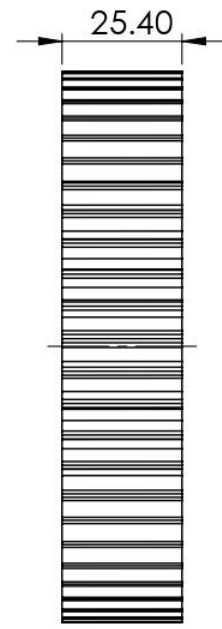
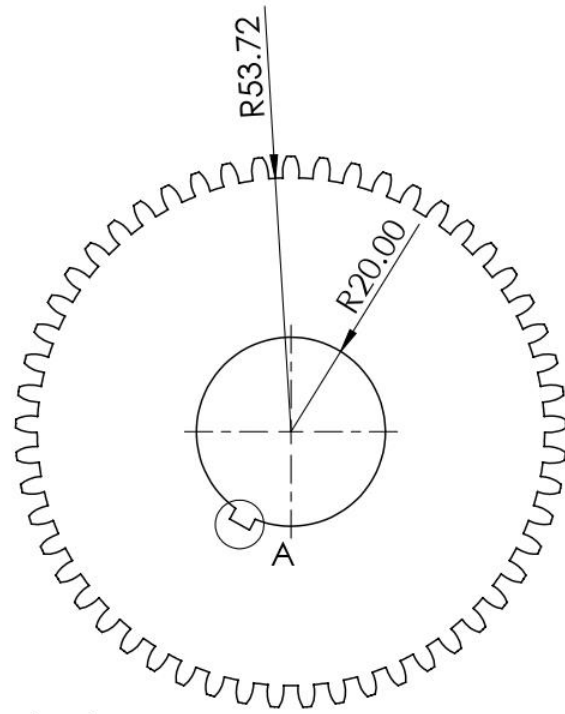
B

A

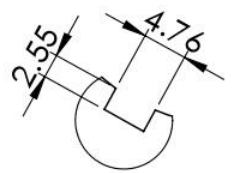
6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



Diámetro de paso= 4.42"
#Dientes= 53



DETALLE A
ESCALA 2 : 1.5

Mat: AISI 1020

		FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.			
REVISADO	27/10/19	O.R.C.			
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.				Engrane de eje del chuck	ESCALA 1:1.5
Raygada Chamba, Arturo Noé					PLANO Nº 11

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

C

B

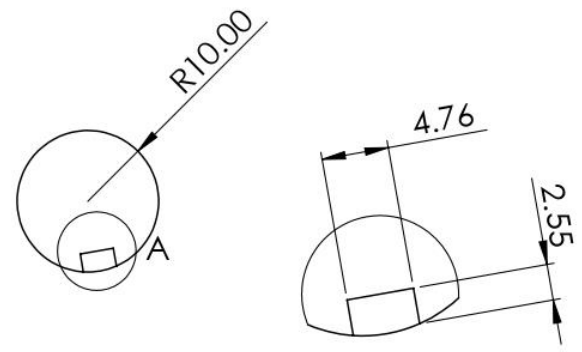
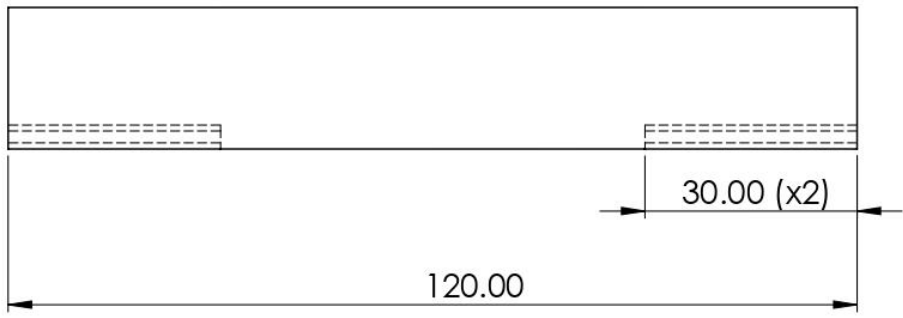
A

D

C

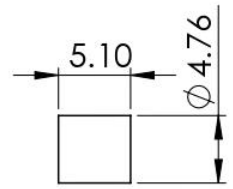
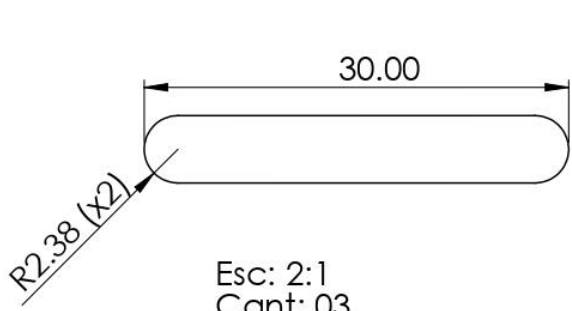
B

A



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

Mat: AISI 1020



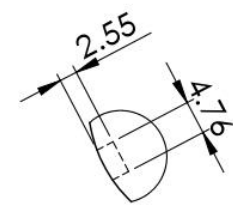
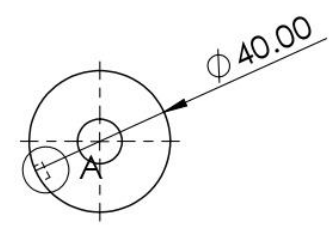
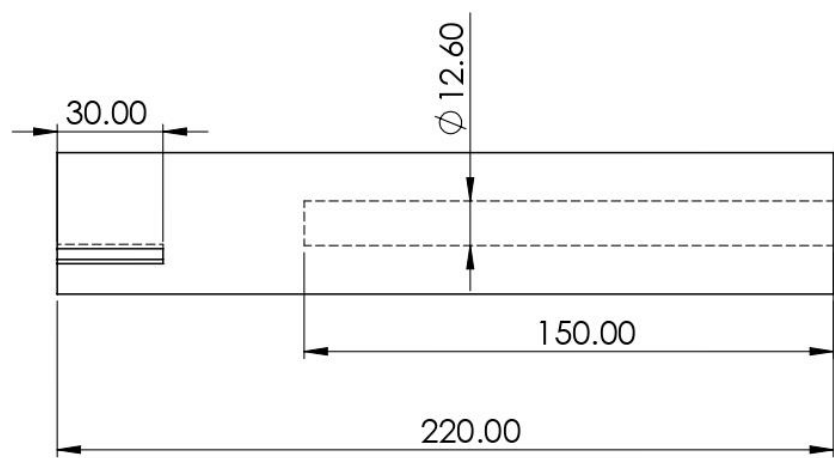
FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.	Eje engranes
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO N° 12			

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Mat: AISI 1020

C

C

B

B

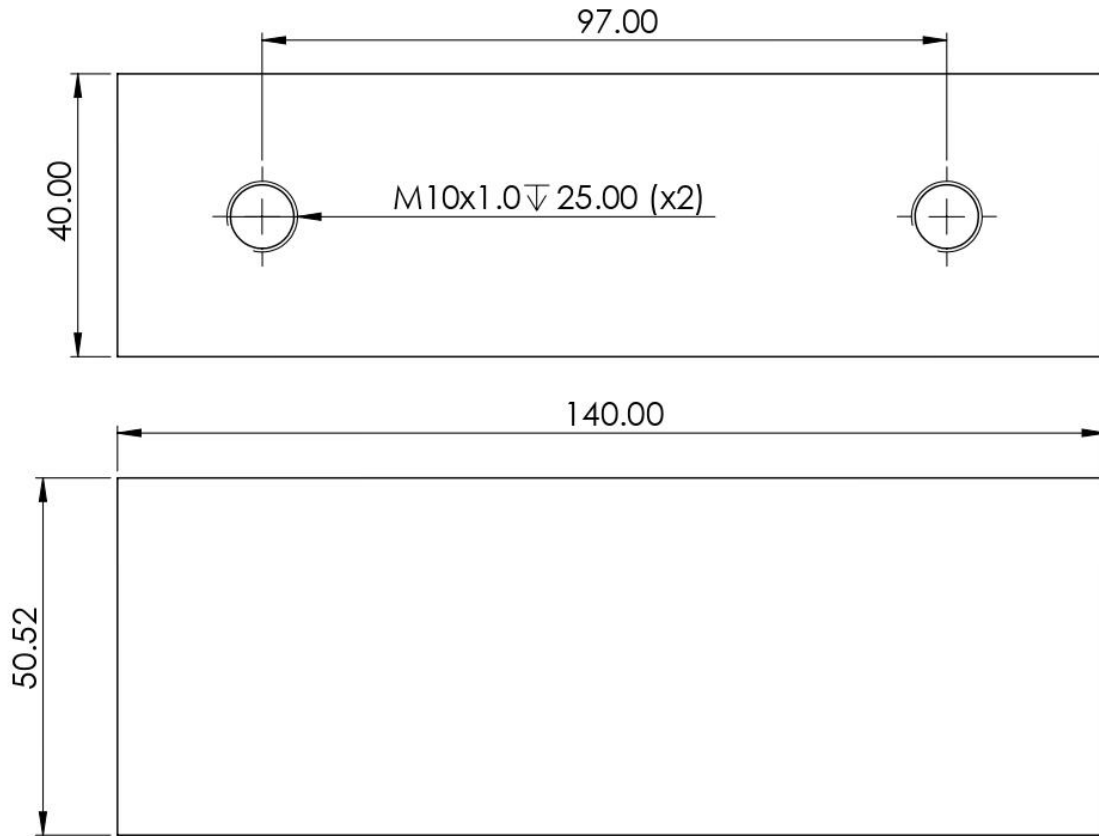
FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.		ESCALA 1:2
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							
Raygada Chamba, Arturo Noé						PLANO N° 13			

6 5 4 3 2 1

A

A

6 5 4 3 2 1



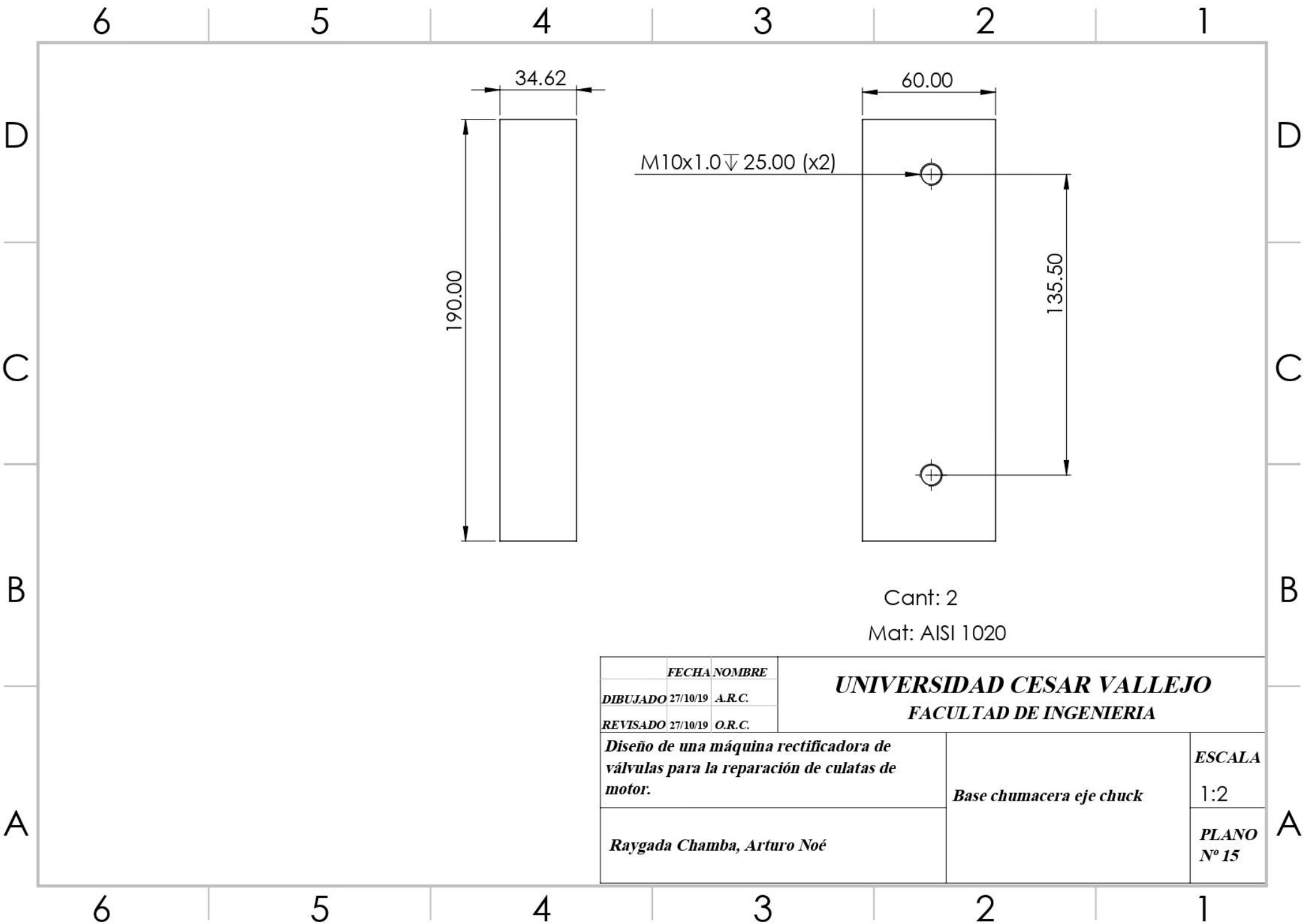
Mat: AISI 1020

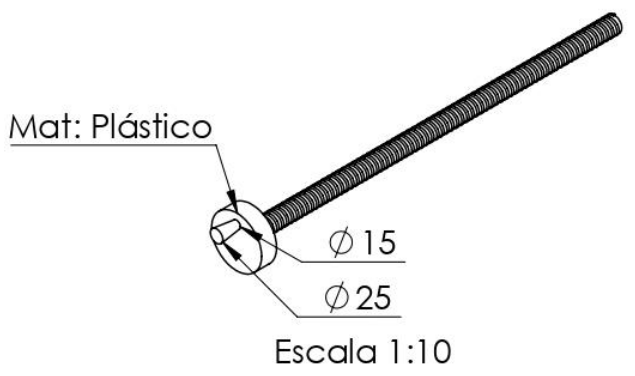
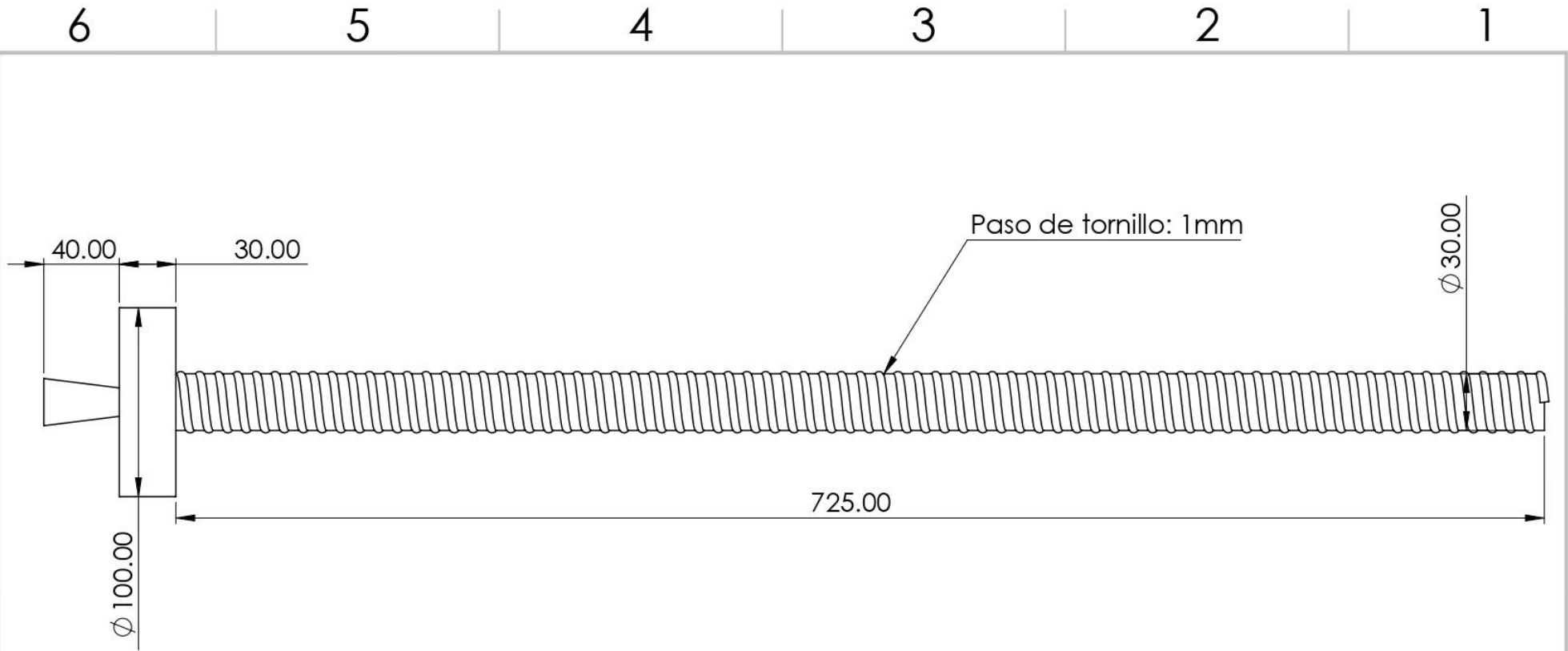
FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.			
REVISADO	27/10/19	O.R.C.			
<i>Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.</i>				<i>Base chumacera eje engranes</i>	<i>ESCALA</i> 1:1
<i>Raygada Chamba, Arturo Noé</i>					<i>PLANO</i> N° 14

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A





Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.				Tornillo sin fin - Chuck	ESCALA 1:3		
Raygada Chamba, Arturo Noé					PLANO N° 16		

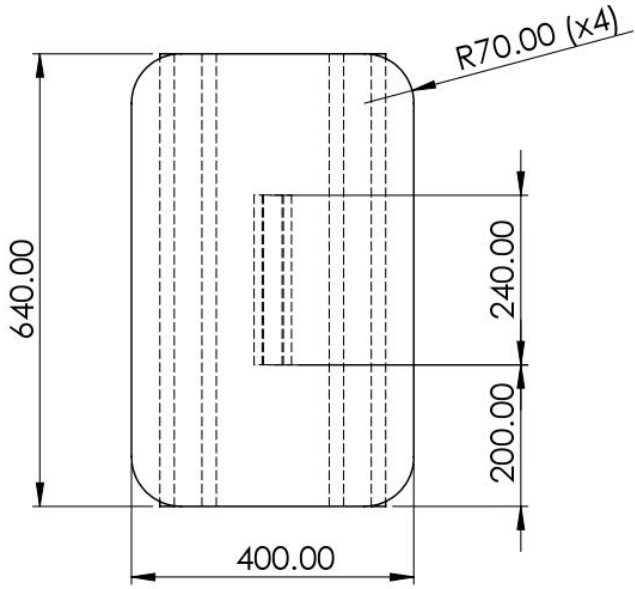
6 5 4 3 2 1

D

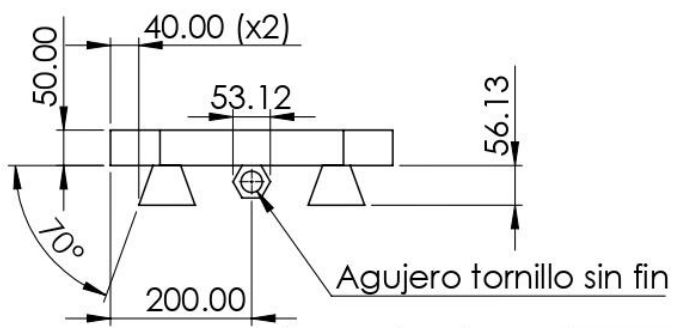
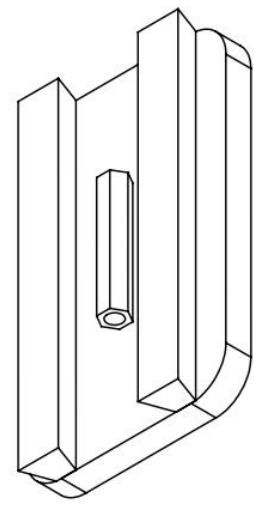
C

B

A



VISTA 3D



Mat: Aluminio 1060

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.	
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Raygada Chamba, Arturo Noé				Base superior tornillo sin fin - chuck		PLANO N° 17	

6 5 4 3 2 1

D

C

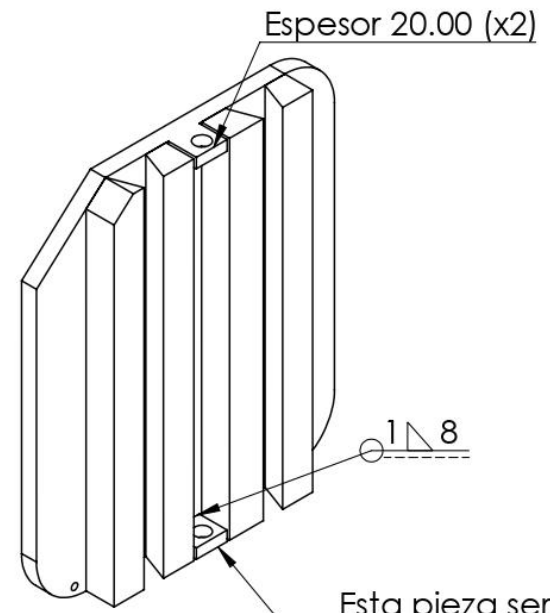
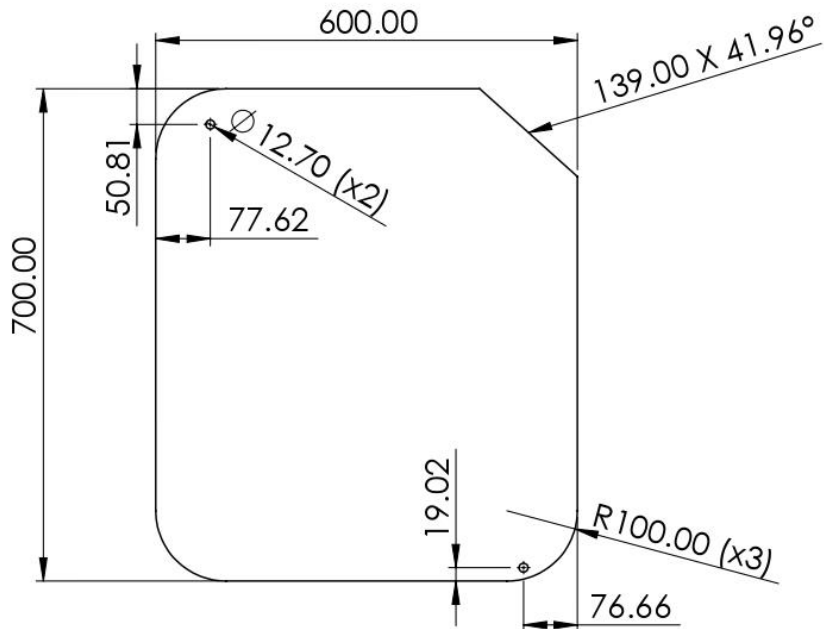
B

A

6 5 4 3 2 1

D

D

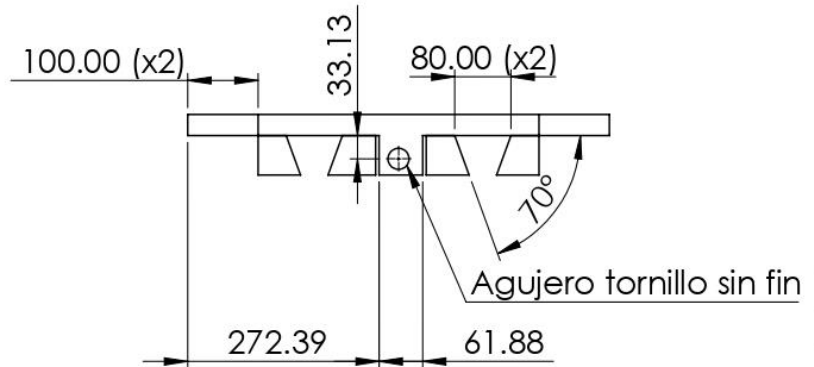


Esta pieza sera soldada después de ensamblar con la parte superior

Mat: Aluminio 1060

C

C



B

B

UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO
FACULTAD DE INGENIERIA

	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.
REVISADO	27/10/19	O.R.C.

Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.

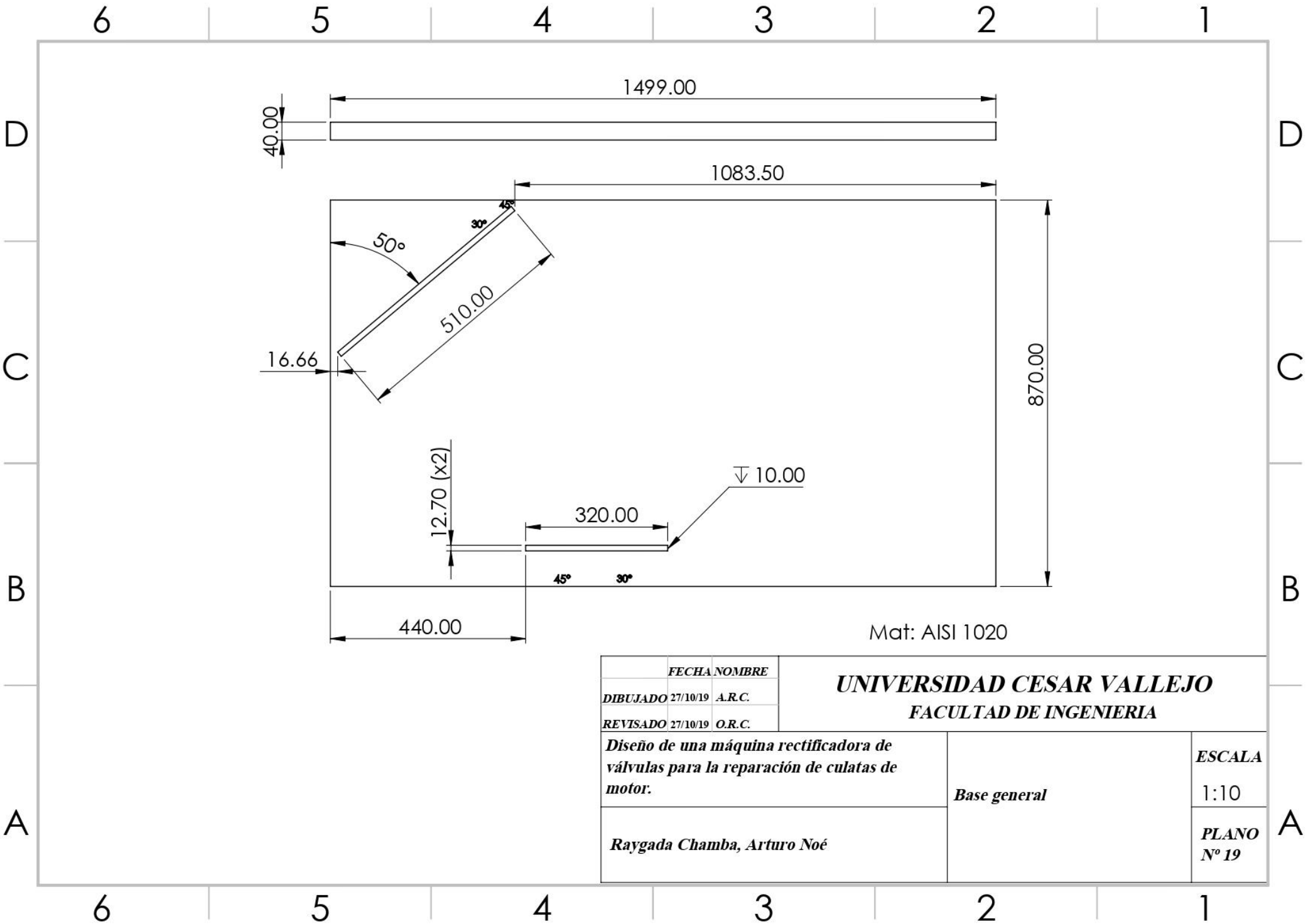
Base inferior tornillo sin fin - chuck

ESCALA
1:10
PLANO
N° 18

A

A

6 5 4 3 2 1

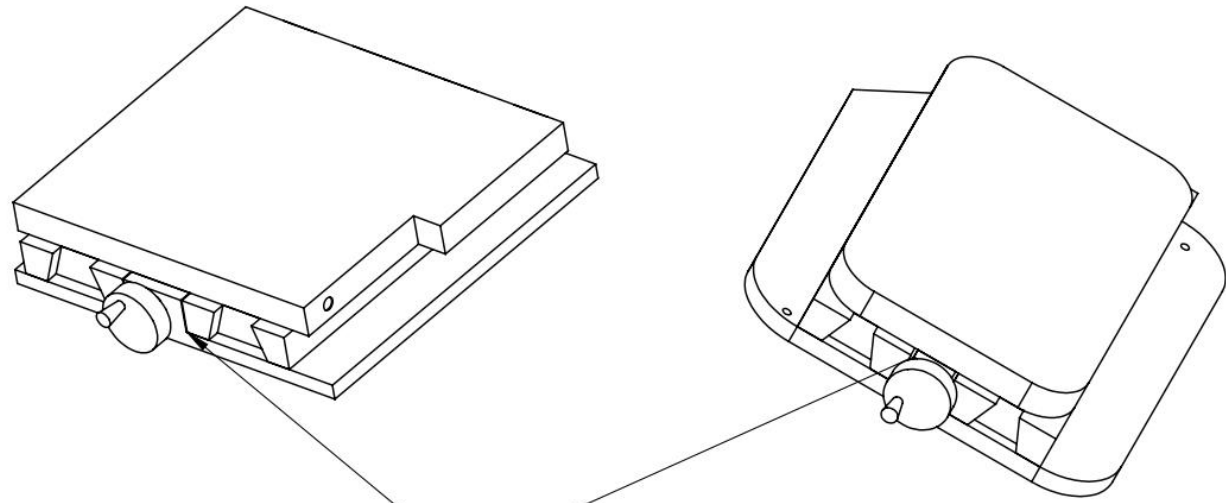


Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA		
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				
REVISADO	27/10/19	O.R.C.				
<i>Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.</i>				<i>Base general</i>		ESCALA 1:10
<i>Raygada Chamba, Arturo Noé</i>						PLANO Nº 19

6 5 4 3 2 1

Cada giro de la manivela equivale a 1mm de avance por el paso del tornillo sin fin



Después del ensamble será soldada estas piezas indicado en sus respectivos planos de fabricación

Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					<i>Ensambls tornillo sin fin</i>		ESCALA 1:10
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							PLANO N° 20
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.									
Raygada Chamba, Arturo Noé									

6 5 4 3 2 1

D

D

C

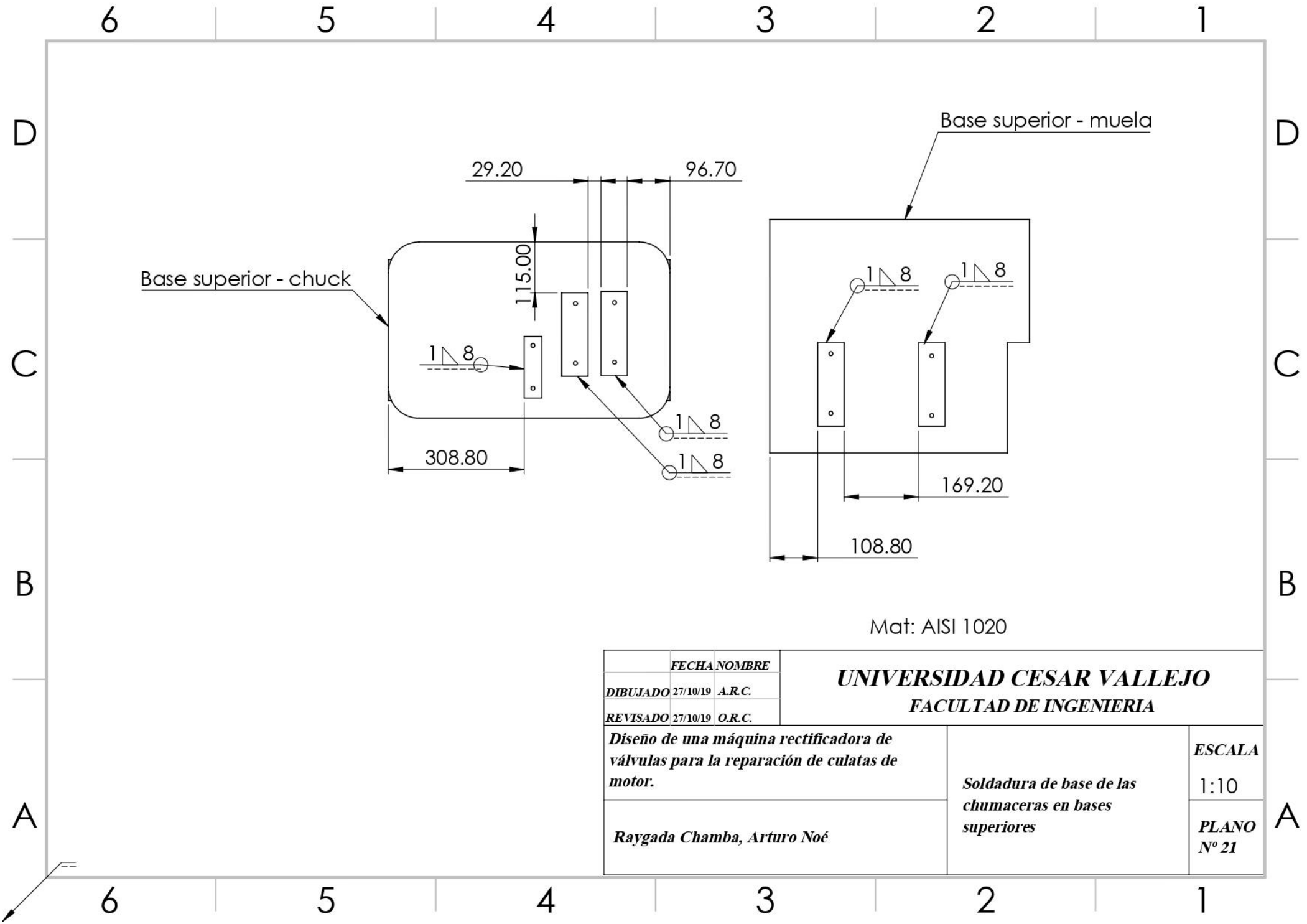
C

B

B

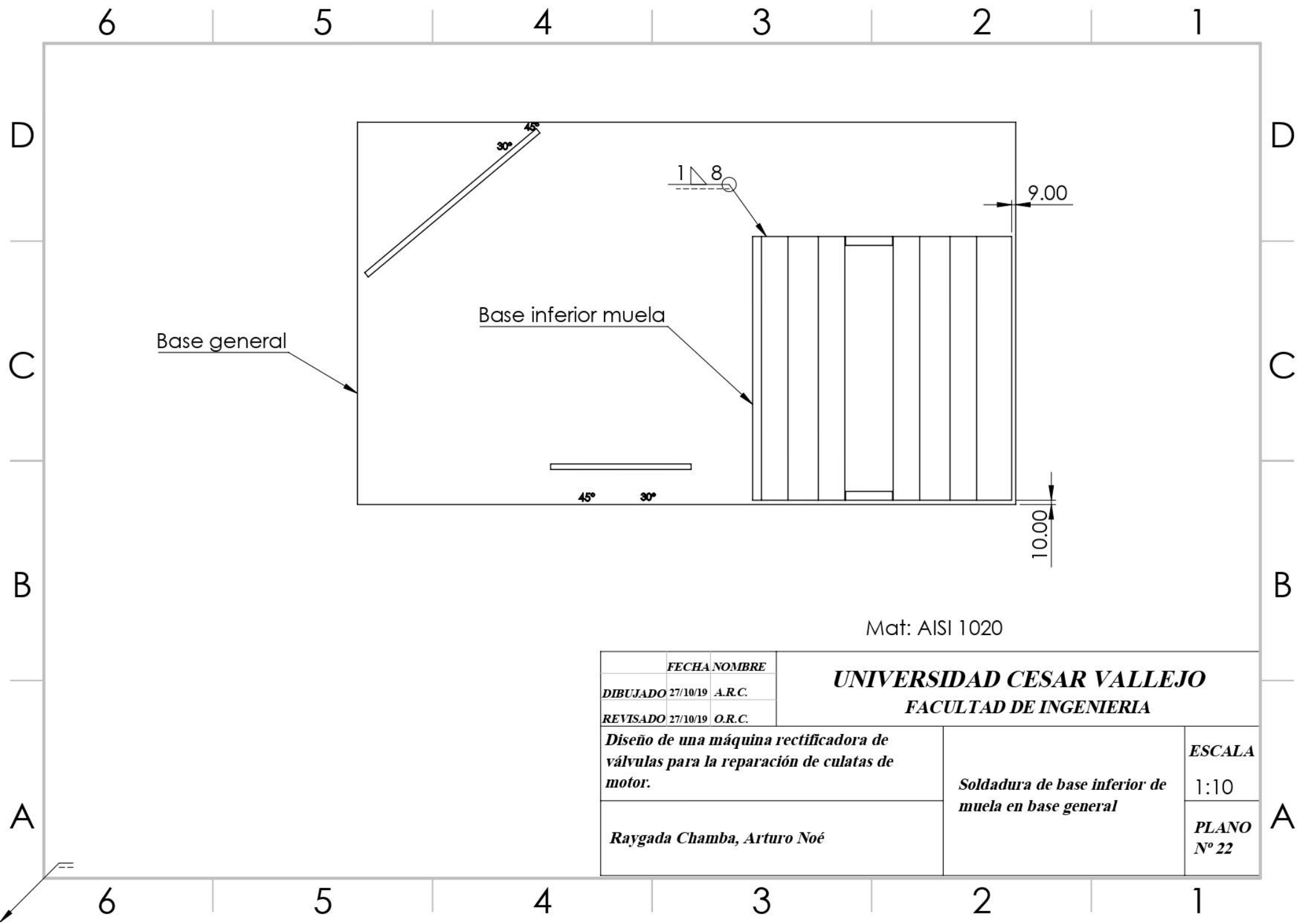
A

A



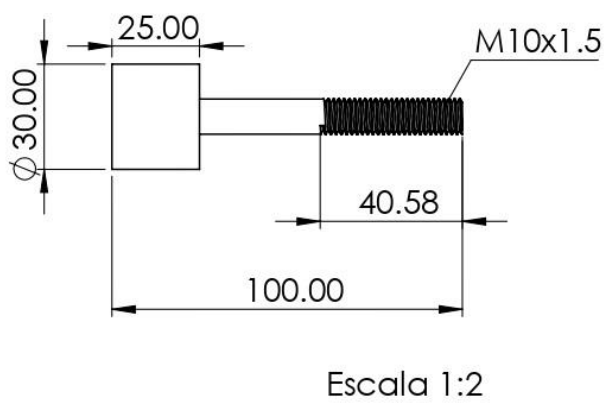
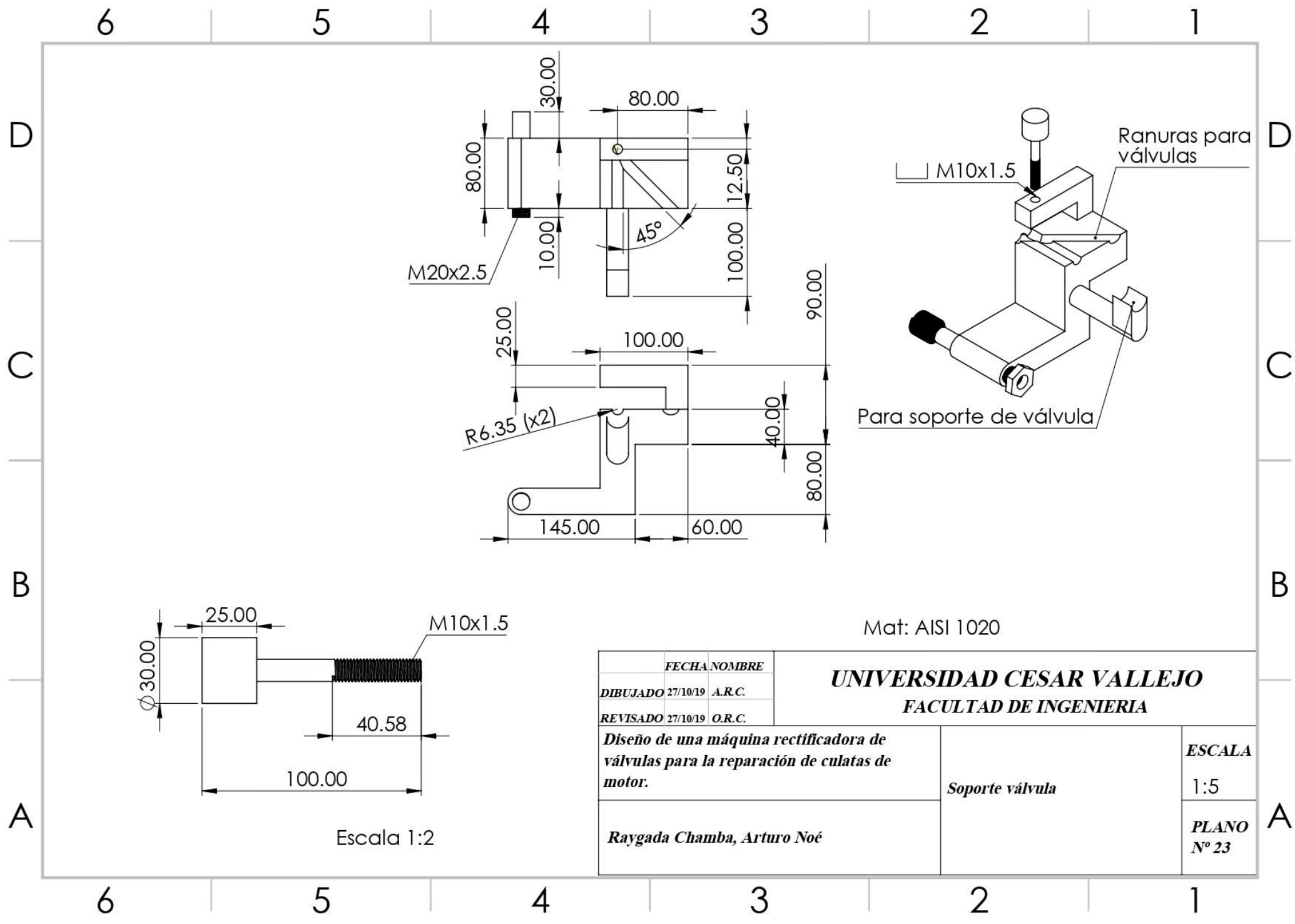
Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.		ESCALA 1:10
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							PLANO N° 21
Raygada Chamba, Arturo Noé				Soldadura de base de las chumaceras en bases superiores					



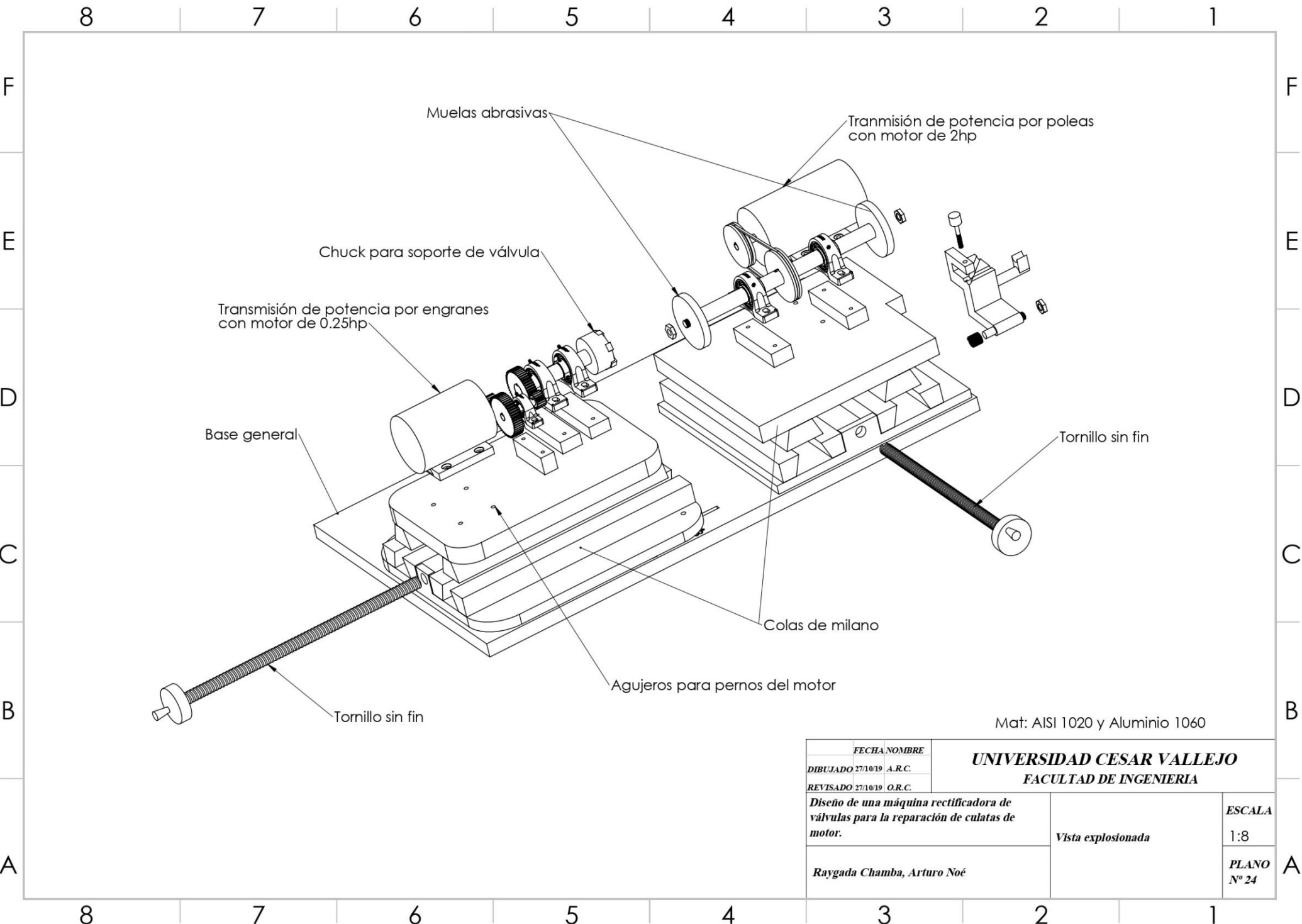
Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA					
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.					Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.		ESCALA 1:10
REVISADO	27/10/19	O.R.C.							Soldadura de base inferior de muela en base general
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO Nº 22					



Mat: AISI 1020

FECHA		NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA			
DIBUJADO	27/10/19	A.R.C.				Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.	Soporte válvula
REVISADO	27/10/19	O.R.C.					
Raygada Chamba, Arturo Noé				PLANO Nº 23			



Mat: AISI 1020 y Aluminio 1060

FECHA NOMBRE		UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO FACULTAD DE INGENIERIA	
DIBUJADO	27/10/19 A.R.C.		
REVISADO	27/10/19 O.R.C.		
Diseño de una máquina rectificadora de válvulas para la reparación de culatas de motor.		Vista explosionada	ESCALA 1:8
Raygada Chamba, Arturo Noé			PLANO Nº 24

Fig. 46: Diseño en solido (SOLIDWORKS, 2018)

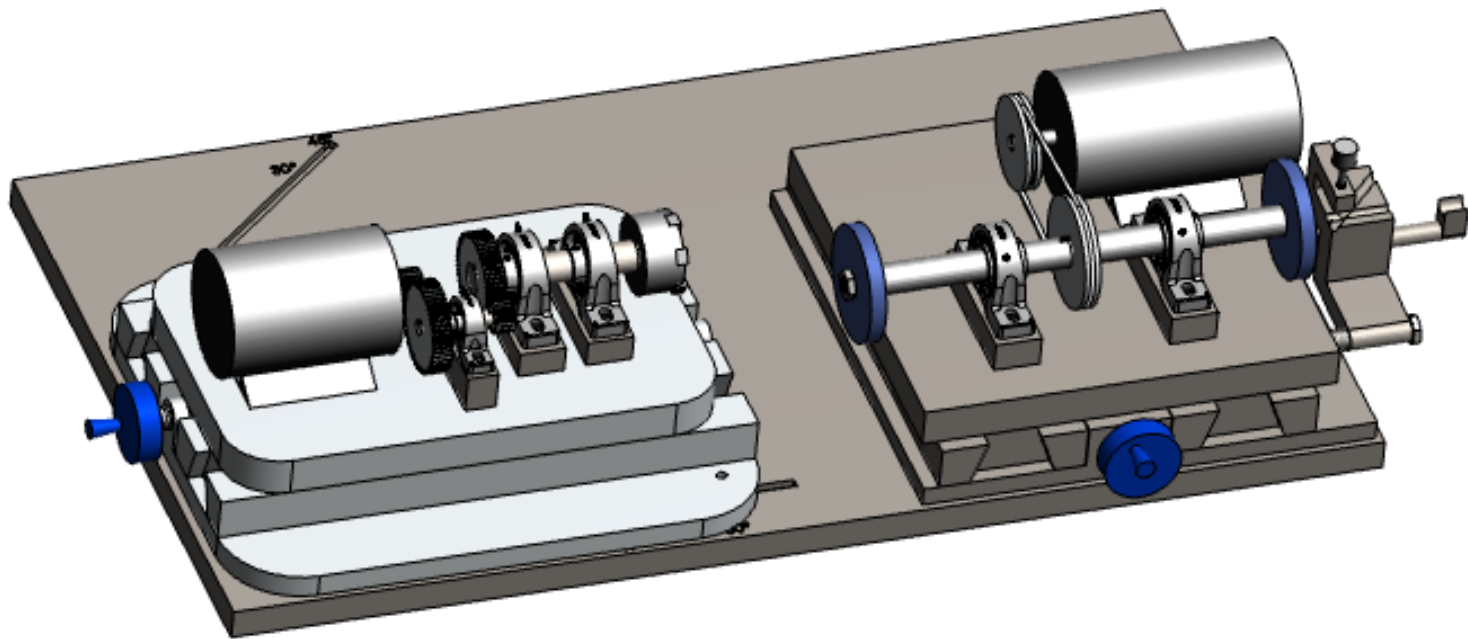


Fig. 47: Diseño con carcasa en solido (SOLIDWORKS, 2018)

