

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

El mejoramiento del performance de un motor de combustión interna está basado en una serie de perfeccionamientos, tanto en su estructura interna como externa, con el fin de llevarle al motor a desarrollar una potencia superior y mayor torque.

Con este propósito, el Laboratorio de Motores del DECEM, posee de un motor estándar Chevrolet Alto 2003 de 1000cc. Utilizado como banco de pruebas con fines didácticos para el desarrollo cognoscitivo y práctico de los estudiantes, en el cual se aplicará una metodología adecuada para la variación del perfil de levas.

La definición de una metodología para la variación del perfil de levas, es la investigación de todos los factores que intervendrán para el mejoramiento del performance del motor, basándonos en las características técnicas que ya posee desde su fabricación, como son: su potencia (65 Hp), su torque máximo (85 Nm).

Con el desarrollo de esta metodología, cimentamos la base del diseño y posterior construcción de los nuevos árboles de levas modificados, utilizando en este proyecto en específico el Centro de Mecanizado Leadwell 760 AP de la empresa Emanufacturing del Ecuador, que consta dentro de su gran versatilidad de un cuarto eje, el cual será nuestra herramienta principal para la construcción de los árboles de leva; llevando al centro de mecanizado a una aplicación sin precedentes.

El atraso tecnológico del país, ha sido un gran impedimento para que no se desarrollen proyectos de este tipo, y que se den modificaciones básicas en los

motores ya sea por su costo o dificultad. Esta es la principal razón para nuestro emprendimiento hacia una investigación dentro de las modificaciones para el mejoramiento del performance de un motor, haciendo de su reto un objetivo.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En el sistema de distribución en un motor estándar, la apertura y el cierre de las válvulas se encuentra diseñadas para darnos la suficiente potencia sin un mayor sacrificio de sus partes móviles, procurando una mayor duración. Pero en un motor modificado, su principal intención es la entrega de la mayor potencia posible y el alcance de regimenes de giro más elevados, por lo que es en su sistema de distribución donde se pueden obtener los más favorables resultados para su mejoramiento.

Para ello es necesario conocer que el eje de levas, es el llamado a controlar los momentos de apertura y cierre de las válvulas, y el perfil o contorno de las levas es el que determina el diagrama de distribución y las condiciones de funcionamiento del sistema, regulando la velocidad tanto de apertura como de cierre, permanencia y altura de levantamiento de dichas válvulas. En el caso de nuestro proyecto, que se desarrollará basado en un motor Chevrolet Alto 2003, que consta de dos árboles independientes, uno de admisión y uno de escape; y el accionamiento respectivo de los mismos.

Por consiguiente, para alcanzar el mejoramiento de su performance, desarrollaremos una metodología en la variación y modificación de los perfiles de las levas y del eje en sí, ya que el árbol de levas es el elemento más importante dentro del mecanismo de accionamiento de las válvulas no solo por su especial diseño, sino por la función tan específica que realiza, integrando su cálculo y sincronización, el cual es en gran manera el responsable del rendimiento del motor.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General

Diseñar, construir e implementar los árboles de levas modificados en su perfil tanto para admisión como para escape en el motor estándar Chevrolet Alto 2003 mediante el desarrollo de una metodología adecuada para la modificación de la variación del perfil de levas.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Implementar la metodología adecuada en la variación del perfil de las levas y llevar a cabo su diseño y construcción.
- Aplicar el cuarto eje del centro de mecanizado vertical Leadwell 760 AP.
- Seleccionar el material del árbol de levas de modo que su vida útil permita resistir a las altas temperaturas que se alcanzan en el motor.
- Seleccionar el tratamiento térmico que se dará a las levas, que resista al desgaste por rozamiento.
- Modelar y simular el funcionamiento de las levas por medio de los paquetes de Software Solid Works y Dynosim Racing Software, utilizados para generar mecanismos industriales.

1.4. ALCANCE

El desarrollo de una metodología de variación del perfil de las levas para llegar a un mejoramiento en su diseño y construcción, nos llevarán al cumplimiento de nuestros objetivos y la incursión en la investigación en el campo de la modificación de motores estándar para alcanzar mayores aprestamientos de los mismos en potencia, torque, y con un control adecuado del consumo de combustible.

La alta competencia en el campo automotriz, lleva de la mano un adelanto tecnológico muy importante, que en estos inicios del siglo XXI, la

personalización de los automóviles se ha presentado como un auge, en lo económico y social, que busca satisfacer el gusto y la necesidad de la sociedad que los rige. En este campo, el mejorar el performance de un motor estándar, es a más de una idea, que se convierte en un proyecto con una fuente de trabajo y sobre todo un desarrollo tecnológico, económico y social.

En nuestro país, por su supuesto subdesarrollo no se han dado tales oportunidades, y ante ello este proyecto, quiere alcanzar un avance tecnológico de oportunidad para demostrar que en nuestro país se puede lograr resultados importantes.

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Este proyecto va a ser desarrollado debido a que no existe una metodología clara y precisa, para la variación o modificación de los perfiles de levas en motores estándar para mejorar su performance en el ámbito de crear autos de competencia en nuestro medio. En el mercado automotriz nacional, la modificación de motores con fines de alcanzar un mejor rendimiento ha tenido un crecimiento abrumador; donde la variación del perfil de las levas de un motor estándar a uno de competencia es una de las formas de hacerlo, pero con sus limitantes, debido a la falta de una metodología y la tecnología adecuada para su desarrollo.

Este proyecto nos permitirá no solo desarrollar una metodología sino aplicarla en el diseño y construcción de las levas modificadas, para ello se utilizará El Centro de Mecanizado Vertical Leadwell 760 AP, en cuyas herramientas se encuentra su cuarto eje, el mismo que no está siendo utilizado por la empresa, y una aplicación directa es la construcción del árbol de levas, objetivo del proyecto.

El diseño y la construcción del árbol de levas modificado, será para el motor de 1000cc. Chevrolet Alto 2003, propiedad del DECEM en donde se realizarán las pruebas y comparaciones respectivas. Obteniendo así un motor que se pueda desempeñar como estándar y para competencia.

La fabricación de un árbol de levas es en teoría compleja, pero con el aporte del Centro de Mecanizado Vertical Leadwell 760 AP, se vuelve sencilla, donde se necesita el desarrollo del diseño, el material respectivo, el tratamiento térmico adecuado y la realización de las pruebas en el motor.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. DEFINICIONES

En términos generales y para iniciar el estudio de los diferentes temas que trataremos en este proyecto, definiremos al motor modificado, como un motor de combustión interna, basándonos en los mismos principios en que se fundamentan los motores estándar; diferenciándolos de éstos, únicamente, que para una misma cilindrada, un motor modificado desarrolla una potencia muy superior y regímenes de giro más elevados que los motores estándar de tipo comercial.

Para obtener incrementos elevados en el motor, centralizaremos el estudio en el denominado sistema de distribución; particularmente en el diseño y la construcción de un árbol de levas con perfiles modificados; para lo cual desarrollaremos una metodología de variación en dichos perfiles.

Los órganos de la distribución, están constituidos principalmente por el conjunto de válvulas y muelles de retención, los balancines y mandos de accionamiento intermedio, el árbol o eje de levas y los mecanismos de accionamiento de los mismos¹. El árbol de levas es tal vez, el elemento más importante en la preparación de un motor, debido a que de este depende la cantidad y el tiempo de “respiración” del motor, es decir su llenado y consecuentemente su potencia obtenida.²

¹ Preparación de motores de competición; Luís Ruigi, 5ta Edición, p. 195.

² Preparación de motores de competencia; Efrén Coello Serrano, año 2003, p. 21.

El eje de levas suele ser de acero forjado o hierro fundido, está mecanizado y endurecido para poder ofrecer la máxima resistencia al desgaste en el contorno de las levas, las mismas que están dispuestas en función al orden de encendido y a los diagramas de apertura y cierre de válvulas, lo que les hace el principal elemento mecánico del eje, ya que mediante su perfil mecanizado, se logra un efecto óptimo de vaciado y llenado de la mezcla aire combustible en la cámara de combustión del motor.

Por lo general, el eje de levas en motores de competición actúa directamente sobre la cola de las válvulas, este sistema, también adoptado en ciertos motores de serie, anula toda la inercia que se produce cuando existen elementos intermediarios. Pero esta solución no es la más usual, ya que es muy frecuente el empleo de balancines para transmitir el movimiento de las válvulas, aunque el árbol de levas se halle emplazado en la misma culata. Esta técnica también tiene sus ventajas pues permite a las válvulas una altura de levantamiento que sólo sería posible, en otro sistema, mediante el empleo de levas de grandes proporciones, lo cual podría producir dificultades constructivas en el conjunto del árbol, a parte de crear otros problemas por la mayor velocidad relativa de las superficies rozantes.³

Todo el funcionamiento del sistema de distribución, está encaminado hacia las válvulas, que son los elementos encargados de abrir y cerrar los conductos por donde entra el aire de admisión (válvulas de admisión) y por donde salen los gases de escape (válvulas de escape); la admisión y expulsión de los gases se da lugar en los motores de combustión interna de cuatro tiempos, considerando a ello, como la respiración del motor; ya que es la propiedad de admitir la mezcla aire combustible al interior de cada uno de los cilindros y evacuar de ellos los gases en los momentos precisos y en las cantidades necesarias según la cilindrada y el régimen de giro del motor.

Las válvulas poseen elementos que permiten mantenerlas firmemente apoyadas contra sus asientos cuando estas deben permanecer cerradas, se los conoce como muelles de válvula. Los muelles deben como mínimo poseer

³ Preparación de motores de serie para competición; Stefano Gillieri, Editorial Ceac 1994, p. 212.

la fuerza suficiente para no permitir la apertura de las válvulas cuando deben permanecer cerradas, por ejemplo en la depresión producida en la carrera de admisión en el cilindro, o en la combustión de la mezcla producida en el punto muerto superior en el ciclo de compresión.

2.2 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El motor de combustión interna es un tipo de máquina térmica y su principal función es la de transformar el calor que toman de una fuente determinada y convertir lo posible en energía mecánica aprovechable, disipándose el excedente como pérdidas térmicas.

En los motores térmicos la energía recibida por un fluido, se da mediante su proceso de combustión, el cual en algunos casos se desarrolla dentro del motor térmico y en otros fuera de él; a los motores embarcados en el primer caso los conocemos como motores de combustión interna, mientras que el segundo caso se refiere a los motores de combustión externa. Dentro de la primera agrupación existen varios factores que diferencian a cada tipo de motor, siendo la más amplia el tipo de movimiento principal existente en los mecanismos internos del motor para convertir la energía, esto es, de movimiento alternativo o turbinas de gas.

En los motores alternativos existe una nueva clasificación dependiendo del método utilizado para producir la combustión del fluido agente, la cual puede ser mediante encendido por chispa o encendido por compresión.

En los motores de encendido por compresión, también conocidos como motor de aceites pesados, existen los refrigerados por aire y los refrigerados por agua, que a su vez los dos tipos anteriores se pueden clasificar cada uno en motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos.

Los motores de encendido por chispa se pueden clasificar en función del fluido agente utilizado para el proceso de combustión; estos pueden ser motores a gasolina o motores a gas.

El motor a gasolina puede subdividirse en motores que son refrigerados por agua y motores que son refrigerados por aire, los cuales a su vez independientemente pueden clasificarse en motores de dos y cuatro tiempos.

Los motores de cuatro tiempos a gasolina pueden dividirse de varias formas, ya que es una de las formas de conversión energética que mas se ha utilizado en los últimos tiempos, lo cual a generado varios grupos de constructores encargados de generar distintas formas de funcionamiento, siempre respetando los principios fundamentales del motor de combustión interna de cuatro tiempos; pero para poder enmarcar la clasificación en función del motor en el cual realizaremos las modificaciones en el sistema de distribución, podemos decir que se pueden enmarcar en motores de cuatro tiempos con válvulas en la culata, o con válvulas laterales.

Luego de estos parámetros podemos decir que el motor para nuestro estudio es un motor térmico de combustión interna, de tipo alternativo y de encendido por chispa, cuyo fluido agente es gasolina, refrigerado por agua, de cuatro tiempos y de multiválvulas en la culata, ya que posee 4 válvulas por cilindro.

2.2.1 Ciclos reales del motor de combustión interna de 4 tiempos

Los motores alternativos de combustión interna difieren en su forma, tamaño, potencia, modo de operar y en muchos otros aspectos, por lo cual es muy difícil realizar una descripción general, no obstante, es conveniente analizar al principio básico que enmarca a todos ellos, y una parte fundamental del mismo es el ciclo de cuatro tiempos. Todo motor de combustión interna de cuatro tiempos es un sistema alternativo, por lo cual consta principalmente de un émbolo y un cilindro, cuyas principales características se presentaron en la figura 2.1:

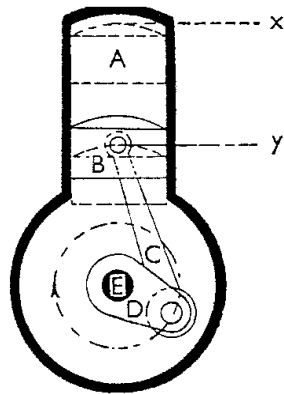


Figura 2.1: (Componentes esenciales de un motor de combustión interna)

A es un cilindro en el que un émbolo B puede moverse en sentido vertical alternativamente. El émbolo está acoplado a una biela C que une mecánicamente el émbolo al brazo de manivela D.

El objetivo de la biela y de la manivela es de convertir el movimiento alternativo del émbolo en movimiento de rotación del cigüeñal E. Vemos en la figura 2.1 que el cilindro está cerrado en la parte superior del émbolo, de manera que si en este existe un fluido compresible, el movimiento ascendente del émbolo lo comprimirá. Si el émbolo se encuentra en el extremo superior del cilindro y el fluido compresible trata de expandirse mediante algún estímulo externo, obligará a descender al émbolo.

En el motor de combustión interna el estímulo externo aplicado al fluido compresible es la provocación del encendido de una mezcla de gases combustibles, o un gas combustible y aire, en el momento en que el émbolo está cerca del extremo superior del cilindro. La expansión subsiguiente a la carga (o mezcla) quemada desplaza al émbolo hacia abajo y el cigüeñal gira, como consecuencia del par resultante aplicado.

Si el motor ha de girar continuamente, es evidente que hay que prever la manera como repostar la mezcla combustible, así como la expulsión de los gases quemados, de manera que el cilindro pueda volverse a cargar, por lo cual en el motor de combustión interna se tiene definida una secuencia que se

repite sucesivamente mientras el motor se encuentra girando, así es entonces que el ciclo esencial es:

1. Debe introducirse o aspirarse una carga combustible en el cilindro.
2. La carga se comprime
3. Ignición; la carga se enciende
4. Los gases quemados se expansionan realizando el trabajo sobre el émbolo y, a través del mismo, sobre la carga acoplada al motor.
5. Los gases quemados se expulsan del cilindro y el ciclo vuelve a empezar.⁴

Este ciclo se puede completar con dos o cuatro carreras del émbolo. Para que este ciclo pueda realizarse, debemos anexar a la figura 2.1 otros elementos. Así en la figura 2.2 en la cual en el extremo superior del cilindro (culata), tiene unas aberturas que se cierran por medio de las válvulas F y G. Si la válvula F está abierta, la cámara del cilindro está en contacto con el conducto H. Análogamente la válvula G pone en comunicación con el conducto J. Estos conductos son conocidos como colectores.

Ahora bien, si el colector H está en comunicación con el suministro del fluido agente que ha de ser utilizado en el motor, con la válvula F abierta y la G cerrada, la carga será aspirada dentro del cilindro cuando el émbolo baje. Análogamente, si el colector J está en comunicación con la atmósfera, con la válvula abierta y la F cerrada, el movimiento ascendente del émbolo se utilizará para limpiar el cilindro de los productos de combustión obligando a los gases quemados a salir a la atmósfera por el colector J. (gráfico 2.2)

⁴ Termodinámica y Motores Térmicos; Donald H. Marter, p. 192.

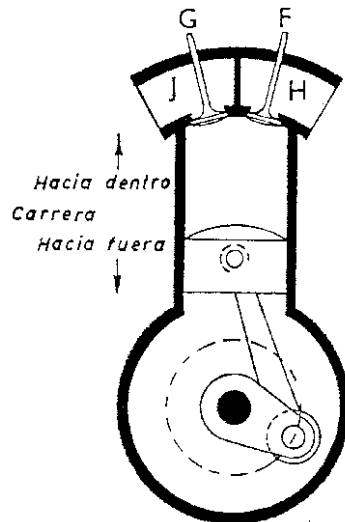


Figura 2.2: (Colectores de admisión y escape)

Es evidente que el cierre y apertura de las válvulas debe producirse en los momentos adecuados del ciclo. F es la válvula de admisión y G es la válvula de escape. Una vez que definimos los conceptos básicos, entenderemos como funciona el ciclo de cuatro tiempos, que se da en dos giros del cigüeñal. Mediante el gráfico 2.3 estableceremos las definiciones necesarias.

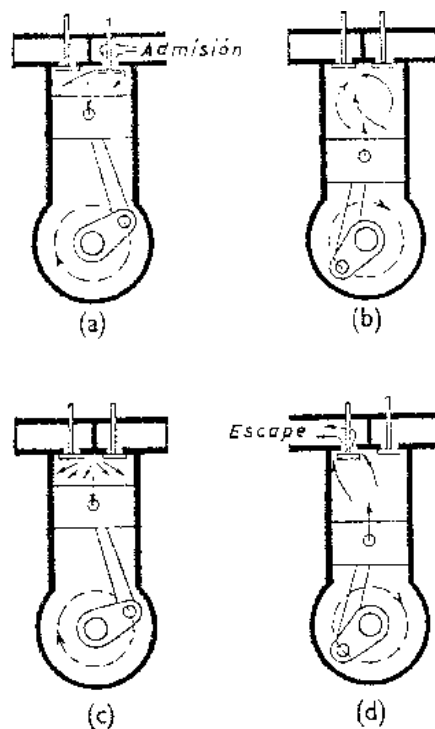


Figura 2.3: (Ciclo Otto ideal de 4 tiempos)

En (a) la válvula de admisión está abierta y el émbolo baja dentro del cilindro, aspirándose dentro de ésta una carga debido a que en su interior, al descender el émbolo la presión es ligeramente inferior al colector de admisión. Puede suponerse que la presión dentro del cilindro permanece constante durante esta carrera.

En (b) el émbolo penetra de nuevo en el cilindro y ambas válvulas están cerradas. La carga se comprime y la presión aumenta a medida que el émbolo sube y el volumen disminuye.

En (c) la carga se inflama, y puede suponerse que la presión aumenta durante la ignición, mientras el émbolo esta cerca del punto muerto superior (P.M.S), después, la presión de los gases quemados disminuye a medida que el émbolo desciende y los gases se expansionan. Ambas válvulas se encuentran cerradas.

En (d) la válvula de escape está abierta y el émbolo se introduce de nuevo en el cilindro, en el cual la presión es ligeramente superior a la de la atmósfera y se supone constante. La carga quemada se expulsa por el colector de escape. Esta carrera completa el ciclo y el motor está de nuevo de nuevo preparado para recibir una carga fresca y repetir la misma secuencia.

El ciclo descrito se aplica en todos los motores de combustión interna que funcionan mediante el ciclo de cuatro tiempos. Este ciclo fue aplicado en 1876 por Otto, por lo que se le conoce como ciclo Otto, consta de cuatro fases distintas, admisión, compresión, expansión y escape.⁵

2.2.2 Consideraciones previas sobre la distribución

La apertura y el cierre de las válvulas de admisión y escape no se dan exactamente cuando el émbolo se encuentra en los puntos muertos superior e inferior; sucede en ángulos de giro antes o después de los puntos muertos para

⁵ Termodinámica y Motores Térmicos; Donald H. Marter, p. 195.

lograr un mejor vaciado y llenado de la carga. Además inclusive el encendido de la carga no se da exactamente en el punto muerto superior.

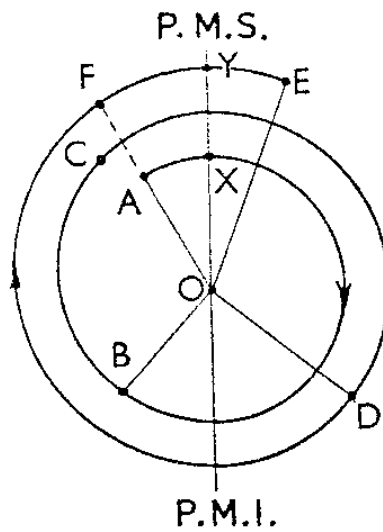


Figura 2.4: (Diagrama de distribución de válvulas)

La figura 2.4 representa un diagrama típico de distribución con válvulas, en el que XBCDY representan dos revoluciones de la máquina, siendo X e Y las posiciones del P.M.S del cigüeñal. El diagrama AXBCDYE representa más de dos revoluciones del motor y representa también un ciclo completo. Por lo cual vemos que, un ciclo se solapa con el siguiente en parte de revolución representada por FE.

En la figura 2.4 la válvula de admisión se abre en A y se cierra en B, La compresión empieza en B. El encendido se inicia en el punto C. En la segunda carrera de salida del émbolo, la válvula de escape se abre en D y no se cierra hasta que se ha alcanzado el punto E.

Es claro que, las dos válvulas permanecen abiertas simultáneamente durante parte del periodo de rotación del cigüeñal representado por el ángulo AOE; éste ángulo se llama ángulo de traslape de las válvulas.

En el motor de encendido por chispa, al final del proceso de compresión, el cilindro tiene una mezcla de combustible y aire. La inflamación de esta mezcla

se verifica por el salto de un arco eléctrico entre los electrodos de una bujía, pero, cuando salta la chispa no debe producirse una combustión espontánea de combustible; se necesita un pequeño intervalo de tiempo, durante el cual se desarrolla un pequeño núcleo de llama, antes de que tenga efecto la rápida propagación de la misma en el seno de la mezcla.

El período necesario para el establecimiento del núcleo se llama retraso, y durante éste período el cigüeñal puede girar 12 grados aproximadamente. La propagación de la llama a través del cilindro una vez se ha establecido el núcleo, se produce con bastante rapidez, de manera que casi tiene efecto a volumen constante, ya que el émbolo recorre una distancia muy corta durante el proceso. Por tanto, la temperatura y presión de los gases del cilindro crecen rápidamente durante el mismo.

El punto del ciclo en el que se produce el aumento de presión, es decir, el punto donde se produce la propagación de la llama, influye grandemente sobre el comportamiento del motor, puesto que regula el aumento de presión referido en el ángulo de giro del cigüeñal, por lo cual, es necesario hacer un adelanto del salto de la chispa, el cual está regulado de acuerdo a las condiciones de funcionamiento y varía en determinados regímenes de trabajo, a este punto se lo conoce como avance al encendido. Al mejorar la propagación de la llama en el motor también intentamos mejorar mediante los adelantos y retrasos en las válvulas de admisión y escape el llenado y el vaciado de la mezcla aire combustible, optimizando el proceso⁶.

2.2.3 Parámetros característicos de un motor de combustión interna

El principio de funcionamiento de los motores de combustión interna de cuatro tiempos se basa en el ciclo Otto, por lo cual para definir los parámetros característicos nos basaremos en los cambios geométricos, de eficiencia y de diseño para poder diferenciar un motor de otro; entre los parámetros más relevantes están los siguientes:

⁶ Termodinámica y Motores Térmicos; Donald H. Marter, p. 202.

2.2.3.1 Diámetro interior del cilindro y carrera: El tamaño del cilindro del motor se define por su diámetro interior y la carrera del pistón, o sea, la distancia del punto muerto superior (P.M.I) al punto muerto superior (P.M.S); mediante estas medidas se halla el volumen desplazado por el pistón. En décadas pasadas se acostumbraba fabricar motores con carrera relativamente grande y diámetros pequeños, pero recientemente se ha pasado a diseñarlos con la carrera más corta y el diámetro mayor; este tipo de motores se los conoce como “sobrecuadrados”. Un motor llamado “cuadrado” es el que tendría igual diámetro que carrera.

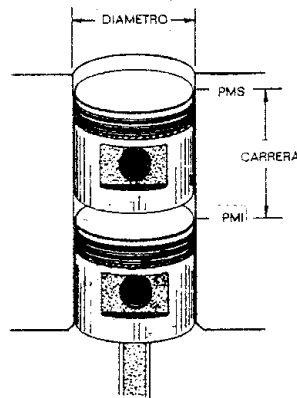


Figura 2.5: (Diámetro y carrera del émbolo)

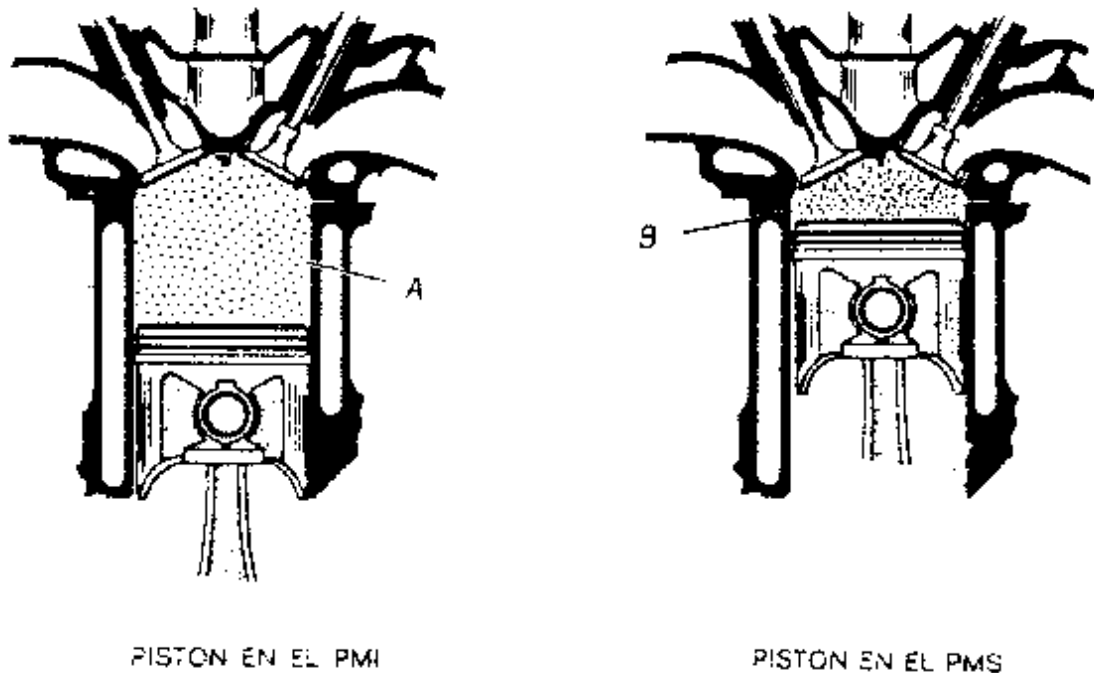
2.2.3.2 Desplazamiento del pistón (Cilindrada): Se llama así al volumen que desplaza el pistón cuando va del Punto muerto inferior al punto muerto superior. Para hallar el volumen desplazado, utilizaremos las dimensiones conocidas del diámetro D y la altura o carrera L en la fórmula (2.1):

$$C = \frac{\pi * D^2 * L}{4}$$

(2.1)

2.2.3.3. Relación de compresión: La relación de compresión de un motor nos da el nivel de compresión a que se somete la mezcla en el

interior del cilindro. Para calcularlo se divide el volumen de aire contenido en el cilindro cuando el pistón está en el P.M.I por el volumen que ocupa al pasar el pistón al P.M.S. El espacio entre el pistón cuando está en el P.M.S y la culata se le llama cámara de combustión, puesto que es el espacio que permanece por encima del pistón cuando éste ha llegado al P.M.S.



PISTON EN EL PMI

PISTON EN EL PMS

Figura 2.6: (Punto muerto superior e inferior del pistón)

2.2.3.4 Alimentación de la mezcla aire-combustible: Cuando el pistón desciende en la carrera de aspiración, se produce un vacío en el interior del cilindro y entonces la presión atmosférica (presión del aire), empuja el aire hacia el interior del mismo. Esta mezcla pasa antes de llegar al cilindro por el filtro y el colector de admisión, lo que hace que la presión atmosférica no sea suficiente para poder empujar el aire hacia el interior del cilindro, ya que son zonas que restringen el paso del mismo.

2.2.3.5 Rendimiento volumétrico: La cantidad de mezcla introducida en el cilindro durante la carrera de admisión es una medida del rendimiento volumétrico del motor. Si la mezcla fuera aspirada lentamente sería posible que el cilindro se llenara en su totalidad; sin embargo, el aire debe pasar por ciertas restricciones necesarias como son, por ejemplo, el filtro y el colector, además, la mezcla está sometida al calor (procedente del motor y del colector de escape) y por lo tanto aumenta su temperatura y por ende su volumen.

Estos dos fenómenos, rápido movimiento y calentamiento, reducen la cantidad de mezcla que puede ingresar en el cilindro durante la carrera de aspiración; lo que deriva en que no se pueda realizar un llenado completo debido a que el tiempo disponible para ello es demasiado corto. Con lo cual, podemos discernir, que el rendimiento volumétrico es la relación entre la mezcla que realmente entra en el cilindro y la que podría entrar en condiciones ideales. Esta es una razón por la cual la velocidad y la potencia del motor no pueden aumentar continua e indefinidamente, con lo cual, cuanto mayor es la velocidad del motor menor es el tiempo que se dispone para el llenado del cilindro, llegándose a un punto en que la cantidad de mezcla que penetra es insuficiente, con la que a esa velocidad disminuye la potencia.

2.2.3.6 Potencia desarrollada: La potencia es la rapidez a la cual se realiza un trabajo. La rapidez a la cual el motor puede realizar el trabajo se mide en caballos de potencia, por ejemplo; un motor que puede suministrar 33.000 libras-pie (4562 kgm) de trabajo en un minuto, diremos que desarrolla una potencia de un caballo. Un motor que pueda realizar el trabajo de 6.6000.000 libras-pie en un minuto, tiene una potencia de 200 hp. La potencia que realmente suministra un motor es la llamada potencia al freno (hpf), la cual se puede medir mediante mecanismos llamados frenos dinamométricos⁷.

⁷ Motores de automóvil; William H. Crouse, primera edición, p. 61.

2.2.3.7 Potencia indicada (hpi): La potencia indicada es la realmente desarrollada en el interior del cilindro por el proceso de combustión. Para la determinación de la hpi se necesita un instrumento llamado osciloscopio. Este aparato mide en forma continua la presión (por medios eléctricos), en el interior del cilindro durante las cuatro carreras del pistón, es decir, en un ciclo completo, un ejemplo es la siguiente figura:

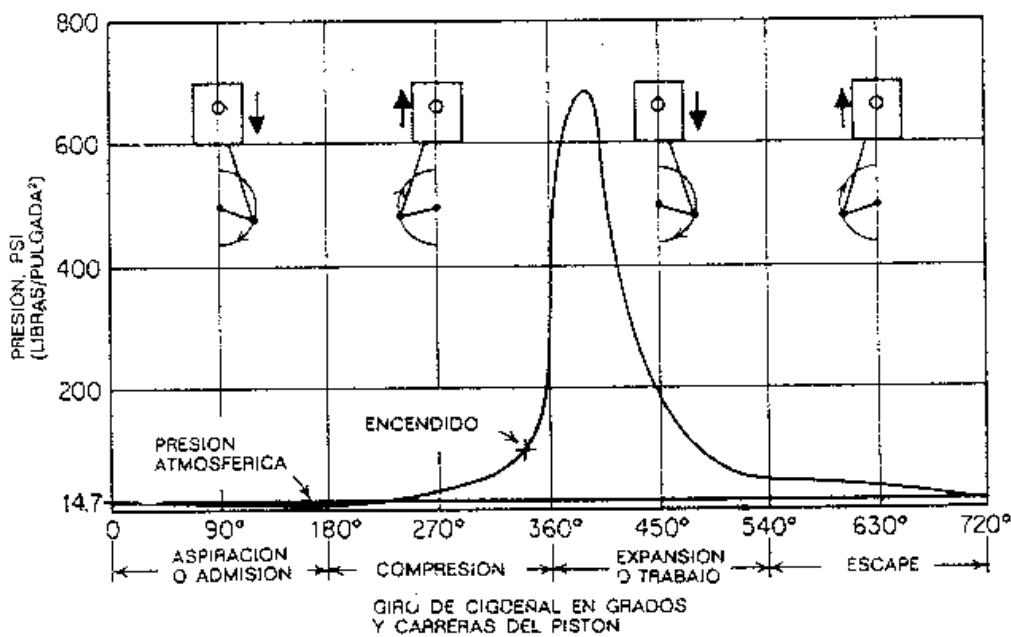


Figura 2.7: (Presión media efectiva por cada tiempo en el motor)

Mediante la figura 2.7 puede ser determinada la presión media efectiva (pme) en el interior del cilindro, la cual es la presión media durante la carrera de trabajo o expansión, menos la media de las presiones durante las otras tres carreras. La pme es la presión que realmente empuja hacia abajo el pistón durante la carrera de trabajo. A base de la pme y otros datos del motor, utilizaremos la fórmula (2.2) para calcular la potencia indicada (hpi).

$$hpi = \frac{pme * L * A * N * K}{33.000} \quad (2.2)$$

Donde:

pme = presión media efectiva, en p.s.i

L = carrera, en pies

A = área de la sección del cilindro, en pulgadas cuadradas

N = número de carreras de trabajo por minuto (o r.p.m/2)

K = número de cilindros.

En el funcionamiento, parte de la potencia desarrollada por el motor es empleada en vencer los rozamientos en el interior del mismo. Por lo tanto la potencia indicada (que es desarrollada en el interior del motor) es siempre mayor que la potencia al freno (que es la suministrada al motor a la salida). Las pérdidas de potencia por rozamiento pueden ser determinadas restando la potencia al freno de la potencia indicada⁸.

2.2.3.8 Par: Es un esfuerzo de giro que aplica el pistón cuando desciende en su carrera de trabajo mediante la biela y la manivela al cigüeñal; cuanto mayor sea el empuje sobre el pistón, mayor será el par aplicado, así pues, cuanto más elevada sea la presión de la combustión, mayor será el par desarrollado por el motor. No debe confundirse el par con la potencia.

El par es un efecto de rotación o giro que el motor transmite a través del cigüeñal, mientras que la potencia es la rapidez con la que se realiza el trabajo el motor. Con lo cual podemos concluir que la potencia depende de la velocidad del motor (rpm), mientras que el par no. El par es el producto de la fuerza ejercida por la distancia del centro de giro del eje del cigüeñal, medido en pies-libra o metros-kilogramo. Para medir el par se pueden utilizar frenos

⁸ Motores de automóvil; William H. Crouse, primera edición, p. 63

dinamométricos. Mientras mayor sea el rendimiento volumétrico mayor será el par.

2.2.3.9 Rendimiento del motor: El término rendimiento significa la relación entre la fuerza ejercida y el resultado obtenido. Aplicado al motor será la relación entre la potencia suministrada por el motor (hpf) y la que pudiera obtener si el motor operase sin ningún tipo de pérdidas. El rendimiento del motor puede ser expresado como rendimiento mecánico y rendimiento térmico. El *rendimiento mecánico* es la relación entre hpf y hpi como se indica en la fórmula (2.3):

$$\text{rendimiento} = \frac{hpf}{hpi}$$

(2.3)

El *rendimiento térmico* en un motor es la relación entre la potencia a la salida del motor y la energía suministrada por el combustible para obtener aquella. Una parte considerable del calor se disipa en las paredes del bloque motor y válvulas, se pierde en el calentamiento del agua de refrigeración y del aceite lubricante. Además, puesto que los gases de escape son expulsados aún calientes arrastran también una cierta cantidad de calor producida por la combustión. Todas esas son pérdidas de calor (térmicas) que reducen el rendimiento térmico del motor; no contribuyen al desarrollo de la potencia a la salida del motor. El rendimiento térmico del combustible (gasolina), suele ser del orden del 30% y raramente supera el 35%. Limitaciones de tipo práctico impiden la obtención de rendimientos superiores⁹.

2.3 ACCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS

El accionamiento de las válvulas se realiza mediante los elementos del sistema de distribución, la cual tiene la misión de hacer posible la admisión de los gases

⁹ Motores de automóvil; William H. Crouse, primera edición, p. 67

frescos en los cilindros y la expulsión de los gases quemados en determinados momentos, es decir; a una determinada distancia del pistón a los puntos muertos dada en grados angulares de la rotación del cigüeñal.

La constitución del sistema de distribución, sobre todo de la disposición de las válvulas, influye básicamente en la estructura del motor. Se acciona el sistema de distribución desde la rueda del cigüeñal, que puede tener la forma de rueda de cadenas, rueda de correa dentada o rueda dentada, al árbol de levas. Las levas abren las válvulas de admisión y escape contra fuerzas de resortes por medio de elementos de transmisión de fuerzas, por ejemplo balancines o propulsores, y se cierran gracias a la fuerza de los resortes.

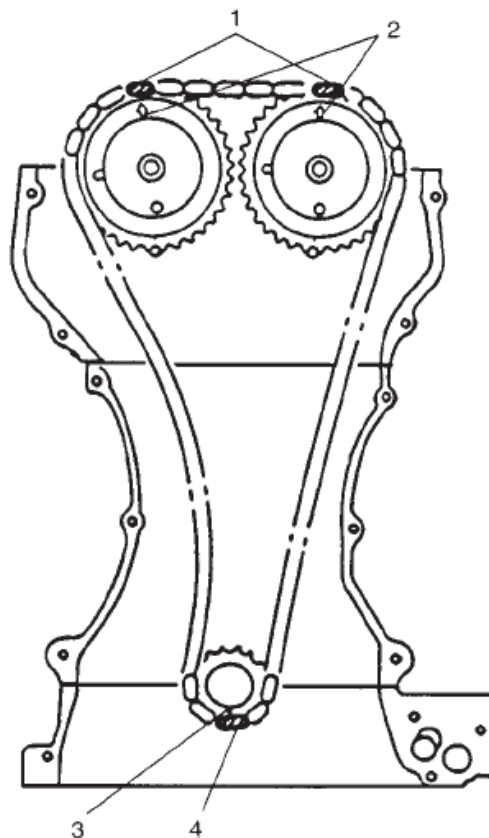


Figura 2.8: (Sincronización de la cadena de distribución con los piñones de los árboles de levas y el cigüeñal)

En nuestro caso, el mando de la distribución es accionado por cadenas, que junto con el de correas dentadas y el de piñones son los más utilizados con el árbol o árboles de distribución.

Las ruedas dentadas tanto conductora como conducida, al estar muy distantes unas de otras se colocan elementos tensores, que eliminan el ruido, pero no el gradual desfase de la distribución, por lo que en la preparación de motores es muy común encontrar distribuciones accionadas mediante la combinación de cascadas de piñones en toma directa y cadenas, o bien de cortos tramos de cadenas independientes. Pero en nuestro caso, utilizaremos la misma cadena original, pues la modificación solo la aplicaremos en los perfiles de las levas.

2.4 PUESTA A PUNTO DE LA DISTRIBUCIÓN

La puesta a punto de la distribución, está determinado por el fabricante, ya que empieza desde el ensamblaje de todas las partes y piezas que posee este sistema.

Los motores en serie van provistos de marcas en los engranajes de accionamiento de la distribución, de tal forma que en el caso de que se desmontaran éstos, se puedan montar nuevamente en la misma posición original dada por el fabricante.

Para realizar la puesta a punto se partirá del diagrama de la distribución para la que se hizo la modificación o construcción del nuevo árbol de levas. El diagrama nos muestra la posición angular de la muñequilla del cigüeñal en el instante en que debe comenzar la apertura de la válvula de admisión y la de escape según el caso¹⁰.

Si el motor está provisto de un solo árbol de levas, para todas las levas bastará poner a punto la distribución de éste solo. Si consta de varios árboles de levas, tanto si se trata de árboles separados para las válvulas de admisión y de escape como si se trata de dos árboles de levas para dos líneas de cilindros, se habrán de poner a punto los dos ejes de levas, teniendo en cuenta la posición relativa de las levas y el orden de encendido.

¹⁰ Preparación de motores de competición; Luís Ruigi, 5ta Edición, p. 211

Para realizar la puesta a punto de todos los elementos de la distribución, es necesario tener datos exactos de algunas características del motor como el diagrama de distribución y el avance de encendido. Con ellos podemos ajustar siempre el motor a los períodos asignados por el fabricante.

Una vez que tenemos libres los distintos elementos, en este caso el accionamiento de la distribución y del encendido es necesario contar con los siguientes elementos:

- Tres discos graduados uno para el cigüeñal y dos para cada árbol de levas; que nos informe de los grados girados por el cigüeñal en cada momento. Un palpador correctamente encerado.
- Herramientas de taller.

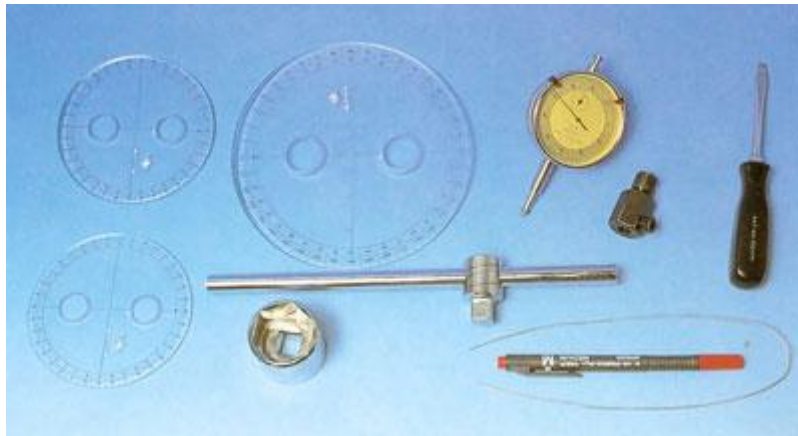


Figura 2.9: (Herramientas para la puesta a punto de la distribución)

1) Se coloca el primer pistón en el PMS (punto muerto superior), para ello se coloca el palpador en el orificio de la bujía, se gira el cigüeñal verificando que las señales suministradas por el fabricante coincidan con las respectivas poleas del cigüeñal y eje de levas.

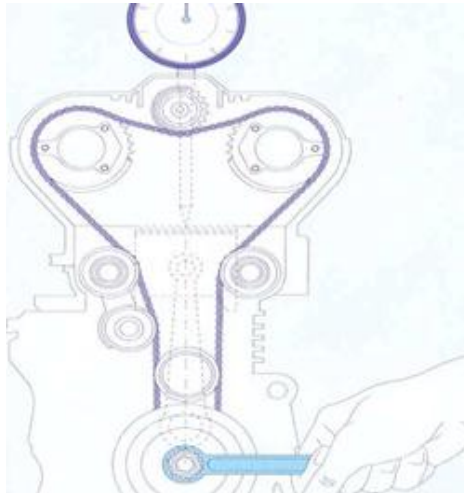


Figura 2.10: (Obtención del punto muerto superior en el primer cilindro)

- 2) Montar el platillo o disco graduado en frente del cigüeñal, tal que las señales originales de la corona dadas por el fabricante, coincidan con el cero del disco graduado.

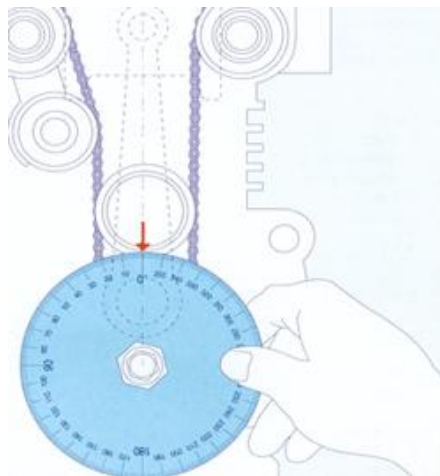


Figura 2.11: (Montaje del disco graduado en el cigüeñal)

- 3) Se coloca un puntero fijo en dirección del cero del disco, para tomarlo como punto de referencia y hacer más exacta la medición de los ángulos deseados.

4) Con el motor en e PMS y los datos del diagrama de distribución, llevamos el pistón al punto exacto en el que se abre la válvula de admisión, sin olvidar girar el cigüeñal siempre en el sentido en el que lo hace normalmente. El disco graduado de nos permitirá situarlo sin error.

5) Normalmente, si no se trata de un motor con un solo árbol, aún no podremos componer el sistema de accionamiento, por lo que es conveniente marcar de alguna manera la posición exacta, de modo que posteriormente lleguemos a ella inmediatamente.

6) Para “calar” los árboles de levas, hay que girar el cigüeñal los grados precisos hasta que el diagrama de distribución nos indique que la válvula de admisión se debe abrir.

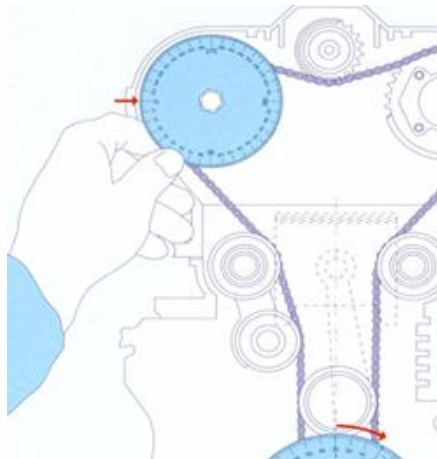


Figura 2.12: (Calaje del eje de levas mediante discos graduados)

7) En ese momento se debe colocar el árbol, de modo que la válvula comience a ser pisada.

8) Cuando ya se conoce la puesta a punto cigüeñal del árbol de admisión, hay que señalar exactamente su posición. Este se puede llevar a cabo mediante una marca en su elemento de accionamiento con relación al plano de la culata.

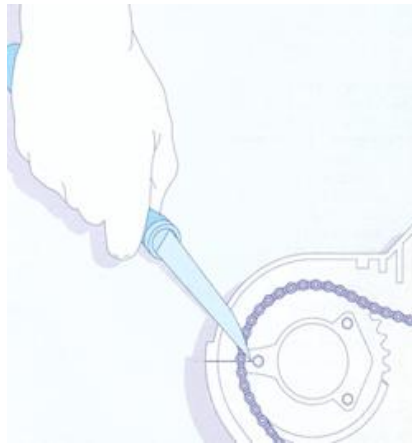


Figura 2.13: (Señalización en la culata de la Posición del eje de levas de admisión)

9) A continuación procedemos a repetir la misma operación con el árbol de levas de escape.

10) Una vez puesto a punto los árboles, hay que montar el sistema de transmisión y, posteriormente, comprobaremos que los períodos de admisión y escape, así como sus puntos característicos, son los correctos. Normalmente los sistemas de accionamiento tienen unos ciertos saltos debido a los dientes de transmisión.

11) Si el sistema de encendido dispone de regulación del avance a unos ciertos regímenes, se precisa una pistola estroboscópica para comprobar que se ilumina justo en el momento en el que las marcas del rotor que señalan el avance correcto, coinciden con las de referencia.

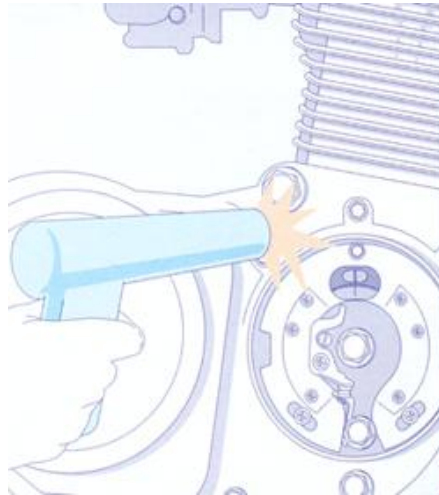


Figura 2.15: (Comprobación del avance al encendido mediante la lámpara estroboscópica)

2.5 ELEMENTOS INTERMEDIOS DE ACCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS

Como un ciclo de cuatro tiempos comprende dos revoluciones del cigüeñal y las válvulas no son accionadas en este ciclo mas que una vez, esto quiere decir que el árbol de levas debe girar con la mitad del número de vueltas del cigüeñal; la rueda del árbol de levas deberá por lo tanto poseer doble número de dientes en comparación con la rueda del cigüeñal.

Cada cilindro de un motor de cuatro tiempos tiene por lo menos una válvula de admisión y una de escape. Los diámetros del platillo de la válvula y la carrera de la válvula tienen que ser de magnitud tal que la resistencia opuesta a la corriente de gases frescos como a la de los gases quemados sea la menor posible.

Gracias a la elevada presión de los gases quemados al abrirse la válvula de escape, el vaciado rápido del cilindro se consigue en válvulas de escape de diámetro más pequeño. Los motores de alto rendimiento poseen a veces dos válvulas de admisión y dos de escape por cilindro.

Las válvulas están sometidas a sollicitaciones extremadamente altas. Se levantan aproximadamente 3000 veces por minuto y son impulsadas de nuevo a sus asientos por los resortes de válvulas; lo cual deriva en que el vástago y su extremo estén sometidos a desgaste. La válvula de admisión está refrigerada constantemente por los gases frescos de entrada, pero puede alcanzar temperaturas de hasta 500 grados centígrados.

La válvula de escape está sometida a temperaturas elevadas, debido a que los gases calientes de la combustión (hasta 800 grados centígrados en el platillo de la válvula) y a fuerte corrosión química. De acuerdo con las prestaciones necesarias, las válvulas de admisión y escape se fabrican de distintos materiales.

El calentamiento irregular y la deformación del platillo de válvula, los restos de combustión del aceite y de combustible en los asientos de válvula, sobre todo en las válvulas de escape, conducen fácilmente a fallos de hermeticidad e influyen en la vida de las válvulas.

Para tratar de mellar estos defectos existe un dispositivo de giro para las válvulas; este se compone de un cuerpo básico con varias bolas fresadas en sentido periférico en las cuales se comprime una bola de acero, mediante un pequeño resorte, contra el extremo superior de la pista inclinada de la bolsa.

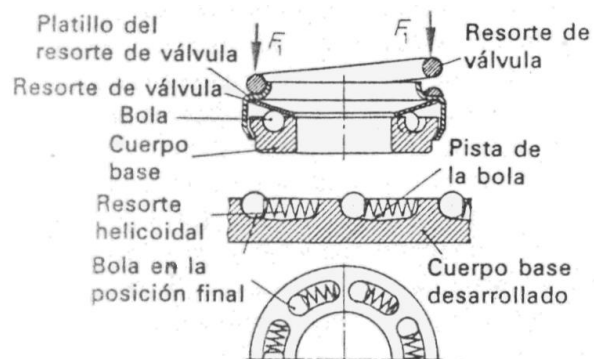


Figura 2.16: (Dispositivo de giro de las válvulas)

Las bolas están cubiertas por un muelle de disco, el cual se apoya en el borde interior del cuerpo base cuando la válvula está cerrada. Para guiar el resorte de válvula y para transmitir las fuerzas del mismo, se coloca una tapa sobre el muelle de disco.

Al abrir la válvula se tensa el resorte de válvula y debido a la creciente fuerza del mismo se aplasta el muelle de disco, haciendo presión sobre las bolas que se encuentran en las bolsas, y disminuyendo al mismo tiempo la presión en el borde del cuerpo base.

El muelle del disco obliga a rodar a las bolas sobre sus pistas inclinadas, rodando el mismo sobre las bolas. En cada carrera de la válvula, junto con el muelle de disco gira también un poco de la válvula, a través del resorte de la válvula y el platillo del mismo. Cuando la válvula está cerrada, se descargan el muelle del disco y la bola, con lo que éste se apoya de nuevo sobre el borde interior del cuerpo base y las bolas vuelven a su posición de partida sobre las pistas inclinadas, debido a los pequeños resortes, sin rodar y sin girar hacia atrás el muelle de disco¹¹.

Las guías de las válvulas se encuentran generalmente en las culatas de hierro fundido. En las culatas de aleación de aluminio, sin embargo, se montan a presión guías de válvulas de aleación de cobre fundido o hierro fundido especial. La obturación del vástago de válvula impide que el aceite del motor penetre en la cámara de combustión por la guía y a lo largo del vástago de válvula.

Las consecuencias de se desgaste o mal funcionamiento serían un mayor consumo de aceite y depósito de carbonilla. Los asientos de válvulas también se encuentran en la culata; y normalmente se tornear o se fresan en el material de aquella, sin embargo, en las culatas de aleación de aluminio y también en algunas de hierro fundido, se insertan a presión o por contracción anillo

¹¹ Tecnología del automóvil GTZ; Deutsche Gesellschaft, 20 Edición, p. 246.

fabricados de aleación de cobre y estaño, de acero de alta aleación al cromo-manganeso, y también de metal duro, con el fin de aumentar la resistencia del asiento de la válvula.

Los resortes de válvula tienen como misión mantener cerradas a las válvulas. Tienen que ser lo suficientemente fuertes para que el cierre se realice rápidamente y se eviten ampliamente las oscilaciones (ruidos de válvulas). Si son demasiado fuertes, aumentan el desgaste del platillo y el asiento de la culata. Como resortes de válvulas se utilizan los de tipo helicoidal.

Existen varias posibilidades para dotar al sistema de distribución de un mecanismo adecuado para poder transmitir el movimiento de las levas hacia las válvulas, los más utilizados son el sistema de balancines y el sistema de taqués; el cual posee la ventaja de conseguir una distribución sin juego. El taqué está compuesto por una válvula de bola con resorte y resorte compensador de juego.

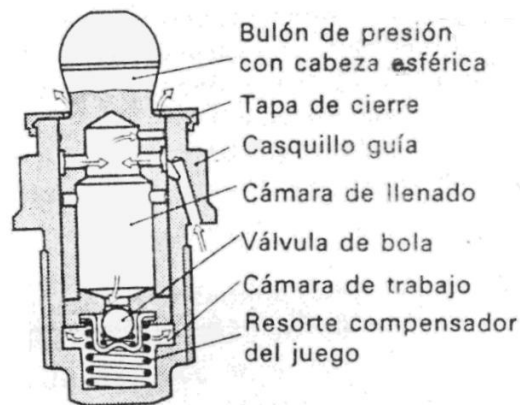


Figura 2.17: (Componentes de un taqué hidráulico)

Cuando el motor está en marcha, la bomba de aceite impulsa el aceite lubricante por un canal hasta el taqué, el aceite fluye por la cámara exterior del aceite (lubricación de taqués) hacia la cámara interior (lubricación del émbolo), y desde allí hacia el interior del émbolo. A través de un taladro de llenado llega el aceite hacia la cámara de presión, pasando por la válvula de bola (válvula de retroceso). El resorte de compensación del juego impulsa el émbolo hacia

arriba y evita de esta forma el juego de las válvulas. Cuando la leva levanta el taqué, entonces cierra la válvula de bola y el llenado de aceite en la cámara de presión actúa casi como una unión rígida. La dilatación térmica de las piezas de la distribución es compensada por la pérdida de aceite medida exactamente en el juego del émbolo. Cabe señalar que en el motor al cual está enmarcándose este proyecto posee taqués hidráulicos, los cuales por su masa provocan fuerzas de inercia elevadas.

Los balancines, que son palancas de dos brazos, invierten el movimiento de la carrera del árbol de levas en el vástago de válvula. Normalmente están apoyados en el eje de balancines por medio de casquillos de aleación de cobre y estaño. También pueden apoyarse en el centro de rotación con una cazoleta sobre el bulón del balancín. Para el ajuste del juego de válvulas, los balancines poseen una tuerca con autoblocante sobre el bulón del balancín. Generalmente los balancines están hechos de acero forjado en estampa, o de chapa estampada. Las superficies de deslizamiento están templadas.

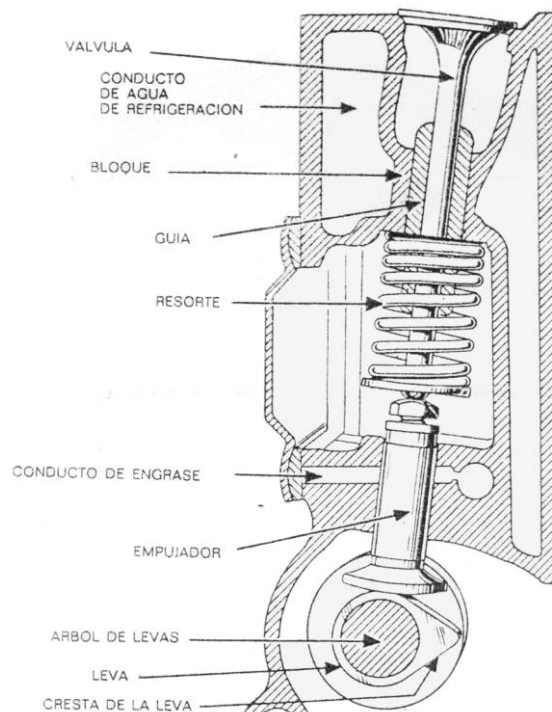


Figura 2.18: (Principales elementos de accionamiento de las válvulas)

El árbol de levas tiene la misión de efectuar el movimiento de la carrera de las válvulas en el momento correcto y en el orden debido. El instante de la abertura y cierre viene determinado por la posición de la leva; el tiempo que está abierta, la magnitud de la carrera de la válvula y el desarrollo de movimientos de abertura y cierre están determinados por la forma de la leva.

En el caso de una leva plana oval, la válvula se levanta y se cierra despacio, estando breve tiempo completamente abierta. Con una leva más empinada, llamada también leva en punta, la válvula se abre y se cierra más rápidamente, estando más tiempo completamente abierta. Pero puesto que con estas levas, las fuerzas de aceleración generadas y el desgaste de las mismas son mayores, sólo se emplean en motores de alto rendimiento para mejorar el intercambio de gases. A menudo las levas son asimétricas. La parte plana provoca una abertura lenta, mientras que la parte de mayor pendiente hace posible un mayor tiempo de abertura y un cierre rápido.

Generalmente los árboles de levas son de fundición dura en coquilla, de fundición gris o grafito esferoidal, de fundición maleable negra o de acero cementado; Otras veces son de acero forjado. Para aumentar la resistencia al desgaste, las superficies de levas y puntos de apoyo se templean superficialmente, excepto las de fundición en coquilla.

Los árboles de levas giran sobre los cojinetes de fricción, que tienen la forma de soportes colocados en la culata, o bien son taladros de apoyo hechos en la culata, y también pueden estar en alojamientos propios sobre la misma.

El accionamiento del árbol de levas es por el cigüeñal, a través de ruedas de cadena y una cadena de rodillos, ruedas dentadas y cadenas dentadas, o por ruedas y correas dentadas. También puede accionarse por ruedas cilíndricas con dentado inclinado, por varillas de empuje o por el árbol principal¹².

2.6 ESTUDIO DE SOFTWARE

¹² Tecnología del automóvil GTZ; Deutsche Gesellschaft, 20 Edición, p. 248.

2.6.1 Tabulación de fórmulas de diseño geométrico en MathCad

Mathcad es un entorno de documentación técnica con prestaciones de cálculo numérico y simbólico, que permite explorar problemas, formular ideas, analizar datos, modelar y chequear escenarios, determinar la mejor solución y finalmente documentar, presentar y comunicar los resultados.

Mathcad es una herramienta técnica de gran flexibilidad que incorpora todas las funcionalidades de interactividad propias de las hojas de cálculo, una gran potencia debida a su extensa librería de funciones y una completa integración con muchas de las herramientas utilizadas en ingeniería (Excel, AutoCAD, MATLAB, Visio, ODBC, etc.). Sus prestaciones de documentación técnica, junto con una notación matemática clásica, permiten que los cálculos sean auto-documentados y ahorrar así mucho tiempo al ingeniero a la hora de crear informes técnicos sobre los cálculos realizados para poder ser presentados.

Mathcad incorpora además un conjunto de herramientas software adicionales que le permiten realizar simulación de sistemas dinámicos, CAD 2D paramétrico y gráficos técnicos.

2.6.2 Simulación del diseño en Solidworks

Solidworks es una solución completa de los sistemas CAD en 3D que proporciona a equipos de diseño todas las herramientas de ingeniería de diseño, gestión de datos y comunicaciones que se necesitan en un solo paquete.

El software de CAD en 3D SolidWorks es una aplicación con la que se puede diseñar mejores productos pues permite en diseño trabajar de una manera más rápida y productiva. Cada versión del software ofrece innovaciones líderes en el sector, así como cientos de mejoras derivadas de las solicitudes de nuestros clientes. Gracias a ellas, la organización creadora del paquete de diseño obtiene una ventaja competitiva.

Mediante las herramientas de simulación de estados, como el COSMOS Xpress se pueden probar los diseños de piezas de una forma rápida y sencilla con un asistente integrado para análisis de tensiones que funciona con sólo seleccionar el elemento a ser analizado. Mediante el COSMOS Works Designer podemos mejorar la seguridad y la calidad de los diseños probando los modelos de CAD en 3D en condiciones reales con un software de análisis de diseño creado para quienes no sean especialistas en la materia. Además mediante el COSMOSMotion se puede mejorar la calidad y precisión del diseño con un software de prototipado virtual que le permite simular el movimiento con facilidad.

2.6.3. Lenguaje CNC

Existen varios lenguajes CNC de la herramienta de construcción LEADWELL, los cuales se denominan con numeración predeterminada. EL formato 1 es el tipo de programación de LEADWELL y de funcionamiento de la máquina. El formato 1 fue diseñado de forma exclusiva para tener el reset del control CNC antes de reanunciar el funcionamiento de la máquina. Cuando el control CNC está en formato 1 el programador puede programar con un mínimo de comandos. Esto ayuda al programador, en la actualización y en el funcionamiento. Algunos códigos son exclusivos para el FORMATO 1 y el FORMATO 2. El listado en este capítulo son los ejemplos para cada estilo de formatos de programación.

El formato 2 permite el tipo de programación 6M/ 10M /11M y de funcionamiento de la máquina. El formato 2 permite al programador el completo control de la máquina CNC. Por esta razón todos los resets debe hacerlos el programador en el programa y en el funcionamiento de la máquina. Algunos códigos son exclusivos del FORMATO 2 y FORMATO 1. El listado en este capítulo son los ejemplos para cada estilo de formatos de programación.

Cuando el control está en FORMATO 2 resulta obligatorio programar todos los códigos preparatorios. El comando SETP se usa normalmente en fábrica y con

la actualización por la persona que instala la máquina. También puede usarlo el cliente para hacer la programación y fijar sus preferencias de velocidad en baudios y de salida.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA DE VARIACIÓN DEL PERFIL DE LAS LEVAS

3.1 DEFINICIÓN DE REGÍMENES DE TRABAJO

Cada motor de combustión interna posee distintos parámetros de desempeño, en función a que prestaciones el motor se ha diseñado. Así por ejemplo, podemos tener distintas clasificaciones de cada tipo de motor de acuerdo al torque y potencia máximos de cada uno, y a que número de revoluciones se presentan los mismos. Para poder definir adecuadamente a cada motor en base a sus dos principales parámetros (potencia y torque) cada motor posee curvas características mediante las cuales se indica, en función de la velocidad de rotación del motor; la potencia, el par y el consumo específico del mismo.

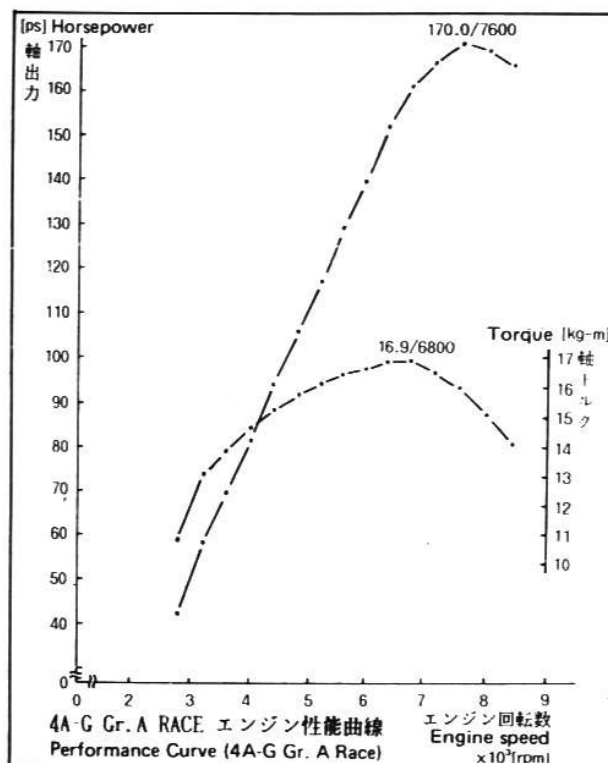


Figura 3.1: (Curvas de Desempeño del Motor 1600 GT (Grupo A) con Eje de Levas de Pista)

También mediante estas curvas podemos conocer los rangos de funcionamiento de acuerdo a sus revoluciones máxima y mínima; las mínimas revoluciones en un motor estándar vienen dadas por cual será la marcha mínima de funcionamiento, esta depende de cuales pueden ser las revoluciones mas bajas en las que el motor puede permanecer funcionando establemente tomando en cuenta los elementos que generan carga, por ejemplo, un motor montado en un automóvil con la posición de embrague en la caja de cambios, debe ser capaz de poder desplazar todos sus componentes móviles con el mínimo de entrada de aire (aleta de aceleración totalmente cerrada) y manteniendo un desempeño estable.

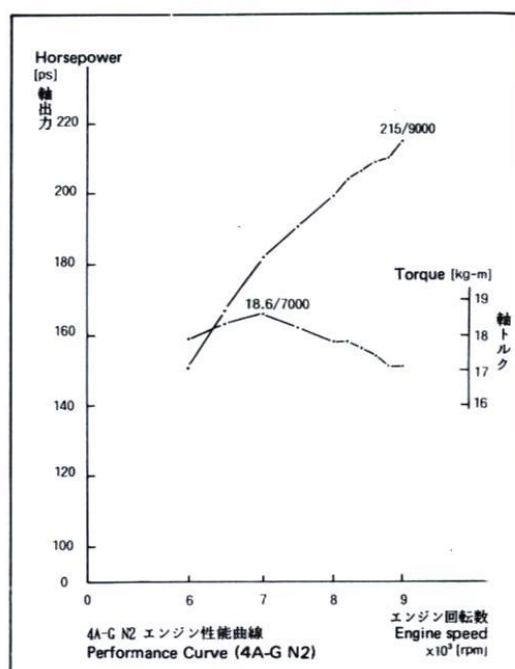


Figura 3.2: (Curvas de Desempeño del Motor 1600 GT (N2) con Eje de Levas de Pista)

En cambio, las máximas revoluciones a las que un motor puede desempeñarse dependen de varios factores de diseño, entre los cuales están principalmente la restricción de movimiento en los resortes de válvulas, los cuales poseen una

frecuencia natural que nos restringe velocidades y aceleraciones de cierre y apertura de válvulas; además a altas revoluciones, pese a los adelantos y retrasos de cierre y apertura de válvulas, llega un instante en el cual la cantidad de aire que ingresa hacia los cilindros empieza a ser insuficiente y genera un decrecimiento en la curva de potencia, por lo cual ya no resulta práctico diseñar al motor para que funcione a revoluciones muy superiores a este punto. Además también dependerá de los materiales de cada una de las partes del motor y sus resistencias mecánicas y dinámicas; las cuales restringen el diseño y enmarcan a construir cada motor de acuerdo a sus criterios específicos de desempeño.

En las curvas características, la de potencia crece progresivamente casi constante hasta un valor determinado que indica su valor máximo, después decrece rápidamente hasta el límite máximo de utilización del motor. El descenso de potencia, más allá de lo señalado en el párrafo anterior se debe a la disminución del rendimiento volumétrico del motor.

La curva de par del motor no es tan pronunciada como la de potencia, es decir, tiende a ser más horizontal, pero sin perder su concavidad. También crece al aumentar las revoluciones del motor pero su progresión es menor. El par máximo se encuentra a un menor nivel de revoluciones que la potencia máxima pero a la vez el decrecimiento del par es mucho más lento al aumentar la velocidad de giro. La elasticidad de un motor se conoce como el intervalo entre el par máximo del motor y su potencia máxima.

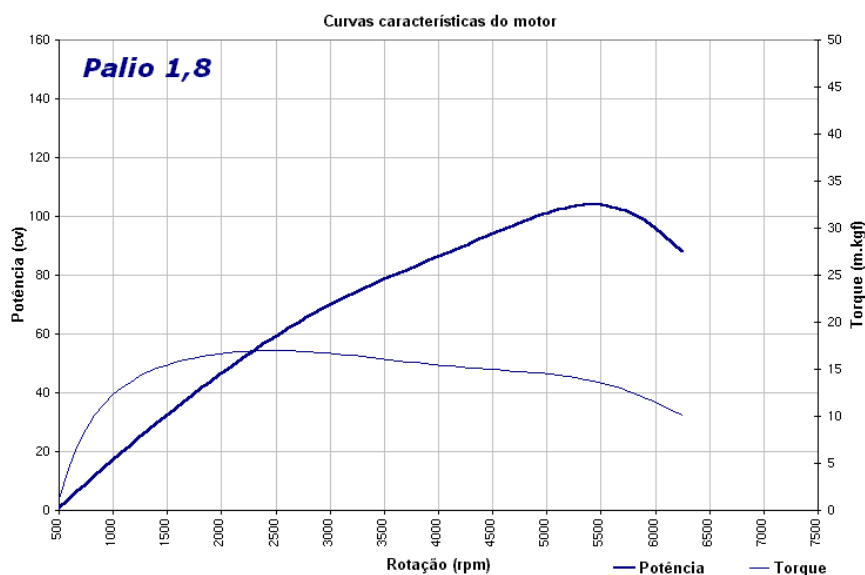


Figura 3.3: (Curvas de desempenho del Fiat Palio 1.8)

Centrándonos específicamente en nuestro motor, el Chevrolet Alto posee un motor de bajo consumo de combustible, que lo clasifica entre motores de alto desempeño en función de número de kilómetros recorridos por galón, además al ser un automóvil de dimensiones reducidas, logramos que el peso del mismo disminuya y por ende reducimos el valor de todos los parámetros de desempeño para el motor. A continuación analizaremos mediante la siguiente tabla algunos elementos de configuración:

Tabla 3.1: (Parámetros técnicos del motor K10A DOHC del Chevrolet Alto)

Motor

General	Tipo	K10A DOHC
	Posición	Transversal
	Desplazamiento	996 CC
	No. Cilindros	4 en línea
	No. Válvulas	16
	Alimentación	SFI (MPFI Secuencial)
	Diámetro por carrera	68 * 6.6mm.
	Potencia Neta	65 Hp @ 6500 rpm

	Torque neto (Din)	8.3 Kg- M @ 3500 rpm
	Relación de compresión	10,0 : 1
	Gasolina	Super
	Velocidad máxima	155 Km/h
Sistema de Encendido	Distribuidor	Con encendido Electrónico
Sistema de Combustible	Bomba de gasolina	Eléctrica
	Filtro de aire	De papel reemplazable
	Filtro Combustible	De papel reemplazable
Filtro de aceite		Flujo completo reemplazable

Los principales elementos para darnos nuestros lineamientos sobre los regímenes de giro son la potencia y el torque, a los cuales debemos analizar independiente y detenidamente.

La potencia máxima en el motor K10A DOHC del Chevrolet Alto se da al máximo número de revoluciones que puede y debe girar, este particular caso permite que el rango de funcionamiento del motor se da en la parte de la curva de potencia donde solo existe crecimiento de la misma, lo que nos permite aprovechar al máximo toda la producción de potencia posible.

Uno de los principales elementos por el cual los diseñadores pudieron obtener este particular desempeño es por el diseño de punta de los perfiles de levas en los ejes, el cual posee flancos de las levas muy pronunciados y la cresta de la leva muy pequeña, lo cual optimiza el tiempo de alzada máximo de la válvula, además este tipo de diseño en la leva no nos permite utilizar balancines, ya que estos no soportarían el régimen de trabajo a altas revoluciones por el singular perfil de las levas, así que el motor fue diseñado con propulsores hidráulicos que transmiten el movimiento directamente desde la leva hacia la válvula.

Mediante la siguiente figura podremos apreciar la mayoría de los sistemas del motor, entre ellos el sistema de distribución del motor K10A DOHC del Chevrolet Alto con propulsores hidráulicos.

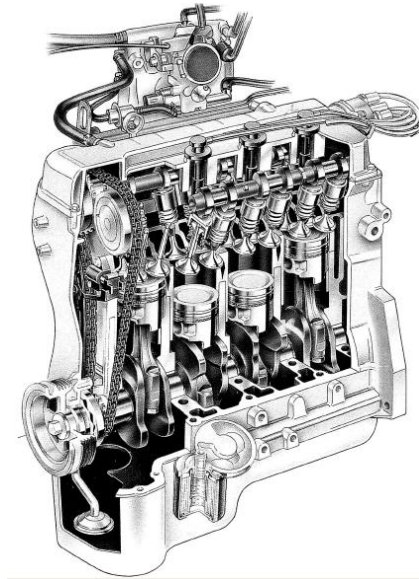


Figura 3.4: (Esquema en corte del motor K10A DOHC del Chevrolet Alto)

En conclusión, con los datos investigados del motor del Chevrolet Alto, podemos definir nuestros regímenes de giro en los cuales vamos a realizar la modificación. Primero centraremos nuestra modificación dentro del rango de elasticidad del motor, la misma que se conoce como el intervalo entre el par máximo del motor y su potencia máxima. Concluimos también centrar nuestras modificaciones en el torque del motor, ya que la potencia se encuentra a elevadas revoluciones, lo cual nos impide realizar modificaciones sin cambiar ciertas partes del motor para que puedan tener un buen desempeño y fiabilidad.

3.2 EL PERFIL DE LAS LEVAS Y SU IMPORTANCIA EN LOS MOMENTOS DE APERTURA Y CIERRE DE LAS VÁLVULAS

El perfil de las levas es lo que regula la velocidad de la apertura de las válvulas, el tiempo de permanencia de la válvula abierta, la altura de levantamiento y la velocidad de cierre, lo que le hace influir directamente en el rendimiento, potencia y torque del motor. La determinación del diagrama de distribución está

en función del perfil de la leva, ya que como hemos dicho, controla los tiempos en que se abren y cierran las válvulas.

Por lo que para el mejoramiento de los factores que influyen en el performance de un motor, es decir: potencia, torque y velocidad de giro, nos veremos obligados a modificar el perfil de las levas.

En la siguiente figura mostramos el perfil clásico de una leva para un motor de combustión interna de 4 tiempos, con la que se tiene que emplear un empujador plano. También sus partes, “en primer lugar se tiene una parte circular que la denominaremos *circulo primitivo*, que corresponde a la parte del perfil en donde la válvula permanece cerrada; luego se encuentran dos arcos de círculo de gran radio que se denominan *flancos*, y se cierra el perfil con otro arco de radio más pequeño que se llama *cresta o nariz de la leva*.”¹³

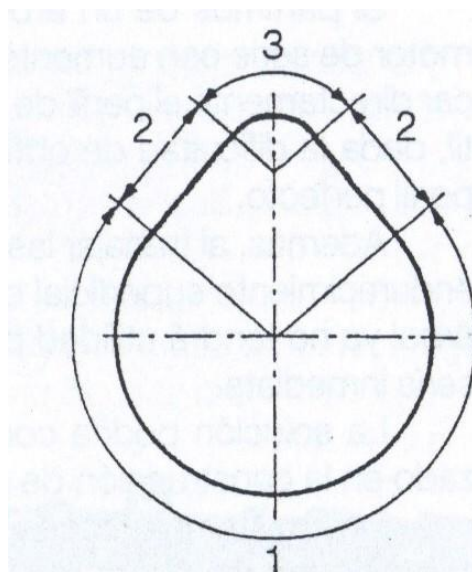
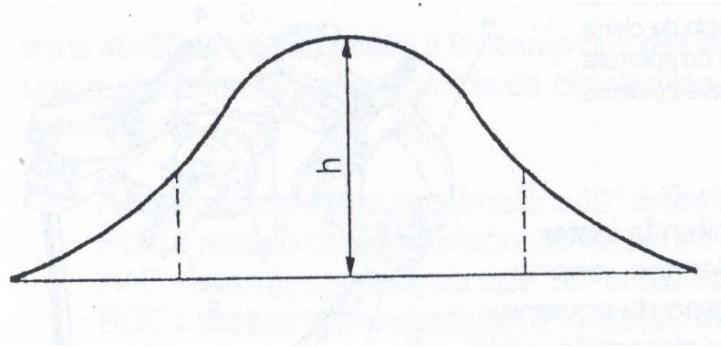


Figura 3.5: (Perfil clásico de una leva para un motor de combustión interna de 4 tiempos)

Siendo así, la distancia entre el círculo base y el punto más separado de la nariz, determinará el levantamiento máximo de la válvula. El levantamiento de

¹³ Preparación de motores de competición; Luís Ruigi, p. 196-197

la válvula correspondiente al perfil descrito en la figura anterior, se muestra en el siguiente gráfico:



**Figura 3.6: (Gráfico del movimiento del levantamiento de una leva
h: altura máxima obtenida para la leva)**

En el gráfico podemos observar que el ángulo de apertura de la válvula en el diagrama de distribución corresponde al doble del ángulo de giro de la leva entre los dos puntos de arranque de los flancos θ_1 y θ_2 . Esto lo podemos notar, ya que en el gráfico constan los ángulos de giro del cigüeñal sobre el eje horizontal, siempre teniendo en cuenta que los ejes de leva giran a una velocidad mitad que el cigüeñal.

El perfil de los flancos determina la zona de aceleración en el momento de apertura de la válvula y de deceleración en el momento de cierre, y el perfil de la cresta, que el gráfico indica en su parte superior que corresponde a la deceleración durante la apertura de la válvula y la aceleración durante el cierre.

En la práctica y en nuestro proyecto, donde en el accionamiento de las válvulas intervienen taqués hidráulicos; a lo que hemos denominado círculo primitivo o de base, se le rebaja cierta cantidad; la necesaria para compensar el juego de taqué y permitir el cierre de la válvula cuando el motor haya alcanzado la temperatura de funcionamiento. Dicho círculo lo llamamos círculo reducido y se une con el perfil de los flancos mediante una espiral, denominada rampa de ataque.

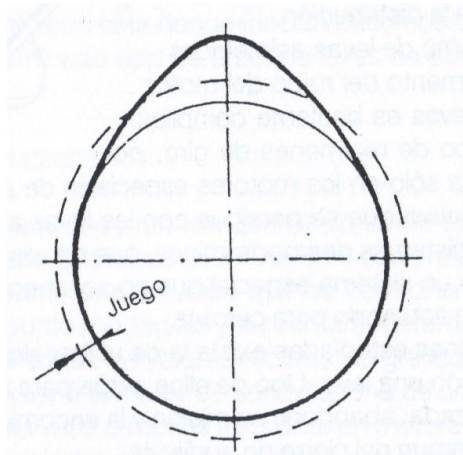


Figura 3.7: (Perfil de una leva, teniendo en cuenta el juego de taqué)

La modificación en el perfil de las levas significa que podremos cambiar el inicio de la apertura de la válvula y el final del cierre de la misma. Por lo que, éste incremento permite abrir las válvulas un mayor tiempo que el que se tiene normalmente en un motor estándar.

Así también las crestas de las levas pueden ser modificadas en su forma, teniendo levas más puntiagudas, redondeadas o mixtas; según el diseño y el desempeño que se desee obtener.

En levas que son más redondeadas se tiene un desplazamiento más armónico, menos brusco el empuje de las válvulas, pero si las levas son más puntiagudas se obtendrá un ataque más agresivo en el accionamiento de las válvulas y una mayor reacción por parte del motor.

En el afán de generar motores más potentes, se han combinado estas dos formas de modificación en los perfiles de las levas, haciendo un levantamiento progresivo y un cierre violento, o un levantamiento violento y un cierre progresivo como lo indicaremos en la siguiente figura.

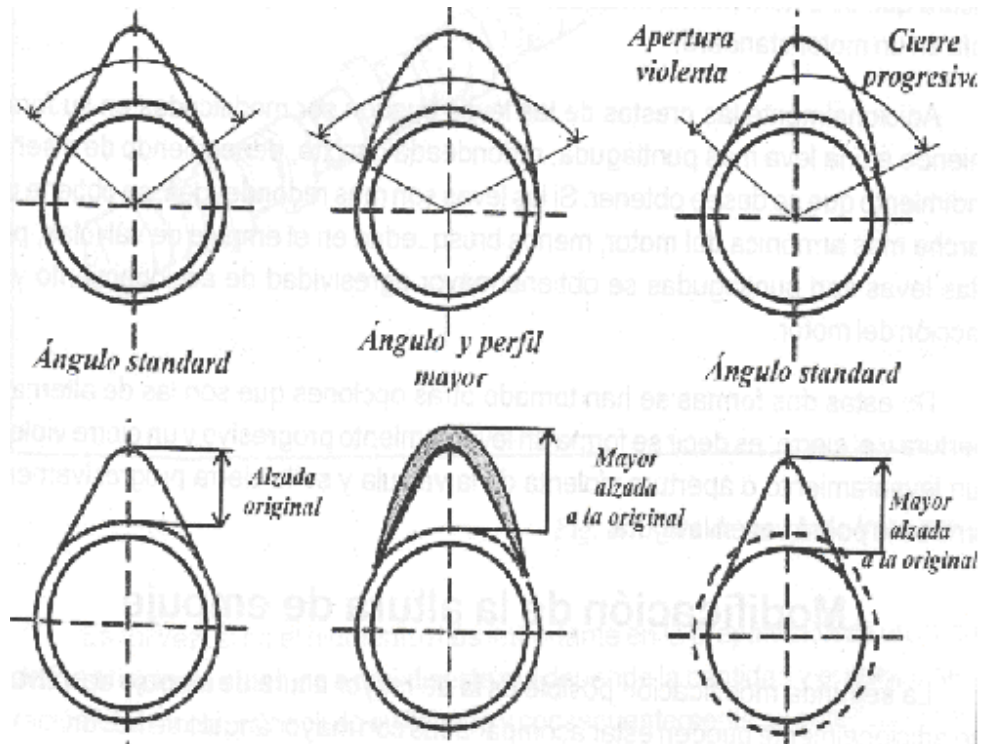


Figura 3.8: (Tipos de variación en los perfiles y ángulos de las levas)

A más de la variación en las crestas de las levas, se puede modificar (aunque no necesariamente) la altura de empuje de las válvulas, que también incluyen un mayor ángulo de ataque por parte de la leva. Con esta modificación se logra que las válvulas se abran a más de la altura original, logrando con ello un mayor llenado del cilindro en lo que se refiere a las válvulas de admisión, y una mayor evacuación de los gases quemados en el caso de las válvulas de escape.

De esta manera, lo que se logra con la modificación en el perfil de las levas es una incremento en el llenado del cilindro, aumentando la potencia del motor y también las revoluciones de giro, con cierto inconveniente en la falta de torque y la inestabilidad en bajas revoluciones, por lo que la variación en el perfil de las levas en nuestro motor mantendrá en lo posible un régimen estable.

3.3 LEVAS SIMÉTRICAS

Las levas que tienen el trazado indicado anteriormente se las denomina levas simétricas ya que tienen el mismo patrón en ambos contados (flanco de cierre y flanco apertura) haciendo que el movimiento del empujador sea armónico por lo que también se las denomina "*levas de perfil armónico*".

En estas levas, la acción de las partes de los flancos es sobre el empujador y por ende a la válvula, proporcionando un movimiento de aceleración constante positiva, mientras que la cresta de la leva proporciona un movimiento de aceleración negativa. La velocidad máxima que alcanza la válvula en su apertura y cierre se producen en los puntos de enlace entre los flancos con la cresta.

Por lo que a regímenes bajos de rotación del motor, las levas simétricas o de perfil armónico dan resultados muy satisfactorios, que a más de eso, su facilidad de cálculo y diseño, han sido muy utilizadas en los motores de combustión interna.

Pero lo dicho, se cumple cuando los regímenes de giro son bajos, por lo que cuando se ha aumentado las revoluciones se han producido muchos problemas relacionados en especial con la inercia de las válvulas o con el tren de accionamiento de las mismas así como la deformación elástica de éste.

Para poder resolver estos problemas se han diseñado perfiles probados como el de las levas simétricas o de perfil armónico, también levas asimétricas, e incluso para gran desempeño, levas polinómicas.

También se incluyen factores como la velocidad de deslizamiento y de rodadura entre la leva y el empujador, que causan también complicaciones a la hora de diseñar el perfil de una leva que de satisfacción a altos regímenes de giro del motor.

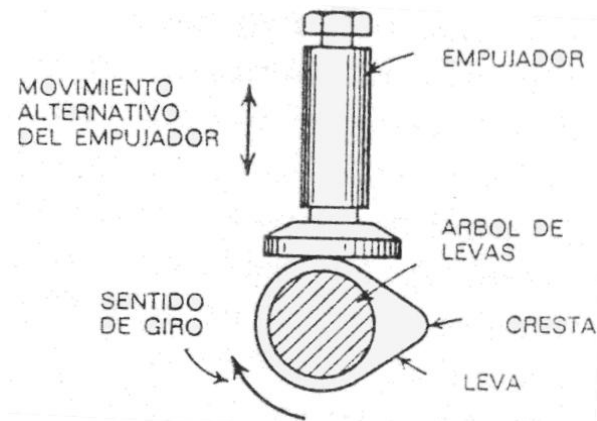


Figura 3.9: (Leva simétrica con taqué o empujador y sus respectivos movimientos)

3.4 LEVAS ASIMÉTRICAS

Se refiere a aquellos perfiles donde los flancos y cresta de la leva no son simétricas con respecto a la línea central del lóbulo como se muestra en la figura. La razón de que algunas levas cuenten con esta forma, está en lograr un flanco de apertura que eleve la válvula rápidamente, y un flanco de cierre que lleve lentamente la válvula a reposo.

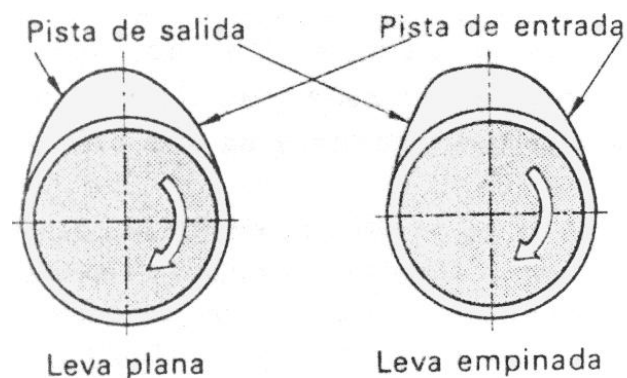


Figura 3.10: (Perfiles Asimétricos en levas de alto rendimiento)

A fin de obtener un movimiento más controlado de las válvulas y una dinámica de las mismas que satisfaga las necesidades de paso más rápido de los gases, se han diseñado y construido levas con un perfil asimétrico. El empleo de estas levas asimétricas en motores de competencia, beneficia considerablemente la

respiración de los motores, ya que permiten un cierre rápido de las válvulas con la menor pérdida de carga en el cilindro a través del escape en los momentos de cruce; que para dichos motores son de valor muy elevado de traslape. Las levas asimétricas permiten la instalación de resortes más blandos, con lo que se ve beneficiado el accionamiento de las válvulas y una menor pérdida de potencia en la zona de distribución.

Pero así mismo, las levas asimétricas hacen que el motor tenga un considerable ruido, a más que el diseño y construcción de estas levas sea bastante difícil para todo tipo de regímenes de giro, por lo que, éstas son adoptadas solo en motores de alta competición.

3.5 LEVAS DE ADMISIÓN

Las levas de admisión, como su nombre lo indica son aquellas que permiten la apertura y cierre de las válvulas de admisión. Sean las levas de admisión contenidas en el mismo u otro eje de levas; su función no cambia.

Entre el funcionamiento de un motor de combustión interna se considera generalmente a las levas de admisión simétricamente iguales a las de escape, pero siempre existen sus excepciones, pero para nosotros no es el caso, nuestras levas son simétricamente iguales.

Una leva de admisión es parte fundamental dentro del proceso de cuatro tiempos del motor, determinando el tiempo en que la válvula de admisión esté abierta para el ingreso de la mezcla aire combustible, como el tiempo en que la válvula demora en cerrarse en el tiempo compresión de la mezcla, tiempo de trabajo del motor y tiempo de escape; así mismo en su giro interviene en el traslape o cruce de válvulas.

Como habíamos dicho antes, al ser el diseño de las levas de admisión iguales a las de escape, estamos hablando de una leva que posee un *patrón simple*, caso contrario se tiene un *patrón dual*.

Teóricamente en un motor de cuatro tiempos, la válvula de admisión se abriría en el punto muerto superior (PMS) y se cerraría en el punto muerto inferior (PMI), mientras que la válvula de escape se abriría en el PMI de la revolución sucesiva y se cerraría en el PMS, justo cuando se abriría la válvula de admisión nuevamente. En realidad no sucede esto, sino que estos puntos de apertura y cierre de las válvulas se corrigen para mejorar el funcionamiento del motor.

El avance y el retraso de la apertura y cierre de las válvulas se puede medir en ángulos de rotación del CIGÜEÑAL, con respecto a la posición de la manivela de la biela según donde estén los puntos muertos superior e inferior.

Y se establecen los ángulos que ya conocemos, que son:

- AAA: Angulo de avance en la apertura de la admisión con respecto al PMS.
- RCE: Angulo de retraso en el cierre de la válvula de escape con respecto al PMS.
- RCA: Angulo de retraso del cierre de la válvula de admisión con respecto al PMI.
- AAE: Angulo de avance de la apertura de la válvula de escape con respecto al PMI.
- ANGULO DE TRASLAPE: Angulo durante el cual ambas válvulas permanecen abiertas al mismo tiempo.

El avance de la apertura de la válvula de admisión permite que ésta ya este abierta en el PMS, que es cuando el pistón inicia su carrera descendente para realizar la admisión de la mezcla.

Es decir, es un tiempo angular que nos tomamos para adelantarnos, ya que la válvula no se abre instantáneamente, y de esta forma logramos que nuestra válvula ya haya alcanzado al menos un 70% de su carrera de apertura en el momento que el pistón se le ocurra empezar a bajar, esto nos dice que mientras mas suave sea la cresta de la leva, mas tiempo deberá anticiparse y viceversa.

De manera similar, un ligero retraso del cierre de la válvula de escape permite aprovechar la carrera del pistón ascendente y llegar al PMS con la válvula de escape todavía completamente abierta. Por tanto es la coordinación entre las levas de admisión con la de escape, es lo que efectúa los tiempos de trabajo en un motor de combustión interna, y la modificación de éstas nos permitirán un mayor rendimiento del motor a mayores regímenes de giro.

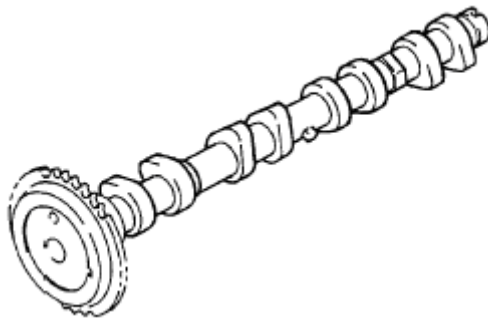


Figura 3.11: (Árbol de Levas de Admisión Chevrolet Alto 2003)

3.6 LEVAS DE ESCAPE

La leva de escape, particularmente tiene la misma función que la de admisión; pero, en nuestro caso, la trataremos independientemente, ya que al ser un motor con DOHC (doble árbol de levas en culata por sus siglas en inglés), tiene un eje tanto para admisión como para escape.

Las levas de escape se coordinan con la de admisión para dejar escapar los gases quemados que por lo general son de muy parecida configuración que la de admisión, Al cambiar los tiempos de admisión el motor necesita más tiempo para su ciclo de admisión por eso cuando escuchamos los autos que poseen motores modificados, tienen el aspecto de querer apagarse y obviamente es a causa de que están equipados con árboles modificados, lo que permite un árbol de levas es aumentar el régimen de giro del motor con lo que se logra

hacer mas cantidad de aire-combustible en menos tiempo, que es la base de la preparación de motores de competición.

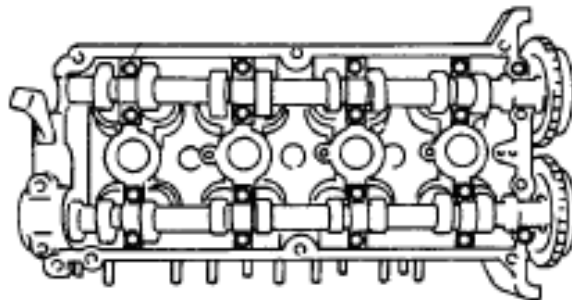


Figura 3.12: (Ejes de levas del Chevrolet Alto 2003 instalados en la culata)

En la fase de expulsión de los gases, aunque la válvula de escape es de menor sección que la de admisión, suele hacerse simétrica en su diagrama a la de admisión. No obstante en algunos casos son extremadamente diferentes, teniendo un diagrama para admisión y otro para escape.

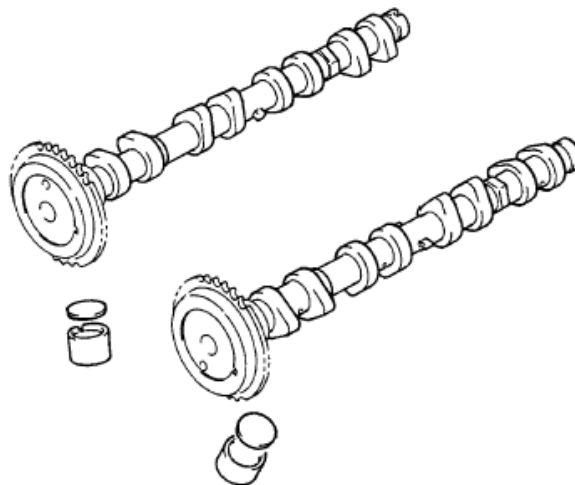


Figura 3.13: (Árbol de levas de Admisión y Escape, Chevrolet Alto 2003)

3.7 ÁNGULOS DE APERTURA Y CIERRE DE LAS VÁLVULAS SEGÚN DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN

Al no poseer datos acerca de los adelantos y retrasos de apertura y cierre de válvulas, debemos realizar la toma de los mismos en el motor, por lo cual se realizó pruebas para determinar el método mediante el cual poder obtener todos los datos geométricos correspondientes, y además cuales serían los datos necesarios para determinar el comportamiento del árbol de levas en el motor. El procedimiento que realizamos requiere de un reloj palpador con su respectiva extensión, un puntero, una palanca y un disco graduado. Lo primero que se realizó fue la obtención del punto muerto superior del primer pistón del motor, el cual es el que está más cercano a la cadena de distribución, de la siguiente forma:

1) Una vez desmontado el tapa válvulas, procedemos a quitar todas las bujías del motor, para poder mover más fácilmente los elementos móviles sin que exista la acumulación de aire en las cámaras de los cilindros, luego procedemos a girar la polea del cigüeñal siempre en sentido horario, ya que debemos seguir el sentido de giro, pues existe la posibilidad de que el templador de la cadena de distribución que funciona hidráulicamente, deje de tener presión y disminuya el nivel de tensión en la cadena, lo cual puede producir fallos en las mediciones de los ángulos de giro.

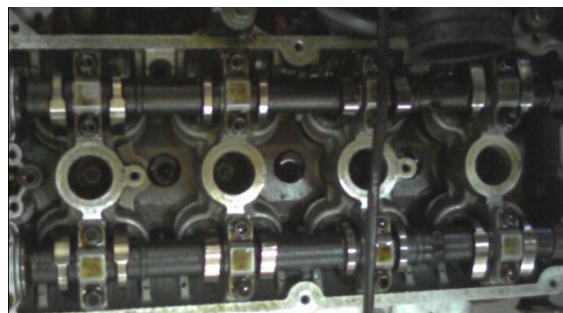


Figura 3.14: (Ejes de levas estándar instalados en la culata del motor RA 410 DOHC)

2) Luego instalamos un reloj palpador en el agujero de la bujía del primer cilindro; movemos el árbol de levas y nos guiamos mediante los perfiles de las levas hasta acercar al pistón del primer cilindro al punto muerto superior

en el periodo de compresión, luego ajustamos el reloj palpador y su vástago para que mediante ellos podamos apreciar cuando el pistón deje de subir (PMI – PMS) y comience a bajar (PMS – PMI)



Figura 3.15: (Instalación del palpador en el primer cilindro)

3) Una vez que determinamos mediante el reloj palpador el punto exacto en donde se encuentra al PMS del primer pistón, comprobamos nuestra medición con la señal que se encuentra en la polea del cigüeñal.



Figura 3.16: (Verificación del punto muerto superior con las marcas en la pulea del cigüeñal)

Una vez concluido la obtención exacta del PMS del primer cilindro en el ciclo de compresión, procedemos a instalar el disco graduado en la pulea del cigüeñal, coincidiendo el cero del disco graduado con el puntero que deberá ser fijado al

bloque del motor. Señalamos además el PMS en los cero grados del disco graduado, y el PMI en los 180 grados. No debemos olvidar la relación de giro entre el cigüeñal y el eje de levas, pues como el ciclo de los cuatro tiempos del motor se da en dos giros del cigüeñal, el árbol de levas debe girar solo una vez, con lo que podemos deducir que por cada dos giros del cigüeñal, al árbol de levas gira una vez.

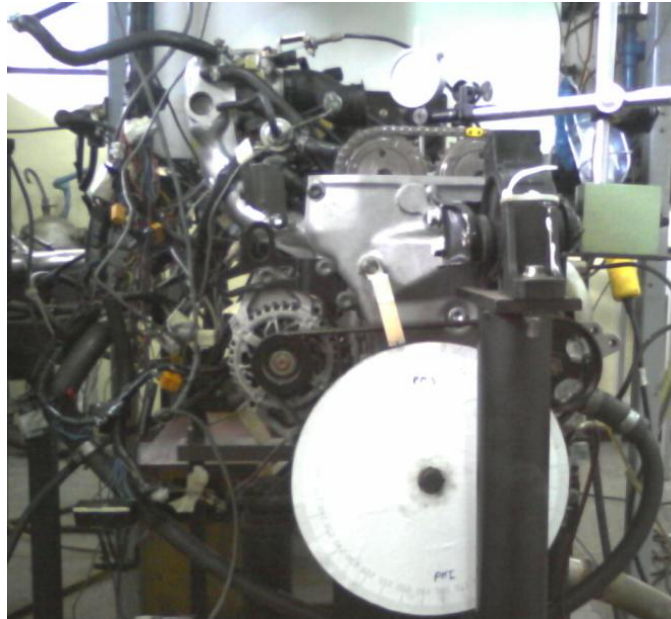


Figura 3.17: (Instalación del disco graduado y del puntero en la polea del cigüeñal)

Una vez instalado el disco graduado y montado el puntero en el bloque del motor, procedemos con las mismas precauciones en el giro, a tomar los datos del ángulo de ataque de las levas, que es el periodo que la leva se encuentra abierta, ya que la leva mediante su perfil se encuentra empujando al propulsor, y este a su vez transmite el movimiento a las válvulas de admisión y escape. Nuestra hipótesis radica en que las levas en su perfil de admisión y escape poseen el mismo perfil, por lo cual debemos realizar las mediciones del ángulo de ataque en los dos ejes de levas, con similar método. El procedimiento es el siguiente:

4) Se debe instalar el empujador del reloj palpador en la superficie de la leva, entonces para el efecto giramos el cigüeñal hasta que la leva no esté atacando

al taqué, luego verificamos que el largo del empujador sea lo suficientemente largo para que pueda abarcar todo el perfil de la leva.

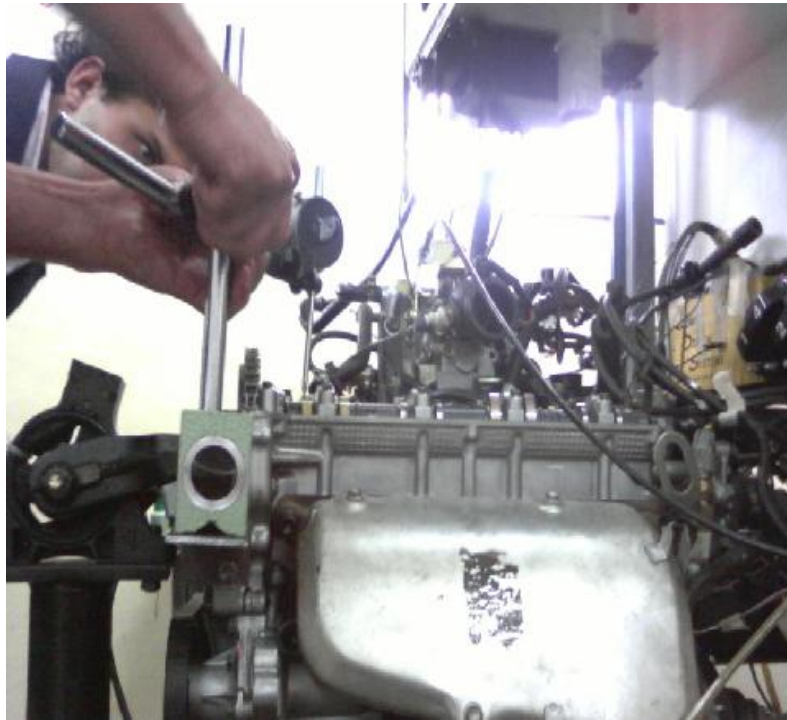


Figura 3.18: (Instalación del palpador en el perfil de la leva)

Giramos el árbol de levas despacio e inspeccionamos el momento en el cual el palpador empiece a marcar el punto en el que la pista de la leva deje de pertenecer al círculo primitivo y empiece a ser parte del flanco de la leva, cuando esto sucede anotamos los grados señalados en el disco graduado; luego giramos al sistema de distribución en sentido horario, hasta llegar al punto en el cual la aguja del palpador deje de moverse; este será el momento en el cual la pista de la leva se encuentra de nuevo en el círculo primitivo.



Figura 3.19: (Ubicación en la pista de la leva del círculo primitivo)

Una vez señalado el círculo primitivo debemos anotar el ángulo indicado en el graduador de la polea del cigüeñal. Para cada toma de datos de los dos puntos donde inicia y finaliza el círculo primitivo, realizamos tres mediciones para confirmar los valores que obtuvimos mediante este procedimiento; el cual se realiza de igual manera tanto para el eje de levas de admisión como para el eje de levas de escape. Con los resultados obtenidos hacemos una gráfica en coordenadas cartesianas de los promedios de los dos ángulos de círculo primitivo y obtenemos el valor del ángulo de ataque de los ejes de levas. El ángulo de ataque de la leva no es más que el ángulo en el cual la leva está actuando sobre el taqué, y por ende sobre la válvula.

Cabe señalar que la medición que realizamos en primera instancia se hace sin tomar en cuenta el juego que existe entre el taqué y el perfil de la leva; el cual permite a los elementos funcionar correctamente a la temperatura de funcionamiento, por la dilatación térmica de los mismos. Por este motivo se debe realizar una segunda medición del ángulo primitivo y el de ataque de la leva pero tomando en cuenta esta holgura.

Cuando el sistema de distribución del motor dispone de balancines, estos poseen una holgura que debe ser calibrada según lo dispuesto en los

mantenimientos para el motor, en el caso de nuestro motor está holgura solo debe ser controlada mediante un calibrador de galgas para comprobar que no existan deformaciones o irregularidades entre el taqué y la leva. Según el manual de servicio del motor K10A DOHC la holgura a ser medida entre el árbol de levas de admisión y los taqués es de 0,15 mm y entre el eje de levas de escape y los taqués es de 0,18 mm.

Con los datos de las holguras respectivas de cada árbol de levas podemos hacer el segundo procedimiento; para el efecto ponemos las galgas con la medida respectiva y con el mismo proceso descrito anteriormente entre el perfil de la leva y el reloj palpador, luego procedemos a girar el árbol en sentido anterior y volvemos a tomar los datos del disco graduado ubicado en la polea del cigüeñal, en los cuales la aguja del palpador comienza señalar contacto con la leva, y la segunda medida cuando la aguja del palpador nos indica que dejó de existir contacto entre el palpador y la pista de la leva. El procedimiento entre el eje de levas de admisión y escape varía solamente en la medida señalada por el fabricante, la cual debemos poner entre el palpador y la pista de la leva.

También debemos realizar la comprobación de que los perfiles de las levas de admisión son iguales entre sí, para lo cual realizamos las mediciones en las cuatro levas de admisión, con lo cual comprobamos que son iguales. Lo mismo se hizo en el árbol de levas de escape y se comprobó que también las levas de escape son iguales entre sí.

Los datos fueron tabulados y los resultados son los siguientes:

Tabla 3.2: (Medidas de las levas de admisión del punto inicial del círculo primitivo).

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	4	4	4
Leva 2	4	4	5
Leva 3	5	4	4

Leva 4	4	4	4
--------	---	---	---

Tabla 3.3: (Medidas de las levas de admisión del punto final del círculo primitivo)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	68	68	68
Leva 2	68	68	67
Leva 3	69	68	68
Leva 4	68	68	68

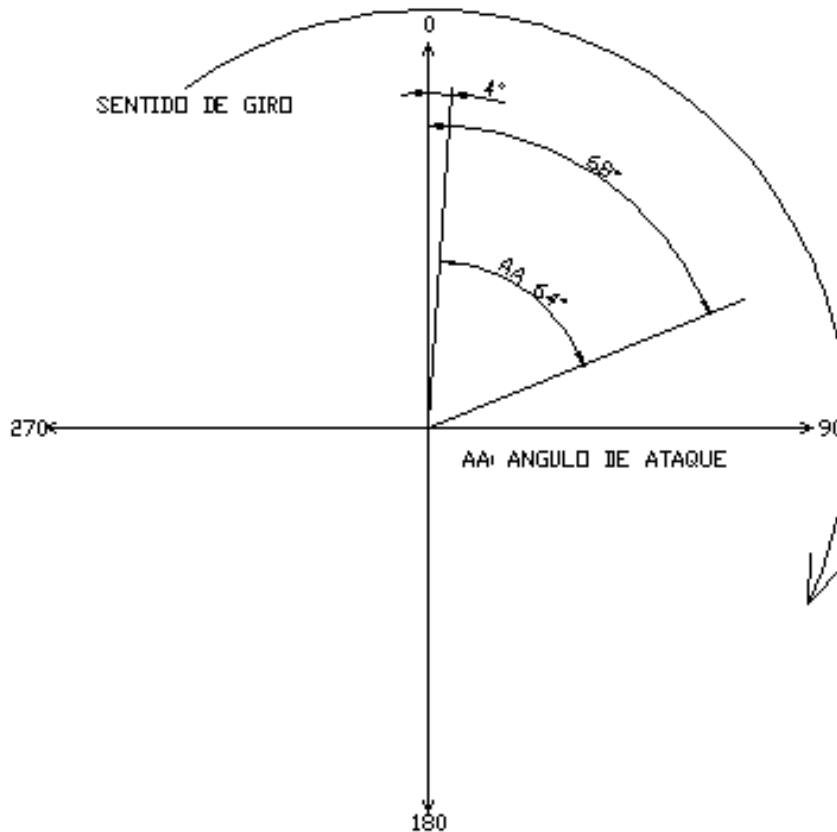


Figura 3.20: (Obtención del ángulo de ataque del eje de levas de admisión)

Una vez obtenido el ángulo de ataque procedemos a restar de 360° , con lo que obtenemos el valor angular del círculo primitivo, que es 296° .

Los datos del eje de levas de admisión tomando en cuenta la holgura entre el taqué y el perfil de la leva son los siguientes:

Tabla 3.4: (Medidas de las levas de admisión del punto inicial del círculo primitivo, tomando en cuenta la holgura)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	359	358	358
Leva 2	358	358	359
Leva 3	358	359	358
Leva 4	358	358	358

Tabla 3.5: (Medidas de las levas de admisión del punto final del círculo primitivo, tomando en cuenta la holgura)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	66	66	67
Leva 2	66	66	65
Leva 3	66	66	66
Leva 4	66	66	66

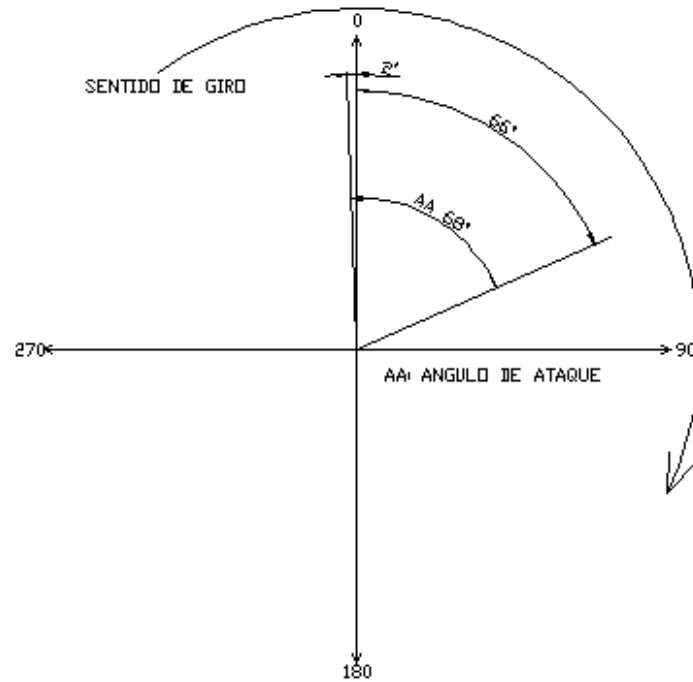


Figura 3.21: (Obtención del ángulo de ataque del eje de levas de admisión, tomando en cuenta la holgura)

Una vez obtenido el ángulo de ataque procedemos a restar de 360° , con lo que obtenemos el valor angular del círculo primitivo, que es **292°** .

Con el mismo procedimiento los datos obtenidos del círculo primitivo para el eje de levas de escape son los siguientes:

Tabla 3.6: (Medidas de las levas de escape del punto inicial del círculo primitivo)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	108	108	108
Leva 2	108	108	108
Leva 3	108	108	108
Leva 4	108	108	108

Tabla 3.7: (Medidas de las levas de escape del punto final del círculo primitivo)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	179	179	178
Leva 2	178	178	179
Leva 3	178	178	178
Leva 4	179	178	177

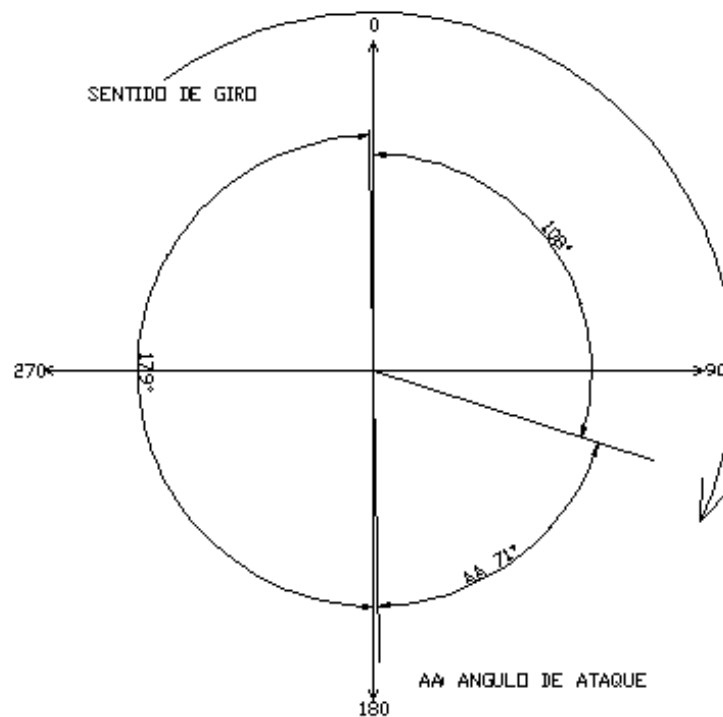


Figura 3.22: (Obtención del ángulo de ataque del eje de levas de escape)

Una vez obtenido el ángulo de ataque procedemos a restar de 360° , con lo que obtenemos el valor angular del círculo primitivo, que es 289° .

Los datos del eje de levas de escape tomando en cuenta la holgura entre el taqué y el perfil de la leva son los siguientes:

Tabla 3.8: (Medidas de las levas de escape del punto inicial del círculo primitivo, tomando en cuenta la holgura)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	105	105	105
Leva 2	105	105	105
Leva 3	105	105	105
Leva 4	105	105	105

Tabla 3.9: (Medidas de las levas de escape del punto final del círculo primitivo, tomando en cuenta la holgura)

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	172	174	172
Leva 2	174	174	174
Leva 3	175	174	174
Leva 4	174	174	174

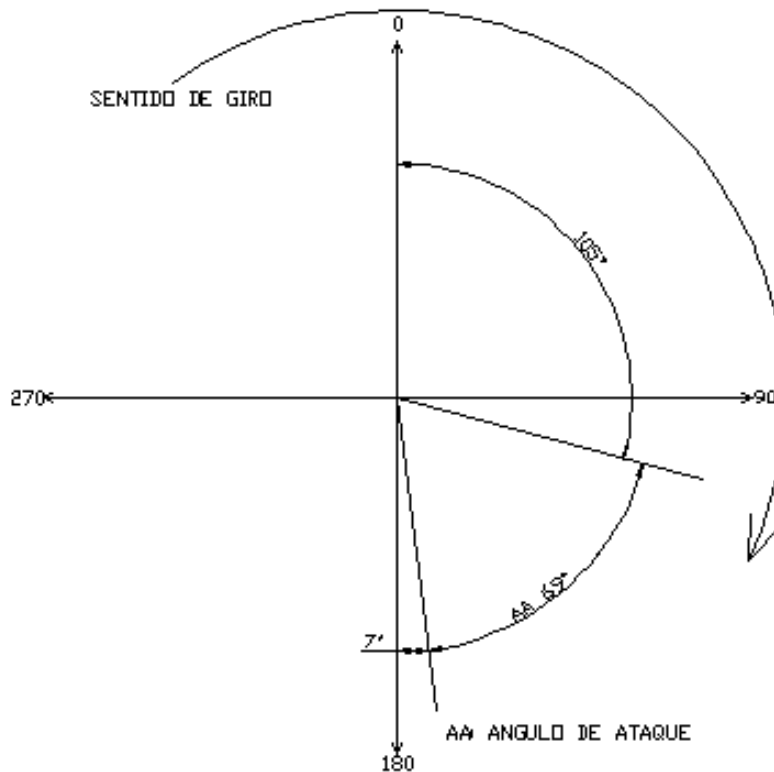


Figura 3.23: (Obtención del ángulo de ataque del eje de levas de escape tomando en cuenta la holgura)

Una vez obtenido el ángulo de ataque procedemos a restar de 360° , con lo que obtenemos el valor angular del círculo primitivo, que es **291°** .

Nuestra segunda hipótesis se basaba en que las levas de admisión y escape son iguales entre si; pero con el procedimiento para hallar el círculo primitivo nos percatamos que las medidas sin tomar en cuenta la luz existente entre el taqué y la leva varían 7° , Lo cual indicaría gran diferencia entre las levas de los dos árboles; pero luego tomando en cuenta la holgura que debe estar calibrada para cada árbol respectivamente, los valores del círculo primitivo pasaron a ser 292° en admisión y 291° en escape; con lo cual supusimos que el valor del ángulo de ataque y por ende del círculo primitivo es igual. Nuestro procedimiento para hallar el valor del círculo primitivo manejó un error de 1 grado.

Pero para confirmar esta hipótesis debíamos obtener datos del manual de servicio del motor, en el cual con sorpresa encontramos los siguientes valores:

Tabla 3.10: (Rangos de alturas permitidos en las levas de admisión y escape)

Altura de leva	Normal	Límite
Leva de admisión	37,54 – 37,70 mm	37,41 mm
Leva de escape	37,05 – 37,21 mm	36,91 mm

Al ver esta tabla podemos constatar que las levas de admisión y escape no son iguales, y pueden variar una de la otra; este es el caso de nuestro motor K10-A DOHC del Chevrolet alto; en el cual vemos que al ser el círculo primitivo mayor en las levas de admisión nos indica que puede existir un poco mas de recorrido en la pista de la leva y por ende mayor altura en la misma en comparación con las levas del eje de levas de escape.

Una vez obtenido el valor de los círculos primitivos de admisión y escape pasamos a obtener al valor de los grados de adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas; para lo cual decidimos colocar la punta del palpador en una posición apropiada en el taqué, para de esta forma podernos percatar cual es el punto exacto donde la leva empieza a generar movimiento al mismo, y por ende a la válvula.

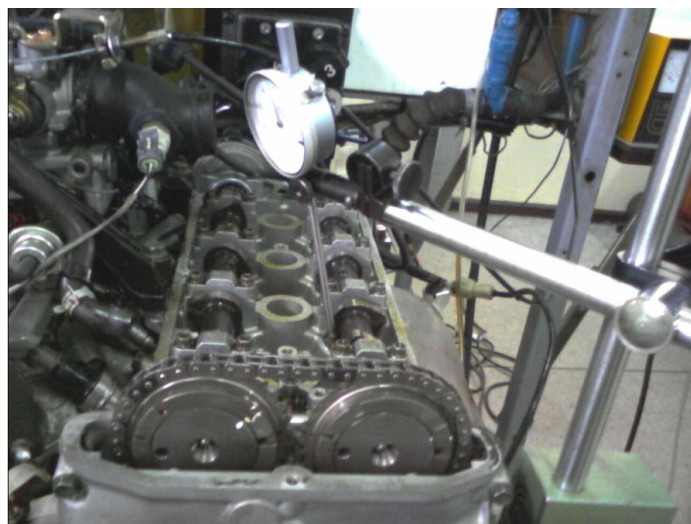


Figura 3.24: (Posicionamiento del palpador para medir los grados de adelanto y retraso al cierre y apertura de válvulas)

Con los mismos cuidados que utilizamos para obtener los ángulos de ataque, procedemos a obtener los ángulos de apertura y cierre; para lo cual ubicamos al palpador sobre el taqué cuando este se encuentra atacado por el perfil de la leva con toda la altura de la misma, luego giramos el motor en sentido horario para comprobar que la punta del palpador no resbale o se salga de la ubicación en el taqué, después comprobamos que la aguja del palpador señale el momento en el cual la pista de la leva comienza a atacar al taqué y luego cuando deja de atacarlo.

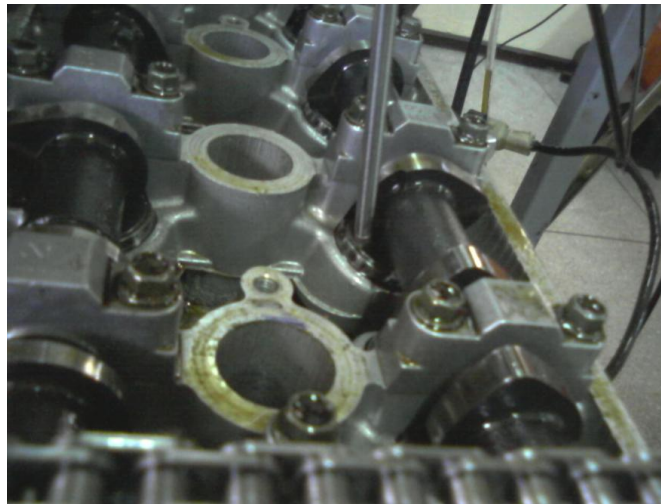


Figura 3.25: (Comprobación de la adecuada posición de la punta del palpador sobre la superficie del taqué)

Una vez comprobado el procedimiento pasamos a girar muy despacio al motor, nos guiamos mediante el árbol de levas de admisión y su configuración para poder saber en que ciclo estamos con respecto al cilindro en donde estemos haciendo la medición, hasta que el taqué señale cuando la pista de la leva tope al taqué. En el árbol de levas de admisión cuando la aguja del palpador señale significa que empieza el ciclo de admisión, y por ende el adelanto a la apertura de admisión (AAA), el cual debemos fijarnos que sea con respecto al punto muerto superior; seguimos girando el árbol, pasamos el punto muerto inferior, y

empieza el retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA), al cual lo tomamos en cuenta hasta el punto exacto en que la aguja del palpador deje de señalarnos movimiento en el taqué.



Figura 3.26: (Toma de datos de los ángulos de apertura y cierre en admisión)

Los datos que obtuvimos en admisión fueron los siguientes:

Tabla 3.11: (Datos obtenidos del adelanto a la apertura de la válvula de admisión (AAA))

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	8	8	8
Leva 2	8	8	8
Leva 3	8	8	8
Leva 4	8	8	8

Tabla 3.12: (Datos obtenidos del retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA))

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	64	64	64
Leva 2	64	64	64
Leva 3	64	64	64
Leva 4	64	64	64

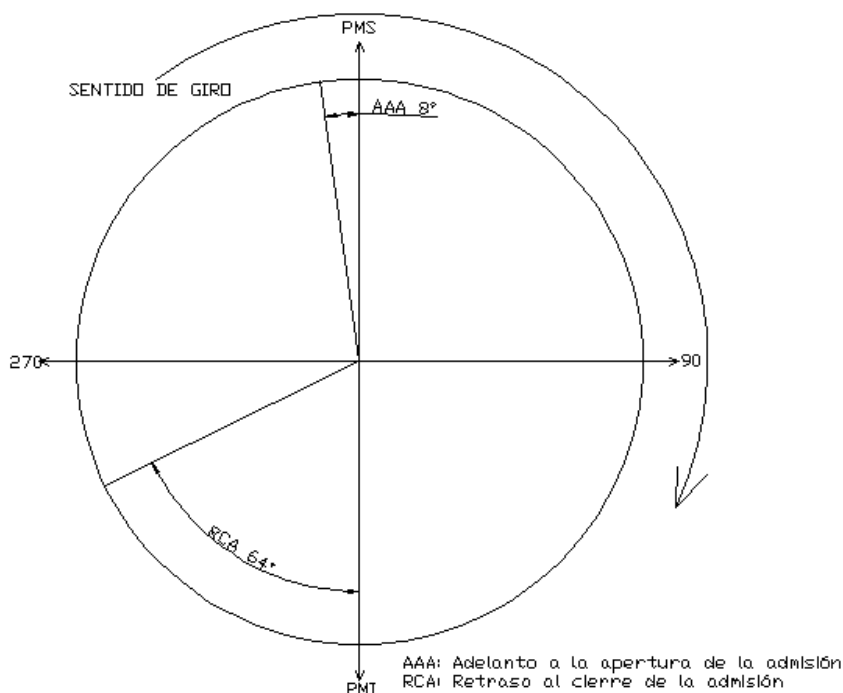


Figura 3.27: (Ángulos de retraso y cierre de la válvula de admisión)

Una vez ubicado con el mismo procedimiento el palpador en el taqué de una de las válvulas de escape procedemos a tomar los datos de los ángulos; para lo cual nos guiamos también mediante el árbol de levas de admisión para poder saber en que ciclo estamos en cada momento de giro, nos fijamos cuando el palpador nos señale movimiento del taqué, este sería el comienzo del adelanto a la apertura de la válvula de escape (AAE), el cual lo tomamos en cuenta hasta el punto muerto inferior; seguimos girando el árbol de levas hasta llegar la punto muerto superior, en donde comenzaría el retraso al cierre de la válvula de escape (RCE), y nos percatamos hasta el punto exacto en el cual la aguja del palpador deje de señalar movimiento en el taqué. Los datos obtenidos fueron los siguientes:

Tabla 3.13: (Datos obtenidos del adelanto a la apertura de la válvula de escape (AAE))

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	27	27	27
Leva 2	25	25	27
Leva 3	28	27	27
Leva 4	27	28	27

Tabla 3.14: (Datos obtenidos del retraso al cierre de la válvula de escape (RCE))

	Medición 1	Medición 2	Medición 3
Leva 1	34	34	34
Leva 2	36	34	36
Leva 3	34	35	34
Leva 4	34	36	34

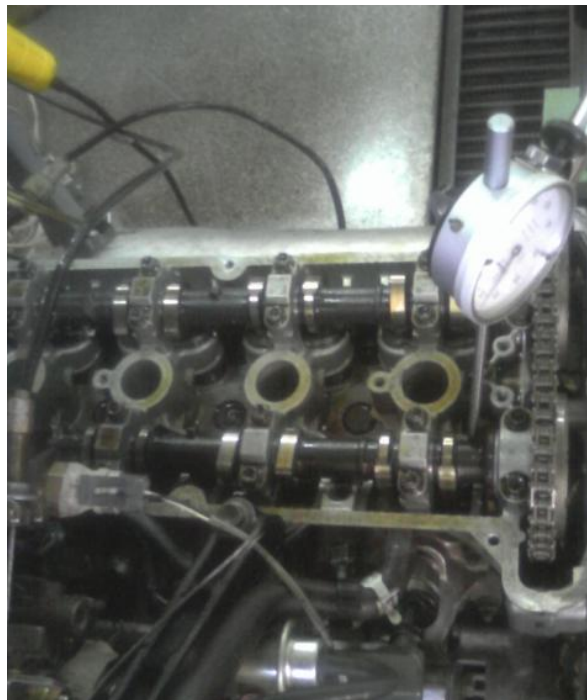


Figura 3.28: (Toma de datos de los ángulos de apertura y cierre en escape)

Una vez obtenidos todos los datos de los grados de adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas podemos hacer su respectivo diagrama, para el cual obtenemos todos los datos de las tablas respectivas anteriores y del pertinente diagrama de admisión:

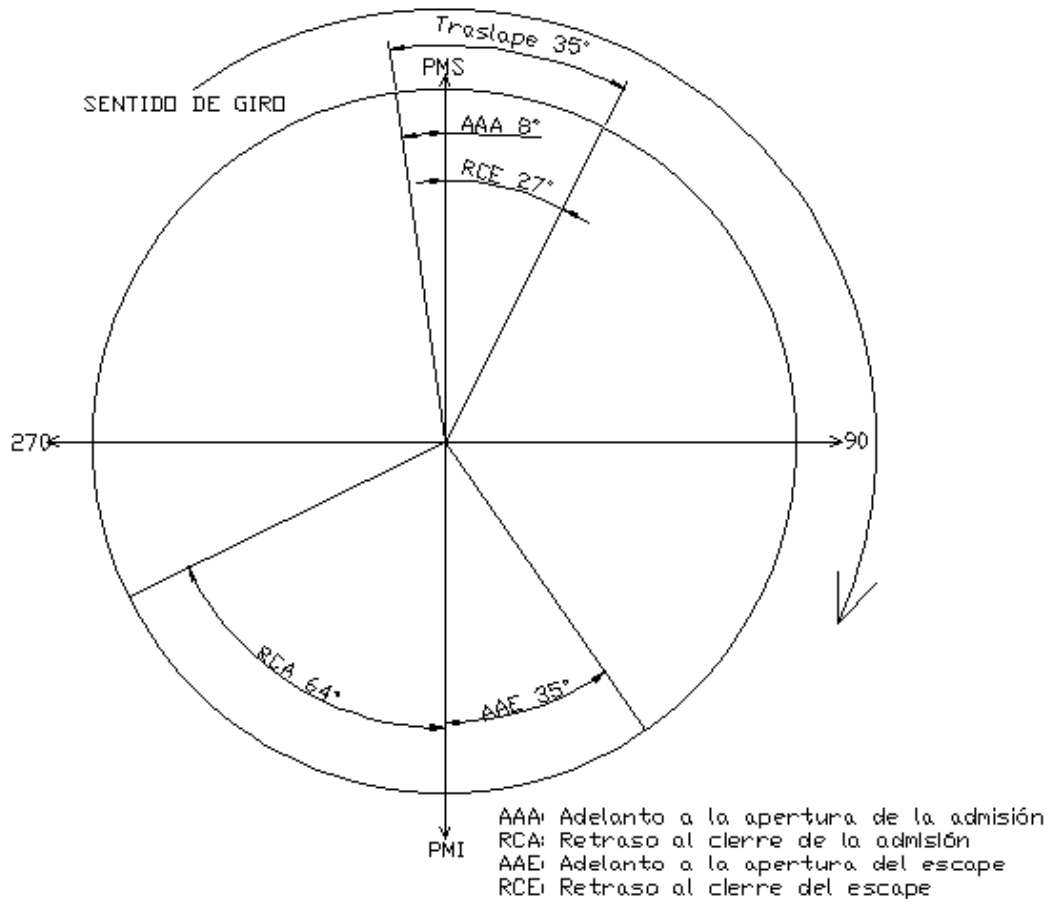


Figura 3.28: (Diagrama de los grados de adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas)

3.8 ESTÁNDARES UTILIZADOS PARA LA VARIACIÓN DEL PERFIL DE LEVAS

Con todos los datos teóricos claros para el diseño del árbol de levas, debemos establecer cual es el método que vamos a utilizar para el diseño geométrico de nuestro árbol de levas con perfiles modificados. El primer tema a ser analizado es en base a que parámetros realizaremos la modificación del perfil geométrico

y cuales son las variables en la leva a ser modificadas; para esto debemos ir a las bases principales de funcionamiento del motor, que son la potencia y el torque.

La potencia como se indicó anteriormente es la rapidez a la cual se realiza un trabajo; entonces para que un motor pueda alcanzar un trabajo con mayor rapidez existen varias variables de desempeño; concretamente al sistema de distribución las más importantes son la frecuencia natural de los resortes de válvulas, tema que sale del estudio de nuestro proyecto, y la rapidez de hacer ingresar y salir mezcla aire combustible del cilindro. Como sabemos esto depende de la apertura y cierre de válvulas, por ende esto tiene relación directa con el adelanto y retraso al cierre y apertura de válvulas; ya que de este depende la rapidez con la que el flujo de aire ingresa en el cilindro.

Entonces siguiendo la secuencia de nuestras hipótesis, las cuales han sido probadas por los diseñadores de motores; podremos definir que mientras más rápido podamos lograr que el flujo de aire ingrese al cilindro sin mermar la cantidad óptima de aire que ingresa hacia el cilindro para la combustión en función del número de revoluciones, más potencia podremos generar en el motor. Ahora bien, existen ciertas variables de diseño que limitan el modificar los ángulos de apertura y cierre de las válvulas para incrementar la potencia en el motor, una de ellas y quizás la principal es la resistencia de todos los materiales del motor; ya que si aumentamos la rapidez con la cual se realiza el trabajo, estamos afectando directamente a la resistencia dinámica de todos los componentes, los cuales poseen un límite de fatiga determinado.

Otra importante variable son los regímenes de giro del motor; ya que debemos tomar muy en cuenta que al modificar los ángulos de apertura y cierre de las válvulas, la cantidad de aire que va a entrar al cilindro y la rapidez de la misma va a ser demasiada para revoluciones bajas, por lo que la marcha de ralenti del motor sube de en promedio las 900 a 1000 RPM, hasta el número de RPM acorde a nuestra modificación. Por ejemplo existen autos de rally que su marcha mínima o ralenti esta alrededor de las 2500 RPM. Entonces podemos definir que la marcha en bajas revoluciones se vuelve demasiado inestable e

inoperante; por lo cual los modificadores de motores tienen que recurrir a varias modificaciones, como por ejemplo modificar al motor de arranque, haciendo que este proporcione el giro inicial al motor por encima de las revoluciones, ya modificadas, en las que el motor puede operar en condiciones normales.

Entonces una vez establecidos los conceptos teóricos y las variables que deben ser modificadas en las levas para el aumento de potencia, procedemos a establecer las limitaciones; las cuales vienen dadas en primera instancia por el límite en el aumento de los grados de adelanto y retraso del cierre y apertura de válvulas, las cuales según recomendaciones hechas por preparadores de motores para competencia, no pueden superar los 5 grados de aumento en cada uno de los ángulos de adelanto y retraso de las levas de admisión y escape; ya que si sobrepasamos este nivel el motor tendría un funcionamiento sumamente inestable en las 900 a 1000 revoluciones, rango en el cual funciona la marcha baja de nuestro motor, lo cual generaría que sin modificaciones adicionales el motor no se encienda.

Ahora bien, otro factor de diseño geométrico importante es que aunque realicemos un aumento de 5 grados en todos los ángulos de adelanto y retraso de los árboles, el traslape de válvulas no debe aumentar en la medida de lo posible; esto quiere decir que el tiempo de traslape de válvulas puede ser modificado pero sus grados no pueden ser aumentados. Para el efecto se puede hacer por ejemplo un aumento en retraso al cierre de la admisión, pero al mismo tiempo debemos retardar el adelanto a la apertura del escape, con lo cual podremos mantener la cantidad de grados del traslape.

Un beneficio adicional de retrasar el adelanto a la apertura del escape es que aunque se dificulte un poco el trabajo del motor cuando este se encuentre en el ciclo de escape, la presión que se va a generar va a permitir que los gases de escape salgan con más velocidad y generen un mayor vacío que va a ser llenado por la entrada de aire desde el múltiple de admisión.

Con todas estas hipótesis se nos viene a la mente el hecho de porque los fabricantes de motores no realizan estas modificaciones en los motores para brindarles mejores prestaciones, la respuesta es que adicionalmente los

diseñadores tienen que tomar en cuenta el tiempo de vida útil del motor, el cual con estas adaptaciones se reduce, pero para nuestro estudio hacemos la modificación de los árboles para convertir al motor en uno de competencia en el cual el tiempo de vida útil pasa a segundo plano.

CAPÍTULO IV

DISEÑO DEL ÁRBOL DE LEVAS

4.1. DIGITALIZACIÓN DEL PERFIL ORIGINAL DE LA LEVA

El proceso de digitalización, consistió primero en escanear el perfil original de la leva mediante la utilización de la máquina de medición flexible en 3 coordenadas Mitutoyo QM Measure 353, donde se almacenaron los datos medidos de forma numérica para posteriormente ser digitalizados a través del Software Rhinoceros 4.0, un programa de diseño que permite transformar código numérico en puntos visibles que al ser unido mediante una línea se forme un determinado perfil. Se detalla a continuación cada parte del proceso de escaneado y digitalización del perfil original de la leva:

1. Para la correcta utilización en la máquina de medición Mitutoyo QM 353 lo primero que se hizo, fue instalar es la alimentación tanto de aire como de corriente eléctrica.



Figura 4.01: (Escaneado de perfil)

2. Una vez realizado la conexión a la toma de aire, se procedió a purgar el aire de la máquina para evitar fallas y posteriores errores en la medición.
3. Se encendió la máquina de medición.
4. El siguiente paso fue encerrar la máquina en las tres coordenadas permitidas X, Y, Z. Para ello se buscó el cero absoluto en las tres coordenadas moviendo el brazo de la máquina hasta que en el Panel de Control QM Data 300 señaló el cero tanto en X, Y como en Z.



Figura 4.02: (Escaneado de perfil)



Figura 4.03: (Escaneado de perfil)

5. Posteriormente se instaló una PC cerca de la máquina de medición y se conectó el Panel de Control QM Data 300 al puerto paralelo del PC ya que la transferencia de datos fue a través de Híper Terminal.



Figura 4.04: (Escaneado de perfil)

6. Para el escaneado del perfil de la leva fue necesario modificar la punta del palpador a una más firme para poder mantener constante el seguimiento del mismo durante el escaneado y evitar saltos y errores en la medición.



Figura 4.05: (Escaneado de perfil)

7. Con la punta ya modificada se procedió a colocar el árbol de levas en la base de medición de la máquina; se le aseguró al árbol a la base mediante adhesivos en los extremos para evitar que se mueva y obtener un escaneado correcto.

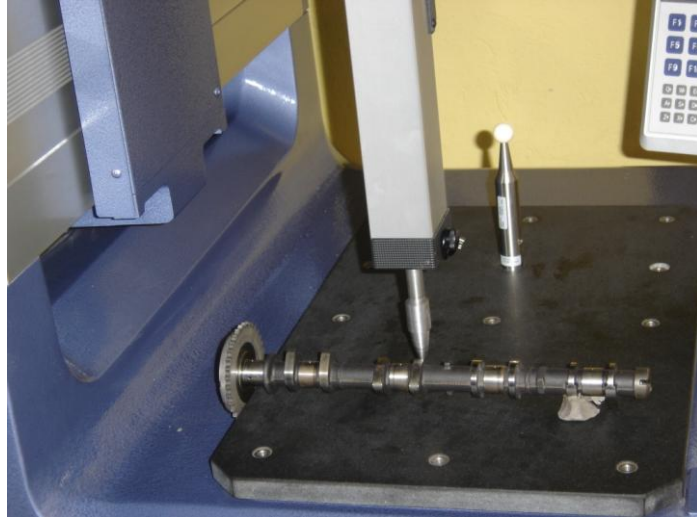


Figura 4.06: (Escaneado de perfil)

8. Se colocó en posición tanto la leva como el palpador para hacer el seguimiento por sobre todo el perfil.

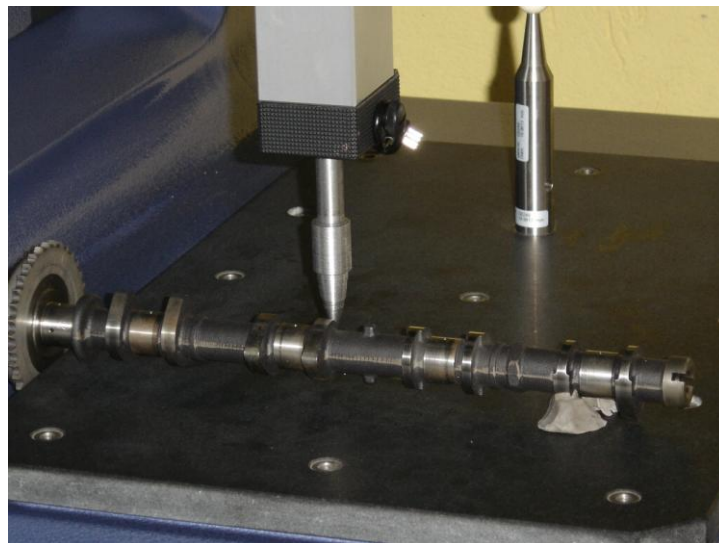


Figura 4.07: (Escaneado de perfil)

9. Antes de hacer el seguimiento se consideró el paso del palpador; es decir, la distancia entre punto y punto que mide el palpador de la máquina. Que en nuestro caso será de 0.01 mm., lo que define es que, entre menor sea el paso mayores puntos se mide y más datos se obtiene, disminuyendo con esto el porcentaje de error.

10. Con esto definido, se procedió a realizar el seguimiento del palpador por sobre le perfil de la leva, tal que se almacenó cada dato medido, primero en el Panel de Control de la máquina, donde incluso se pudo visualizar el perfil que se obtiene de la leva antes de su transferencia a la PC.

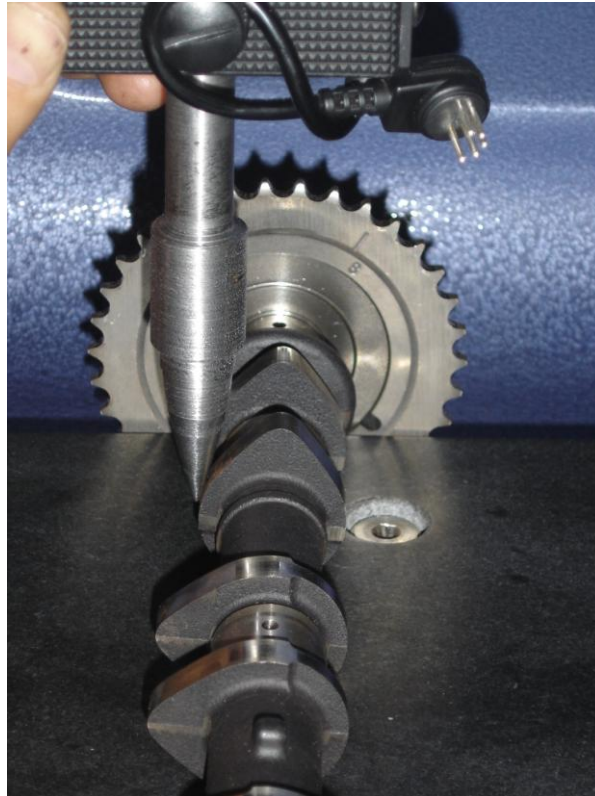


Figura 4.08: (Escaneado de perfil)

11. Los datos tomados y almacenados fueron transferidos a través de Híper Terminal a la PC, donde estos datos o puntos fueron una cantidad de números para cada coordenada.
12. Este código numérico es grabado en la PC como un archivo de tipo *txt*.

DATOS LEVA1 - Bloc de notas			
Archivo	Edición	Formato	Ver Ayuda
-32.9552,	-301.2323,	-119.0672	
-32.9572,	-301.2263,	-119.0547	
-32.9522,	-301.2083,	-118.9797	
-32.9577,	-301.1643,	-118.8467	
-32.9552,	-301.1458,	-118.7852	
-32.9572,	-301.1313,	-118.7292	
-32.9567,	-301.0828,	-118.5932	
-32.9597,	-301.0463,	-118.4432	
-32.9572,	-300.9913,	-118.2752	
-32.9607,	-300.9123,	-118.0402	
-32.9582,	-300.8168,	-117.7852	
-32.9602,	-300.7148,	-117.5402	
-32.9587,	-300.6548,	-117.3252	
-32.9592,	-300.5798,	-117.1252	
-32.9602,	-300.4763,	-116.8727	
-32.9577,	-300.3293,	-1	
-32.9587,	-300.0238,	-116.0437	
-32.9602,	-299.8578,	-115.7982	
-32.9587,	-299.7038,	-115.5872	
-32.9592,	-299.5653,	-115.4072	
-32.9597,	-299.4428,	-115.2517	
-32.9587,	-299.3373,	-115.1227	
-32.9592,	-299.2418,	-115.0122	
-32.9582,	-299.1578,	-114.9177	
-32.9592,	-299.0808,	-114.8342	
-32.9592,	-299.0143,	-114.7637	
-32.9592,	-298.9553,	-114.7022	
-32.9592,	-298.8943,	-114.6402	
-32.9587,	-298.8248,	-114.5712	
-32.9587,	-298.7453,	-114.4927	
-32.9597,	-298.6493,	-114.4012	
-32.9597,	-298.4613,	-1	
-32.9587,	-298.3143,	-114.0927	
-32.9592,	-298.1413,	-113.9422	
-32.9582,	-297.9813,	-113.8027	

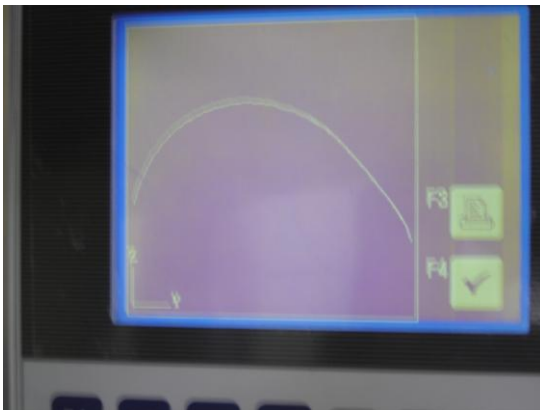


Figura 4.09: (Datos de escaneado)

Figura 4.10: (Perfil de leva escaneado)

- Utilizando el software Rhinoceros 4.0 podemos abrir el archivo de texto que contiene el código numérico obtenido por la máquina. El programa Rhinoceros interpreta cada número como un punto según la coordenada, como se indica a continuación:

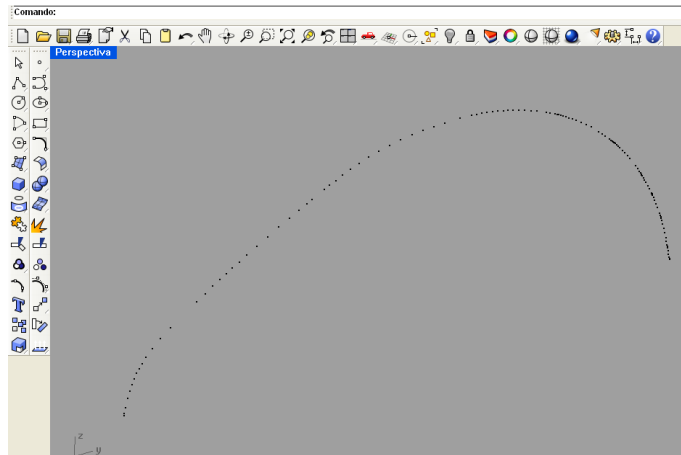


Figura 4.11: (Puntos de escaneado en Rhinoceros 4.0)

14. Posteriormente mediante el uso de las herramientas de dibujo que nos presenta el Software Rhinoceros unimos cada punto con una línea lo que al final no va a generar el perfil de nuestra leva. Al ser el paso de 0.01 mm. el trazo de la línea disminuye el error, dándonos garantía en la obtención del perfil.

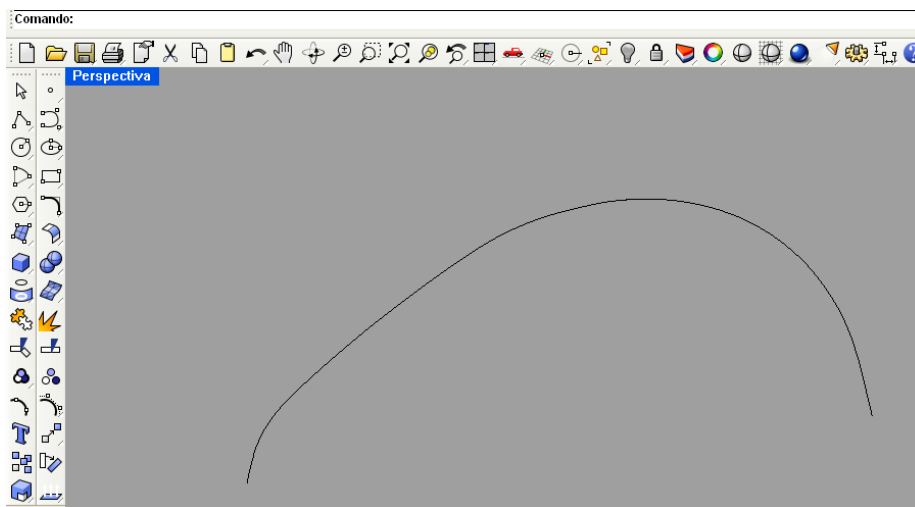


Figura 4.12: (Unión de puntos de escaneado en Rhinoceros 4.0)

15. Este procedimiento se realiza para una leva de cada árbol, es decir una para admisión y otra para escape.

4.2. DISEÑO ANALÍTICO DE LAS LEVAS

Una vez que obtuvimos el perfil de las levas digitalizado podemos realizar análisis correspondientes al comportamiento cinemático y dinámico de cada leva independientemente, también realizaremos el análisis dinámico de todo el árbol de levas.

El primer paso es determinar el movimiento del taqué en función del giro de la leva; para lo cual debemos encontrar el momento en el cual empieza la leva a atacar al taqué. El perfil que tenemos digitalizado en la herramienta computacional Rhinoceros 4.0 debe ser enviado adecuadamente al programa Autocad, en donde podemos simular el movimiento de la leva cada cierto ángulo y mediante la herramienta zoom que dispone este programa observaremos a detalle cual es el momento exacto en el cual empieza el movimiento del taqué, también podremos medir la distancia entre el punto de contacto de la leva en cada instante con el centro del taqué. Una vez encontrado estos puntos podemos hallar los ángulos de ataque exactos de la leva en función de la altura del taqué.

4.2.1. Análisis Cinemático

Con los datos obtenidos podremos obtener una curva que nos indique la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva tanto de admisión como de escape. Para éste análisis cinemático de los árboles de levas debemos utilizar el rango de datos correspondientes al giro de la leva en función de la apertura del taqué; por lo que utilizamos el análisis realizado en Autocad del ángulo de ataque de las levas y del punto exacto en el cual la leva comienza a dar movimiento al taqué. Luego de varios intentos nos dimos cuenta que el método más óptimo es dibujar la posición de la leva cada seis grados después del punto en el cual el taqué empieza a moverse; y dibujar también cual sería la posición del taqué en ese punto. Con esto se pudo obtener 14 datos de giro del eje de levas y 14 datos de variación de la altura del taqué hasta la apertura máxima de la válvula.

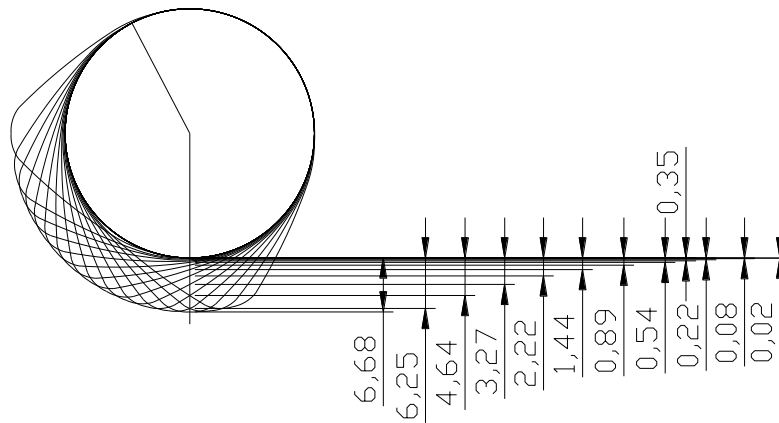


Figura 4.13: (Datos obtenidos del giro de la leva de admisión en función del desplazamiento del taqué)

Ahora bien, mediante el método descrito los datos resultantes en función del giro de la leva de admisión y escape son los siguientes:

Tabla 4.1: (Datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de las levas de los árboles de admisión y escape)

Datos de Admisión		Datos de Escape	
Angulo de la leva (grados)	Apertura del Taqué (mm)	Angulo de la leva (grados)	Apertura del Taqué (mm)
104	0	104	0.01
110	0.01	110	0.02
116	0.02	116	0.07
122	0.08	122	0.15
128	0.22	128	0.32
134	0.35	134	0.47
140	0.54	140	0.72
146	0.89	146	1.13
152	1.44	152	1.73
158	2.22	158	2.56
164	3.27	164	3.64
170	4.64	170	4.99
176	6.25	176	6.28
182	6.68	182	6.85

Con los datos de apertura podemos obtener la curva de giro de la leva en función de apertura del taqué:

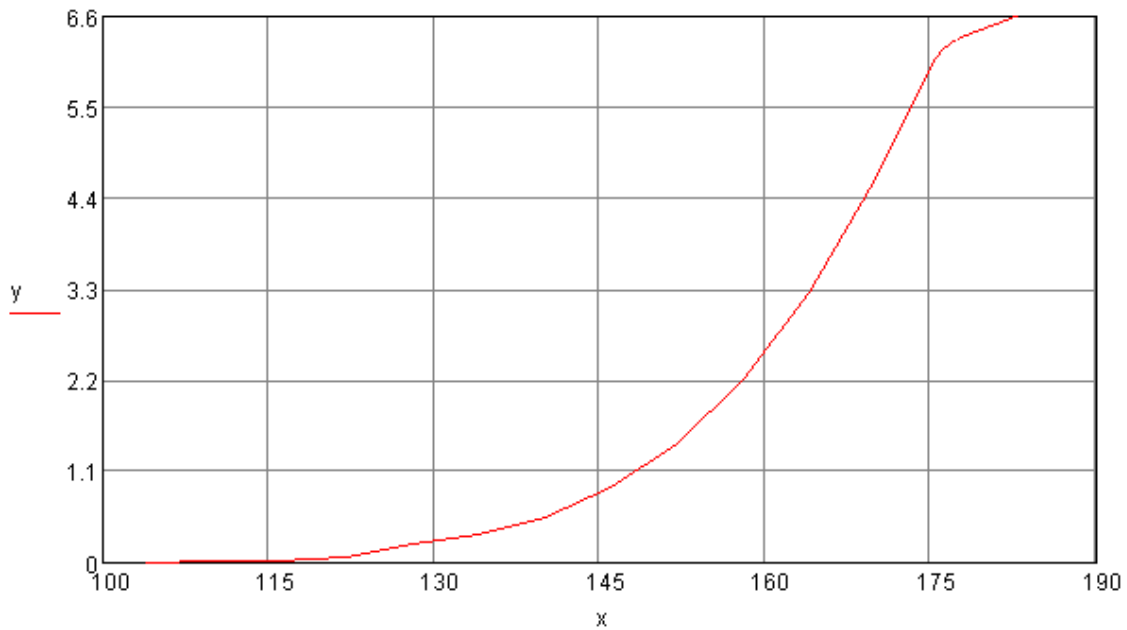


Figura 4.14: (Gráfica de la apertura del taqué en función de ángulo de giro de la leva)

Una vez que disponemos de la gráfica de movimiento podemos analizar el tipo de curva que tiene este comportamiento, para en base a los resultados del análisis poder utilizar el método más adecuado con el cual hallar una ecuación que se aproxime a la gráfica del movimiento. Ahora bien, mediante análisis de los datos y de la curva resultante del movimiento podemos darnos cuenta que la curva es de tipo polinómico de grado “n”, mientras más alto sea el grado del polinomio más exacta será el ajuste y la ecuación resultante.

Al determinar que la gráfica es del tipo polinómico, podemos encontrar una ecuación que determine el comportamiento de la curva mediante varios métodos, pero el método más adecuado es el ajuste polinomial de curvas, ya que se pueden tomar en cuenta todos los datos que obtuvimos del ángulo de giro de la leva en función de la apertura del taqué; ahora la condición para poder utilizar este método es $x_i \neq x_j$ con $i \neq j$, como nuestros datos cumplen esta condición, existe un polinomio de grado menor o igual que n-1 que se ajusta a los n puntos. El polinomio resultante se lo conoce como polinomio de interpolación.

Como tenemos 14 datos, debemos utilizar un método confiable que tome en cuenta los 14 datos para que el polinomio obtenido sea lo más exacto posible, el método de interpolación más adecuado es el método de Lagrange, el cual se basa en la fórmula (4.1):

$$p(x) = \sum_{i=1}^n \left(\prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{x - x_j}{x_i - x_j} \right) p(x_i)$$

$$p(x) = \frac{(x - x_2)(x - x_3) \dots (x - x_n)}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3) \dots (x_1 - x_n)} p(x_1) + \frac{(x - x_1)(x - x_3) \dots (x - x_n)}{(x_2 - x_1)(x_2 - x_3) \dots (x_2 - x_n)} p(x_2) + \dots + \frac{(x - x_1)(x - x_2) \dots (x - x_{n-1})}{(x_n - x_1)(x_n - x_2) \dots (x_n - x_{n-1})} p(x_n)$$

(4.1)

Ahora bien, desarrollando este polinomio podemos ver que la cantidad de productos algebraicos resultantes de la fórmula producto de los catorce datos que tenemos resulta un trabajo sumamente largo para realizar hasta obtener una ecuación resultante, por lo cual al analizar el método de Lagrange a profundidad se encontró que producto del polinomio de interpolación se desarrolló un método mediante matrices llamado Matriz de Vandermonde; en el cual se puede determinar los coeficientes del polinomio $p(x) = C_{n-1}x^{n-1} + \dots + c_1x + c_0$; sujeto a las condiciones $p(x_i) = y_i$ para $i \in \{1, 2, \dots, n\}$ en el cual se pueden obtener los coeficientes resolviendo el sistema de ecuaciones lineales como se indica en la fórmula (4.2):

$$\left. \begin{aligned} c_{n-1}x_1^{n-1} + \dots + c_1x_1 + c_0 &= y_1 \\ c_{n-1}x_2^{n-1} + \dots + c_1x_2 + c_0 &= y_2 \\ \vdots & \\ c_{n-1}x_n^{n-1} + \dots + c_1x_n + c_0 &= y_n \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

La matriz de los coeficientes asociada a este sistema de ecuaciones lineales es la llamada Matriz de Vandermonde de orden n como apreciamos en la fórmula (4.3):

$$V_n = V_n(x_1, \dots, x_n) = \begin{pmatrix} x_1^{n-1} & \dots & x_1 & 1 \\ x_2^{n-1} & & x_2 & 1 \\ \vdots & & & \\ x_n^{n-1} & \dots & x_n & 1 \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

El determinante de V_n es $\text{Det}(V_n) = |V_n| = \left[\prod_{i \neq j} (x_i - x_j) \right]$ es distinto de cero. Por lo tanto, el polinomio $p(x)$ de mínimo grado que cumple con las condiciones dadas, existe y es único.

Resolviendo el sistema, se obtienen los coeficientes del polinomio que ajusta los n puntos como se indica en la fórmula (4.4):

$$c_i = \frac{\det(V_i)}{\det(V_n)} \quad (4.4)$$

El polinomio que ajusta obtenido mediante el (4.1), es el mismo que se ecuaciones lineales (4.2).

Entonces, una vez para encontrar una los cálculos:

exactamente los n puntos dados, método de interpolación de Lagrange obtiene resolviendo el sistema de

desarrollada la teoría que vamos aplicar ecuación adecuada, mediante el

programa Mathcad podemos ingresar los datos obtenidos y empezar a realizar los cálculos:

Ingresamos los datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de las levas del árbol de admisión:

Ingresamos la cantidad de datos:

Desarrollamos la matriz de Vandermonde

y :=
$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0.01 \\ 0.02 \\ 0.08 \\ 0.22 \\ 0.35 \\ 0.54 \\ 0.89 \\ 1.44 \\ 2.22 \\ 3.27 \\ 4.64 \\ 6.25 \\ 6.68 \end{pmatrix}$$

de grado n:

n := 14

$$V_n := \begin{bmatrix} (x_0)^{n-1} & (x_0)^{n-2} & (x_0)^{n-3} & (x_0)^{n-4} & (x_0)^{n-5} & (x_0)^{n-6} & (x_0)^{n-7} & (x_0)^{n-8} & (x_0)^{n-9} & (x_0)^{n-10} & (x_0)^{n-11} & (x_0)^{n-12} & (x_0)^{n-13} & 1 \\ (x_1)^{n-1} & (x_1)^{n-2} & (x_1)^{n-3} & (x_1)^{n-4} & (x_1)^{n-5} & (x_1)^{n-6} & (x_1)^{n-7} & (x_1)^{n-8} & (x_1)^{n-9} & (x_1)^{n-10} & (x_1)^{n-11} & (x_1)^{n-12} & (x_1)^{n-13} & 1 \\ (x_2)^{n-1} & (x_2)^{n-2} & (x_2)^{n-3} & (x_2)^{n-4} & (x_2)^{n-5} & (x_2)^{n-6} & (x_2)^{n-7} & (x_2)^{n-8} & (x_2)^{n-9} & (x_2)^{n-10} & (x_2)^{n-11} & (x_2)^{n-12} & (x_2)^{n-13} & 1 \\ (x_3)^{n-1} & (x_3)^{n-2} & (x_3)^{n-3} & (x_3)^{n-4} & (x_3)^{n-5} & (x_3)^{n-6} & (x_3)^{n-7} & (x_3)^{n-8} & (x_3)^{n-9} & (x_3)^{n-10} & (x_3)^{n-11} & (x_3)^{n-12} & (x_3)^{n-13} & 1 \\ (x_4)^{n-1} & (x_4)^{n-2} & (x_4)^{n-3} & (x_4)^{n-4} & (x_4)^{n-5} & (x_4)^{n-6} & (x_4)^{n-7} & (x_4)^{n-8} & (x_4)^{n-9} & (x_4)^{n-10} & (x_4)^{n-11} & (x_4)^{n-12} & (x_4)^{n-13} & 1 \\ (x_5)^{n-1} & (x_5)^{n-2} & (x_5)^{n-3} & (x_5)^{n-4} & (x_5)^{n-5} & (x_5)^{n-6} & (x_5)^{n-7} & (x_5)^{n-8} & (x_5)^{n-9} & (x_5)^{n-10} & (x_5)^{n-11} & (x_5)^{n-12} & (x_5)^{n-13} & 1 \\ (x_6)^{n-1} & (x_6)^{n-2} & (x_6)^{n-3} & (x_6)^{n-4} & (x_6)^{n-5} & (x_6)^{n-6} & (x_6)^{n-7} & (x_6)^{n-8} & (x_6)^{n-9} & (x_6)^{n-10} & (x_6)^{n-11} & (x_6)^{n-12} & (x_6)^{n-13} & 1 \\ (x_7)^{n-1} & (x_7)^{n-2} & (x_7)^{n-3} & (x_7)^{n-4} & (x_7)^{n-5} & (x_7)^{n-6} & (x_7)^{n-7} & (x_7)^{n-8} & (x_7)^{n-9} & (x_7)^{n-10} & (x_7)^{n-11} & (x_7)^{n-12} & (x_7)^{n-13} & 1 \\ (x_8)^{n-1} & (x_8)^{n-2} & (x_8)^{n-3} & (x_8)^{n-4} & (x_8)^{n-5} & (x_8)^{n-6} & (x_8)^{n-7} & (x_8)^{n-8} & (x_8)^{n-9} & (x_8)^{n-10} & (x_8)^{n-11} & (x_8)^{n-12} & (x_8)^{n-13} & 1 \\ (x_9)^{n-1} & (x_9)^{n-2} & (x_9)^{n-3} & (x_9)^{n-4} & (x_9)^{n-5} & (x_9)^{n-6} & (x_9)^{n-7} & (x_9)^{n-8} & (x_9)^{n-9} & (x_9)^{n-10} & (x_9)^{n-11} & (x_9)^{n-12} & (x_9)^{n-13} & 1 \\ (x_{10})^{n-1} & (x_{10})^{n-2} & (x_{10})^{n-3} & (x_{10})^{n-4} & (x_{10})^{n-5} & (x_{10})^{n-6} & (x_{10})^{n-7} & (x_{10})^{n-8} & (x_{10})^{n-9} & (x_{10})^{n-10} & (x_{10})^{n-11} & (x_{10})^{n-12} & (x_{10})^{n-13} & 1 \\ (x_{11})^{n-1} & (x_{11})^{n-2} & (x_{11})^{n-3} & (x_{11})^{n-4} & (x_{11})^{n-5} & (x_{11})^{n-6} & (x_{11})^{n-7} & (x_{11})^{n-8} & (x_{11})^{n-9} & (x_{11})^{n-10} & (x_{11})^{n-11} & (x_{11})^{n-12} & (x_{11})^{n-13} & 1 \\ (x_{12})^{n-1} & (x_{12})^{n-2} & (x_{12})^{n-3} & (x_{12})^{n-4} & (x_{12})^{n-5} & (x_{12})^{n-6} & (x_{12})^{n-7} & (x_{12})^{n-8} & (x_{12})^{n-9} & (x_{12})^{n-10} & (x_{12})^{n-11} & (x_{12})^{n-12} & (x_{12})^{n-13} & 1 \\ (x_{13})^{n-1} & (x_{13})^{n-2} & (x_{13})^{n-3} & (x_{13})^{n-4} & (x_{13})^{n-5} & (x_{13})^{n-6} & (x_{13})^{n-7} & (x_{13})^{n-8} & (x_{13})^{n-9} & (x_{13})^{n-10} & (x_{13})^{n-11} & (x_{13})^{n-12} & (x_{13})^{n-13} & 1 \end{bmatrix}$$

Ponemos las condiciones de borde de la matriz de Vandermonde y encontramos el resultado del determinante de la matriz

$$|V_n| \neq 0 ;$$

$$|V_n| = -1.497 \times 10^{125}$$

$$i := 1..14 ; j := 1..14$$

$$A := |V_n|$$

$$A = \left[\prod_{i \neq j} (x_i - x_j) \right]$$

Obtenemos la matriz inversa de la matriz de Vandermonde:

$$(V_n)^{-1} =$$

0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1.598·10 ⁻¹⁵	-5.837·10 ⁻¹⁵	1.452·10 ⁻¹⁴	-2.599·10 ⁻¹⁴	3.442·10 ⁻¹⁴	-3.411·10 ⁻¹⁴	2.528·10 ⁻¹⁴	-1.381·10 ⁻¹⁴	5.375·10 ⁻¹⁵	-1.394·10 ⁻¹⁵	0
2	-1.808·10 ⁻¹⁴	2.336·10 ⁻¹³	-1.392·10 ⁻¹²	5.064·10 ⁻¹²	-1.255·10 ⁻¹¹	2.239·10 ⁻¹¹	-2.954·10 ⁻¹¹	2.917·10 ⁻¹¹	-2.154·10 ⁻¹¹	1.172·10 ⁻¹¹	-4.549·10 ⁻¹²	1.175·10 ⁻¹²	-1.705·10 ⁻¹³
3	9.675·10 ⁻¹²	-1.245·10 ⁻¹⁰	7.388·10 ⁻¹⁰	-2.678·10 ⁻⁹	6.616·10 ⁻⁹	-1.176·10 ⁻⁸	1.545·10 ⁻⁸	-1.521·10 ⁻⁸	1.119·10 ⁻⁸	-6.069·10 ⁻⁹	2.347·10 ⁻⁹	-6.044·10 ⁻¹⁰	8.74·10 ⁻¹¹
4	-3.522·10 ⁻⁹	4.513·10 ⁻⁸	-2.668·10 ⁻⁷	9.634·10 ⁻⁷	-2.371·10 ⁻⁶	4.197·10 ⁻⁶	-5.497·10 ⁻⁶	5.39·10 ⁻⁶	-3.953·10 ⁻⁶	2.137·10 ⁻⁶	-8.235·10 ⁻⁷	2.114·10 ⁻⁷	-3.047·10 ⁻⁸
5	9.212·10 ⁻⁷	-1.175·10 ⁻⁵	6.92·10 ⁻⁵	-2.489·10 ⁻⁴	6.101·10 ⁻⁴	-1.076·10 ⁻³	1.404·10 ⁻³	-1.372·10 ⁻³	1.003·10 ⁻³	-5.401·10 ⁻⁴	2.075·10 ⁻⁴	-5.309·10 ⁻⁵	7.629·10 ⁻⁶
6	-1.781·10 ⁻⁴	2.263·10 ⁻³	-0.013	0.048	-0.116	0.204	-0.265	0.258	-0.188	0.101	-0.039	9.854·10 ⁻³	-1.412·10 ⁻³
7	0.026	-0.326	1.902	-6.785	16.499	-28.874	37.402	-36.286	26.337	-14.094	5.38	-1.368	0.195
8	-2.792	36.127	-204.085	724.801	-1.755·10 ³	3.06·10 ³	-3.949·10 ³	3.817·10 ³	-2.761·10 ³	1.473·10 ³	-560.54	142.142	-20.248
9	223.487	-2.798·10 ³	1.618·10 ⁴	-5.72·10 ⁴	1.379·10 ⁵	-2.395·10 ⁵	3.079·10 ⁵	-2.967·10 ⁵	2.139·10 ⁵	-1.137·10 ⁵	4.315·10 ⁴	-1.091·10 ⁴	1.55·10 ³
10	-1.286·10 ⁴	1.601·10 ⁵	-9.211·10 ⁵	3.242·10 ⁶	-7.784·10 ⁶	1.346·10 ⁷	-1.724·10 ⁷	1.655·10 ⁷	-1.19·10 ⁷	6.306·10 ⁶	-2.386·10 ⁶	6.015·10 ⁵	-8.524·10 ⁴
11	5.031·10 ⁵	-6.23·10 ⁶	3.567·10 ⁷	-1.249·10 ⁸	2.987·10 ⁸	-5.145·10 ⁸	6.566·10 ⁸	-6.281·10 ⁸	4.499·10 ⁸	-2.378·10 ⁸	8.969·10 ⁷	-2.256·10 ⁷	3.188·10 ⁶
12	-1.201·10 ⁷	1.478·10 ⁸	-8.418·10 ⁸	2.934·10 ⁹	-6.985·10 ⁹	1.198·10 ¹⁰	-1.523·10 ¹⁰	1.452·10 ¹⁰	-1.037·10 ¹⁰	5.464·10 ⁹	-2.055·10 ⁹	5.156·10 ⁸	-7.27·10 ⁷

Obtenemos el valor de los coeficientes multiplicando la matriz inversa de Vandermonde por los datos de apertura del taqué:

$$X := (V_n)^{-1} \cdot y$$

$$X =$$

	0
0	0
1	0
2	2.886·10 ⁻¹⁴
3	-1.457·10 ⁻¹¹
4	4.987·10 ⁻⁹
5	-1.222·10 ⁻⁶
6	2.203·10 ⁻⁴
7	-0.03
8	2.958
9	-217.307
10	1.14·10 ⁴
11	-4.035·10 ⁵
12	8.637·10 ⁶
13	-8.427·10 ⁷

Con el valor de los coeficientes y sabiendo que el polinomio es de orden n-1 desarrollamos el polinomio que pasa por todos los catorce puntos analizados; debemos poner la restricción del polinomio para valores positivos.

$$h(\theta) \geq 0$$

$$h(\theta) := X_0 \cdot \theta^{13} + X_1 \cdot \theta^{12} + X_2 \cdot \theta^{11} + X_3 \cdot \theta^{10} + X_4 \cdot \theta^9 + X_5 \cdot \theta^8 + X_6 \cdot \theta^7 + X_7 \cdot \theta^6 + X_8 \cdot \theta^5 + X_9 \cdot \theta^4 + X_{10} \cdot \theta^3 + X_{11} \cdot \theta^2 + X_{12} \cdot \theta + X_{13}$$

(4.5)

Comprobamos que el polinomio de grado trece encontrado corresponda exactamente a los datos graficando el polinomio en función de θ :

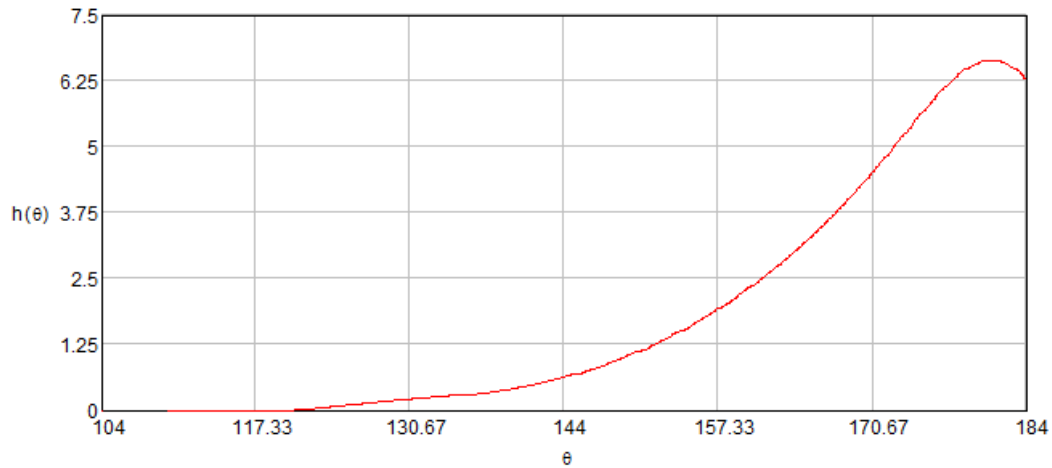


Figura 4.15: (Gráfica de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva)

Con la obtención del polinomio que se ajusta exactamente a todos los puntos obtenidos mediante el análisis realizado en Autocad podemos ver que al ser una curva encontrada mediante el polinomio el resultado final es mucho mejor, ya que la curva de giro de la leva en función de la apertura de Taqué posee menor cantidad de irregularidades, siendo la curva más estable y con menos picos, lo cual hace que nuestro análisis sea más exacto; al disponer de solo catorce puntos para analizar el comportamiento de toda la curva hubiesen quedado una curva irregular que más se asemeja a una unión de puntos que a una curva de movimiento. A continuación se detalla la comparación entre gráfica del ángulo de giro de la leva de admisión en función de la apertura del taqué realizada mediante la toma de los puntos y la gráfica del ángulo de giro de la leva en función de la apertura del taqué mediante el polinomio de grado trece $h(\theta)$.

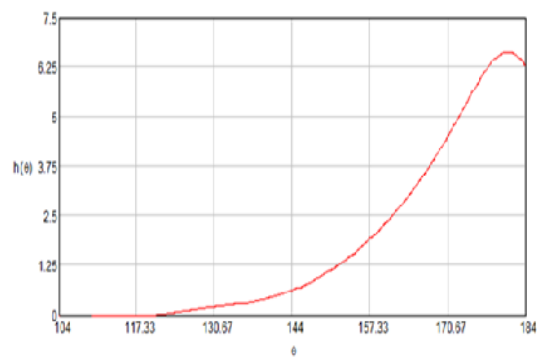
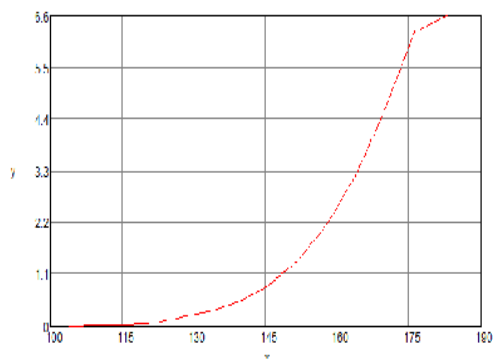


Figura 4.16: (Gráficas de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva)

Una vez determinado el polinomio que rige el movimiento del sistema podemos hallar las funciones y sus respectivas curvas de velocidad, aceleración y jerk del giro de la leva en función de la apertura del taqué, en las cuales podremos analizar si existen vibraciones peligrosas que puedan afectar a nuestro nuevo árbol de levas en su diseño.

Para hallar el polinomio que rija el ángulo de giro de la leva en función de la velocidad de apertura del taqué debemos derivar la ecuación (4.5) del movimiento $\frac{d}{d\theta}h(\theta) = V(\theta)$ en función del ángulo de giro de la leva:

$$(4.6)$$

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$v(\theta) := \left[(13 \cdot X_0) \cdot \theta^{12} + (12 \cdot X_1) \cdot \theta^{11} + (11 \cdot X_2) \cdot \theta^{10} + (10 \cdot X_3) \cdot \theta^9 + (9 \cdot X_4) \cdot \theta^8 + (8 \cdot X_5) \cdot \theta^7 + (7 \cdot X_6) \cdot \theta^6 + (6 \cdot X_7) \cdot \theta^5 + (5 \cdot X_8) \cdot \theta^4 + (4 \cdot X_9) \cdot \theta^3 + (3 \cdot X_{10}) \cdot \theta^2 + (2 \cdot X_{11}) \cdot \theta + X_{12} \right]$$

El polinomio resultante $V(\theta)$ es el polinomio de la velocidad apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de velocidad angular:

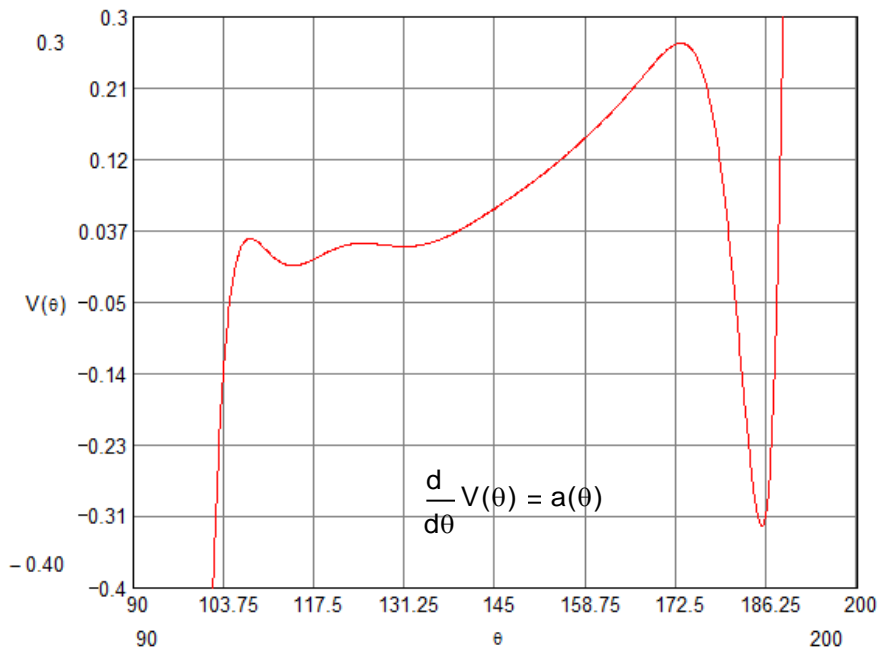


Figura 4.17: (Velocidad de apertura del taqué en función del ángulo del giro de la leva en admisión $V(\theta)$)

Analizando la gráfica podemos ver que las variaciones angulares de la velocidad no son elevadas, lo cual indica un correcto diseño del árbol de levas estándar del motor K10A del Alto. Este es un buen punto de partida para luego realizar el mismo análisis con las levas modificadas. La mayor variación es de 0.10 mm/rad^2 .

Al igual que para encontrar el polinomio que rige el movimiento angular; si derivamos la ecuación (4.6) en función del ángulo de giro de la leva encontraremos el polinomio que rige la aceleración, de la siguiente forma:

$$(4.7)$$

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$a(\theta) := \left[(156 \cdot X_0) \cdot \theta^{11} + (132X_1) \cdot \theta^{10} + (110X_2) \cdot \theta^9 + (90X_3) \cdot \theta^8 + (72X_4) \cdot \theta^7 + (56X_5) \cdot \theta^6 + (42X_6) \cdot \theta^5 + (30X_7) \cdot \theta^4 + (20X_8) \cdot \theta^3 + (12X_9) \cdot \theta^2 + (6X_{10}) \cdot \theta + (2 \cdot X_{11}) \right]$$

El polinomio resultante $a(\theta)$ es el polinomio de la aceleración de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de aceleración:

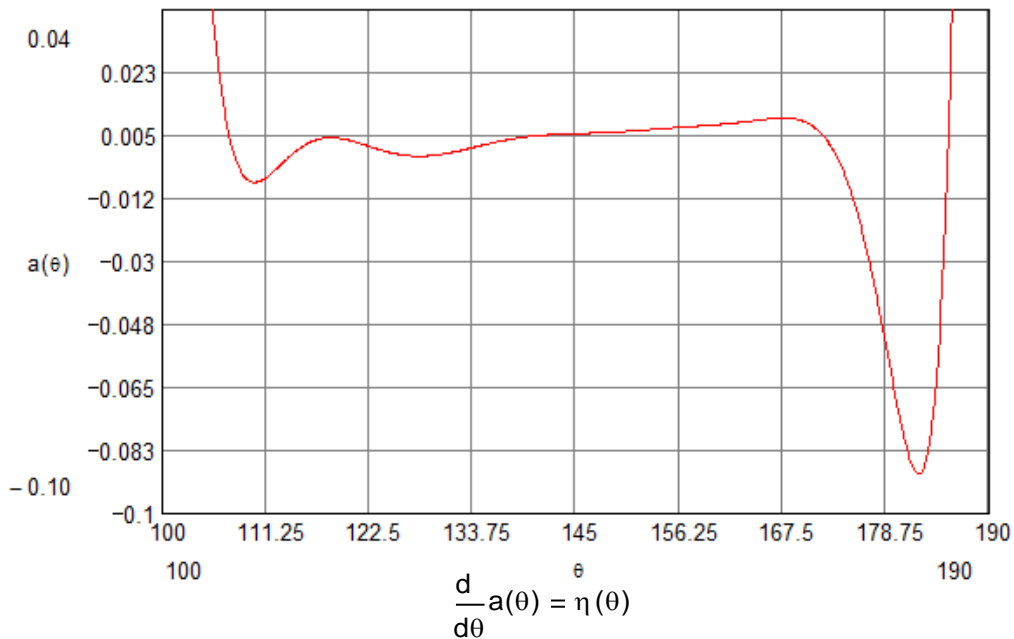


Figura 4.18: (Aceleración de $\eta(\theta) = \text{Jerk}$ apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en admisión $a(\theta)$)

$$\eta(\theta) := \left[(1716 \cdot X_0) \cdot \theta^{10} + (1320X_1) \cdot \theta^9 + (990X_2) \cdot \theta^8 + (720X_3) \cdot \theta^7 + (504 \cdot X_4) \cdot \theta^6 + (336X_5) \cdot \theta^5 + (210X_6) \cdot \theta^4 + (120X_7) \cdot \theta^3 + (60X_8) \cdot \theta^2 + (24X_9) \cdot \theta + (3 \cdot 2X_{10}) \right]$$

En la gráfica podemos ver que la variación vista en la gráfica de velocidad disminuye; ya que en la aceleración podemos ver que el pico más grande de variación que se da cuando la leva está a punto de llegar a la apertura máxima del taqué. El valor es de 0.085 mm/rad², lo cual nos indica el movimiento armónico que se realiza en la apertura y cierre de las válvulas.

Para concluir el análisis de movimiento de la leva de admisión tenemos que ver la variación instantánea de la aceleración, más conocida como Jerk, con la que se podrá analizar si es que existen vibraciones en el movimiento del árbol por la apertura del taqué; para esto debemos derivar la ecuación polinomial de la aceleración (4.7) en función del giro del árbol:

(4.8)

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

Y con el resultado del polinomio podemos graficar la aceleración instantánea del árbol de levas de admisión:

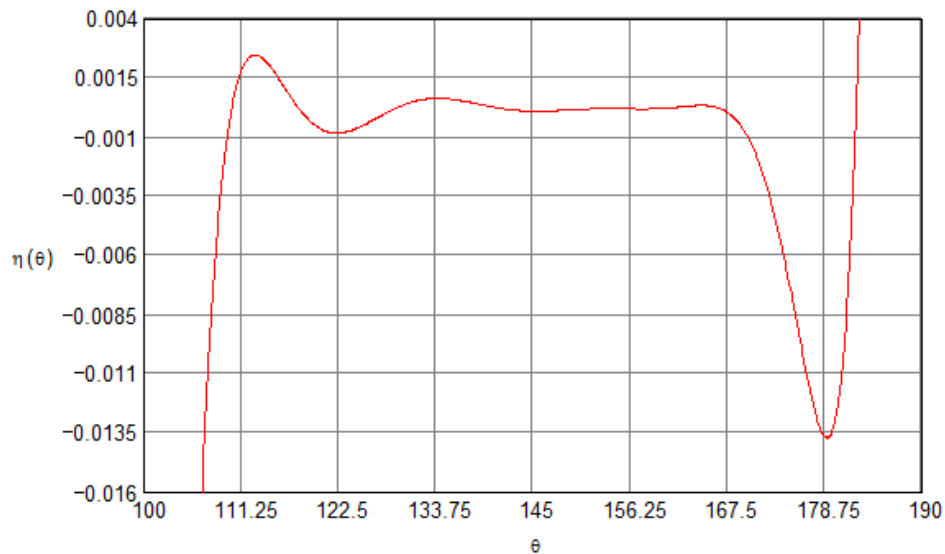


Figura 4.19: (Aceleración instantánea de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en admisión $\eta(\theta)$)

Con la gráfica del Jerk podemos sacar varias conclusiones. Al ser dos levas a la vez las que actúan sobre cada taqué, podremos decir que la vibración causada por el movimiento del árbol directamente será el doble de la gráfica analizada, al ser similar el movimiento del árbol con respecto a cada leva, a la distancia entre las levas y a los cojinetes del árbol, podemos decir que todos los cojinetes sufrirán por igual la vibración producida por la apertura y cierre de las válvulas, lo que quiere decir que en base al máximo valor calculado mediante el polinomio que rige el Jerk de las levas podremos saber qué valor en mm/rad^3 es capaz de soportar nuestro árbol de levas de admisión con perfiles modificados. El valor de 0.0135 mm/rad^3 nos demuestra claramente que la vibración producida por la apertura de válvulas es mínima, ya que el árbol trabaja a altas revoluciones, por lo cual el valor de Jerk máximo para nuestro árbol de admisión modificado debe ser un valor similar.

Una vez conocidos los valores del Jerk para el árbol de levas de admisión debemos realizar el mismo procedimiento para el árbol de levas de escape:

Ingresamos los datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de las levas del árbol de escape:

Ingresamos la cantidad de datos:

Desarrollamos la matriz de Vandermonde de grado n:

$x :=$	$\begin{pmatrix} 104 \\ 110 \\ 116 \\ 122 \\ 128 \\ 134 \\ 140 \\ 146 \\ 152 \\ 158 \\ 164 \\ 170 \\ 176 \\ 182 \end{pmatrix}$	$y :=$	$\begin{pmatrix} 0.01 \\ 0.02 \\ 0.07 \\ 0.15 \\ 0.32 \\ 0.47 \\ 0.72 \\ 1.13 \\ 1.73 \\ 2.56 \\ 3.64 \\ 4.99 \\ 6.28 \\ 6.85 \end{pmatrix}$	matriz de Vandermonde de
--------	--	--------	--	--------------------------

$$V_n := \begin{bmatrix} (x_0)^{n-1} & (x_0)^{n-2} & (x_0)^{n-3} & (x_0)^{n-4} & (x_0)^{n-5} & (x_0)^{n-6} & (x_0)^{n-7} & (x_0)^{n-8} & (x_0)^{n-9} & (x_0)^{n-10} & (x_0)^{n-11} & (x_0)^{n-12} & (x_0)^{n-13} & 1 \\ (x_1)^{n-1} & (x_1)^{n-2} & (x_1)^{n-3} & (x_1)^{n-4} & (x_1)^{n-5} & (x_1)^{n-6} & (x_1)^{n-7} & (x_1)^{n-8} & (x_1)^{n-9} & (x_1)^{n-10} & (x_1)^{n-11} & (x_1)^{n-12} & (x_1)^{n-13} & 1 \\ (x_2)^{n-1} & (x_2)^{n-2} & (x_2)^{n-3} & (x_2)^{n-4} & (x_2)^{n-5} & (x_2)^{n-6} & (x_2)^{n-7} & (x_2)^{n-8} & (x_2)^{n-9} & (x_2)^{n-10} & (x_2)^{n-11} & (x_2)^{n-12} & (x_2)^{n-13} & 1 \\ (x_3)^{n-1} & (x_3)^{n-2} & (x_3)^{n-3} & (x_3)^{n-4} & (x_3)^{n-5} & (x_3)^{n-6} & (x_3)^{n-7} & (x_3)^{n-8} & (x_3)^{n-9} & (x_3)^{n-10} & (x_3)^{n-11} & (x_3)^{n-12} & (x_3)^{n-13} & 1 \\ (x_4)^{n-1} & (x_4)^{n-2} & (x_4)^{n-3} & (x_4)^{n-4} & (x_4)^{n-5} & (x_4)^{n-6} & (x_4)^{n-7} & (x_4)^{n-8} & (x_4)^{n-9} & (x_4)^{n-10} & (x_4)^{n-11} & (x_4)^{n-12} & (x_4)^{n-13} & 1 \\ (x_5)^{n-1} & (x_5)^{n-2} & (x_5)^{n-3} & (x_5)^{n-4} & (x_5)^{n-5} & (x_5)^{n-6} & (x_5)^{n-7} & (x_5)^{n-8} & (x_5)^{n-9} & (x_5)^{n-10} & (x_5)^{n-11} & (x_5)^{n-12} & (x_5)^{n-13} & 1 \\ (x_6)^{n-1} & (x_6)^{n-2} & (x_6)^{n-3} & (x_6)^{n-4} & (x_6)^{n-5} & (x_6)^{n-6} & (x_6)^{n-7} & (x_6)^{n-8} & (x_6)^{n-9} & (x_6)^{n-10} & (x_6)^{n-11} & (x_6)^{n-12} & (x_6)^{n-13} & 1 \\ (x_7)^{n-1} & (x_7)^{n-2} & (x_7)^{n-3} & (x_7)^{n-4} & (x_7)^{n-5} & (x_7)^{n-6} & (x_7)^{n-7} & (x_7)^{n-8} & (x_7)^{n-9} & (x_7)^{n-10} & (x_7)^{n-11} & (x_7)^{n-12} & (x_7)^{n-13} & 1 \\ (x_8)^{n-1} & (x_8)^{n-2} & (x_8)^{n-3} & (x_8)^{n-4} & (x_8)^{n-5} & (x_8)^{n-6} & (x_8)^{n-7} & (x_8)^{n-8} & (x_8)^{n-9} & (x_8)^{n-10} & (x_8)^{n-11} & (x_8)^{n-12} & (x_8)^{n-13} & 1 \\ (x_9)^{n-1} & (x_9)^{n-2} & (x_9)^{n-3} & (x_9)^{n-4} & (x_9)^{n-5} & (x_9)^{n-6} & (x_9)^{n-7} & (x_9)^{n-8} & (x_9)^{n-9} & (x_9)^{n-10} & (x_9)^{n-11} & (x_9)^{n-12} & (x_9)^{n-13} & 1 \\ (x_{10})^{n-1} & (x_{10})^{n-2} & (x_{10})^{n-3} & (x_{10})^{n-4} & (x_{10})^{n-5} & (x_{10})^{n-6} & (x_{10})^{n-7} & (x_{10})^{n-8} & (x_{10})^{n-9} & (x_{10})^{n-10} & (x_{10})^{n-11} & (x_{10})^{n-12} & (x_{10})^{n-13} & 1 \\ (x_{11})^{n-1} & (x_{11})^{n-2} & (x_{11})^{n-3} & (x_{11})^{n-4} & (x_{11})^{n-5} & (x_{11})^{n-6} & (x_{11})^{n-7} & (x_{11})^{n-8} & (x_{11})^{n-9} & (x_{11})^{n-10} & (x_{11})^{n-11} & (x_{11})^{n-12} & (x_{11})^{n-13} & 1 \\ (x_{12})^{n-1} & (x_{12})^{n-2} & (x_{12})^{n-3} & (x_{12})^{n-4} & (x_{12})^{n-5} & (x_{12})^{n-6} & (x_{12})^{n-7} & (x_{12})^{n-8} & (x_{12})^{n-9} & (x_{12})^{n-10} & (x_{12})^{n-11} & (x_{12})^{n-12} & (x_{12})^{n-13} & 1 \\ (x_{13})^{n-1} & (x_{13})^{n-2} & (x_{13})^{n-3} & (x_{13})^{n-4} & (x_{13})^{n-5} & (x_{13})^{n-6} & (x_{13})^{n-7} & (x_{13})^{n-8} & (x_{13})^{n-9} & (x_{13})^{n-10} & (x_{13})^{n-11} & (x_{13})^{n-12} & (x_{13})^{n-13} & 1 \end{bmatrix}$$

Ponemos las condiciones de borde de la matriz de Vandermonde y encontramos el resultado del determinante de la matriz

Obtenemos la matriz inversa de la matriz de Vandermonte:

$$|V_n| \neq 0 ;$$

$$|V_n| = -4.721 \times 10^{124}$$

$$i := 1..14 ; j := 1..14$$

$$A := |V_n|$$

$$A = \left[\prod_{i \neq j} (x_i - x_j) \right]$$

$$(V_n)^{-1} =$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1.989·10 ⁻¹⁵	-7.251·10 ⁻¹⁵	1.802·10 ⁻¹⁴	-3.226·10 ⁻¹⁴	4.277·10 ⁻¹⁴	-4.254·10 ⁻¹⁴	3.173·10 ⁻¹⁴	-1.754·10 ⁻¹⁴	6.979·10 ⁻¹⁵	-1.894·10 ⁻¹⁵	0	0
2	-2.254·10 ⁻¹⁴	2.903·10 ⁻¹³	-1.726·10 ⁻¹²	6.273·10 ⁻¹²	-1.554·10 ⁻¹¹	2.774·10 ⁻¹¹	-3.667·10 ⁻¹¹	3.636·10 ⁻¹¹	-2.705·10 ⁻¹¹	1.49·10 ⁻¹¹	-5.912·10 ⁻¹²	1.599·10 ⁻¹²	-2.645·10 ⁻¹³	2.018·10 ⁻¹⁴
3	1.2·10 ⁻¹¹	-1.54·10 ⁻¹⁰	9.131·10 ⁻¹⁰	-3.308·10 ⁻⁹	8.173·10 ⁻⁹	-1.454·10 ⁻⁸	1.916·10 ⁻⁸	-1.895·10 ⁻⁸	1.405·10 ⁻⁸	-7.718·10 ⁻⁹	3.053·10 ⁻⁹	-8.237·10 ⁻¹⁰	1.358·10 ⁻¹⁰	-1.033·10 ⁻¹¹
4	-4.345·10 ⁻⁹	5.561·10 ⁻⁸	-3.286·10 ⁻⁷	1.187·10 ⁻⁶	-2.922·10 ⁻⁶	5.183·10 ⁻⁶	-6.81·10 ⁻⁶	6.713·10 ⁻⁶	-4.963·10 ⁻⁶	2.719·10 ⁻⁶	-1.072·10 ⁻⁶	2.885·10 ⁻⁷	-4.743·10 ⁻⁸	3.6·10 ⁻⁹
5	1.131·10 ⁻⁶	-1.442·10 ⁻⁵	8.493·10 ⁻⁵	-3.057·10 ⁻⁴	7.504·10 ⁻⁴	-1.327·10 ⁻³	1.738·10 ⁻³	-1.708·10 ⁻³	1.259·10 ⁻³	-6.878·10 ⁻⁴	2.705·10 ⁻⁴	-7.258·10 ⁻⁵	1.19·10 ⁻⁵	-9.01·10 ⁻⁷
6	-2.175·10 ⁻⁴	2.765·10 ⁻³	-0.016	0.058	-0.142	0.251	-0.328	0.321	-0.236	0.129	-0.05	0.013	-2.207·10 ⁻³	1.667·10 ⁻⁴
7	0.031	-0.397	2.318	-8.287	20.207	-35.497	46.211	-45.141	33.087	-17.973	7.032	-1.877	0.306	-0.023
8	-3.376	42.563	-247.877	882.832	-2.145·10 ³	3.756·10 ³	-4.875·10 ³	4.748·10 ³	-3.47·10 ³	1.88·10 ³	-733.601	195.306	-31.792	2.39
9	268.934	-3.376·10 ³	1.958·10 ⁴	-6.949·10 ⁴	1.683·10 ⁵	-2.936·10 ⁵	3.799·10 ⁵	-3.689·10 ⁵	2.689·10 ⁵	-1.453·10 ⁵	5.655·10 ⁴	-1.502·10 ⁴	2.439·10 ³	-182.952
10	-1.539·10 ⁴	1.924·10 ⁵	-1.111·10 ⁶	3.928·10 ⁶	-9.477·10 ⁶	1.648·10 ⁷	-2.126·10 ⁷	2.058·10 ⁷	-1.496·10 ⁷	8.061·10 ⁶	-3.13·10 ⁶	8.295·10 ⁵	-1.344·10 ⁵	1.006·10 ⁴
11	5.995·10 ⁵	-7.457·10 ⁶	4.289·10 ⁷	-1.51·10 ⁸	3.629·10 ⁸	-6.291·10 ⁸	8.087·10 ⁸	-7.807·10 ⁸	5.659·10 ⁸	-3.042·10 ⁸	1.179·10 ⁸	-3.116·10 ⁷	5.039·10 ⁶	-3.785·10 ⁵
12	-1.424·10 ⁷	1.762·10 ⁸	-1.009·10 ⁹	3.537·10 ⁹	-8.471·10 ⁹	1.463·10 ¹⁰	-1.875·10 ¹⁰	1.805·10 ¹⁰	-1.305·10 ¹⁰	6.997·10 ⁹	-2.705·10 ⁹	7.136·10 ⁸	-1.152·10 ⁸	8.588·10 ⁶
13	1.558·10 ⁸	-1.917·10 ⁹	1.093·10 ¹⁰	-3.814·10 ¹⁰	9.1·10 ¹⁰	-1.567·10 ¹¹	2.001·10 ¹¹	-1.921·10 ¹¹	1.385·10 ¹¹	-7.409·10 ¹⁰	2.857·10 ¹⁰	-7.523·10 ⁹	1.212·10 ⁹	-9.021·10 ⁷

Obtenemos el valor de los coeficientes multiplicando la matriz inversa de Vandermonde por los datos de apertura del taqué:

$$X := (V_n)^{-1} \cdot y$$

$$X =$$

	0
0	0
1	0
2	-1.263·10 ⁻¹³
3	6.809·10 ⁻¹¹
4	-2.495·10 ⁻⁸
5	6.561·10 ⁻⁶
6	-1.274·10 ⁻³
7	0.185
8	-20.065
9	1.608·10 ³
10	-9.243·10 ⁴
11	3.611·10 ⁶
12	-8.594·10 ⁷
13	9.409·10 ⁸

Con el valor de los coeficientes y sabiendo que el polinomio es de orden n-1 desarrollamos el polinomio que pasa por todos los catorce puntos analizados; debemos poner la restricción del polinomio para valores positivos:

$$h(\theta) \geq 0$$

Comprobamos que el polinomio de grado trece encontrado corresponda exactamente a los datos graficando el polinomio en función de θ :

$$h(\theta) := X_0 \cdot \theta^{13} + X_1 \cdot \theta^{12} + X_2 \cdot \theta^{11} + X_3 \cdot \theta^{10} + X_4 \cdot \theta^9 + X_5 \cdot \theta^8 + X_6 \cdot \theta^7 + X_7 \cdot \theta^6 + X_8 \cdot \theta^5 + X_9 \cdot \theta^4 + X_{10} \cdot \theta^3 + X_{11} \cdot \theta^2 + X_{12} \cdot \theta + X_{13}$$

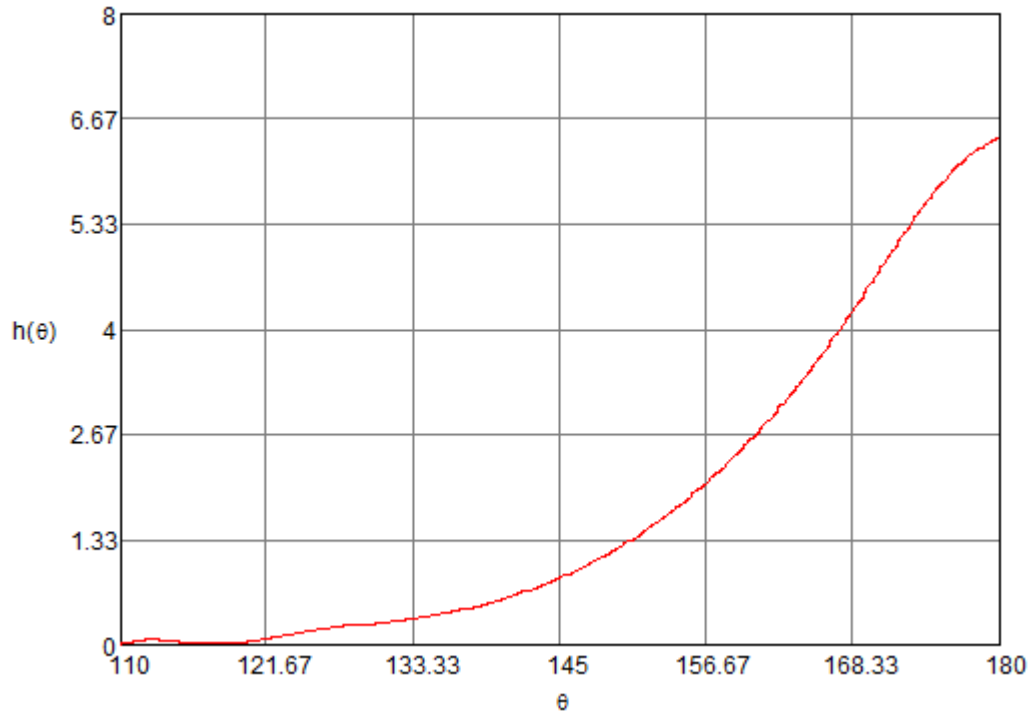


Figura 4.20: (Gráfica de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en escape $h(\theta)$)

Al igual que en eje de levas de admisión, una vez obtenido el polinomio que se ajusta exactamente a todos los puntos obtenidos mediante el análisis realizado en Autocad podemos ver que al ser una curva encontrada mediante el polinomio el resultado final es mucho mejor, ya que la curva de giro de la leva en función de la apertura de Taqué posee menor cantidad de irregularidades, siendo la curva más estable y con menos picos, lo cual hace que nuestro análisis sea más exacto, ya que al disponer de solo catorce puntos para analizar el comportamiento de toda la curva hubiesen quedado una curva irregular que más se asemeja a una unión de puntos que a una curva de movimiento. Esto lo podemos ver más claramente comparando las dos gráficas:

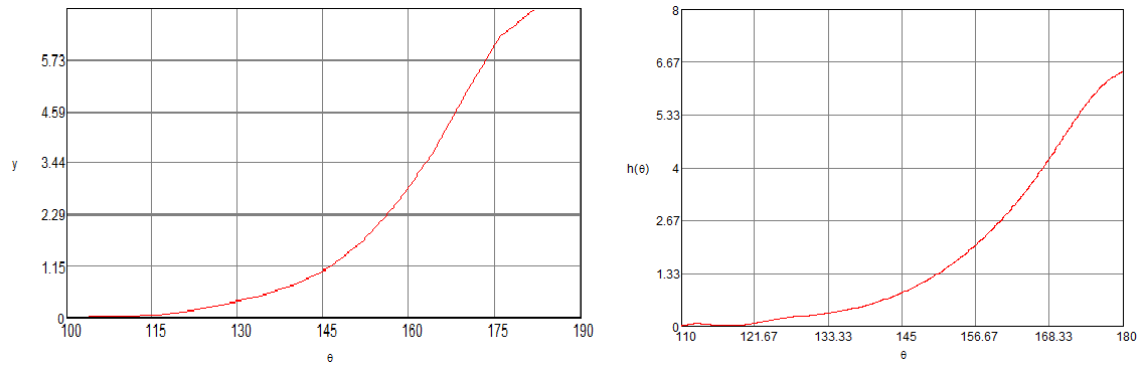


Figura 4.21: (Gráficas de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en escape)

En el caso de las curvas de escape, podemos observar dos particularidades, la primera es que en la parte inferior de la gráfica polinomial encontramos cierta irregularidad en el perfil de la curva, esto se debe a que los datos tomados mediante el procedimiento de Autocad, no son totalmente exactos, lo que produjo irregularidades en la curva polinomial. El resultado final no se ve afectado ya que la mayor variación en todas las curvas se produce en la parte final de la curva, es decir, en la parte superior de la curva que indica el momento de apertura máxima, en donde en cambio, el resultado es más uniforme. Con esto los resultados de las siguientes gráficas del árbol de levas de escape son aptos para análisis.

Para hallar el polinomio que rija la velocidad angular de la leva en función de la velocidad de apertura del taqué debemos derivar la ecuación del movimiento en función del ángulo de giro de la leva:

$$\frac{d}{d\theta} h(\theta) = V(\theta)$$

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$V(\theta) := \left[(13 \cdot X_0) \cdot \theta^{12} + (12 \cdot X_1) \cdot \theta^{11} + (11 \cdot X_2) \cdot \theta^{10} + (10 \cdot X_3) \cdot \theta^9 + (9 \cdot X_4) \cdot \theta^8 + (8 \cdot X_5) \cdot \theta^7 + (7 \cdot X_6) \cdot \theta^6 + (6 \cdot X_7) \cdot \theta^5 + (5 \cdot X_8) \cdot \theta^4 + (4 \cdot X_9) \cdot \theta^3 + (3 \cdot X_{10}) \cdot \theta^2 + (2 \cdot X_{11}) \cdot \theta + X_{12} \right]$$

El polinomio resultante $\omega(\theta)$ es el polinomio de la velocidad de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de velocidad:

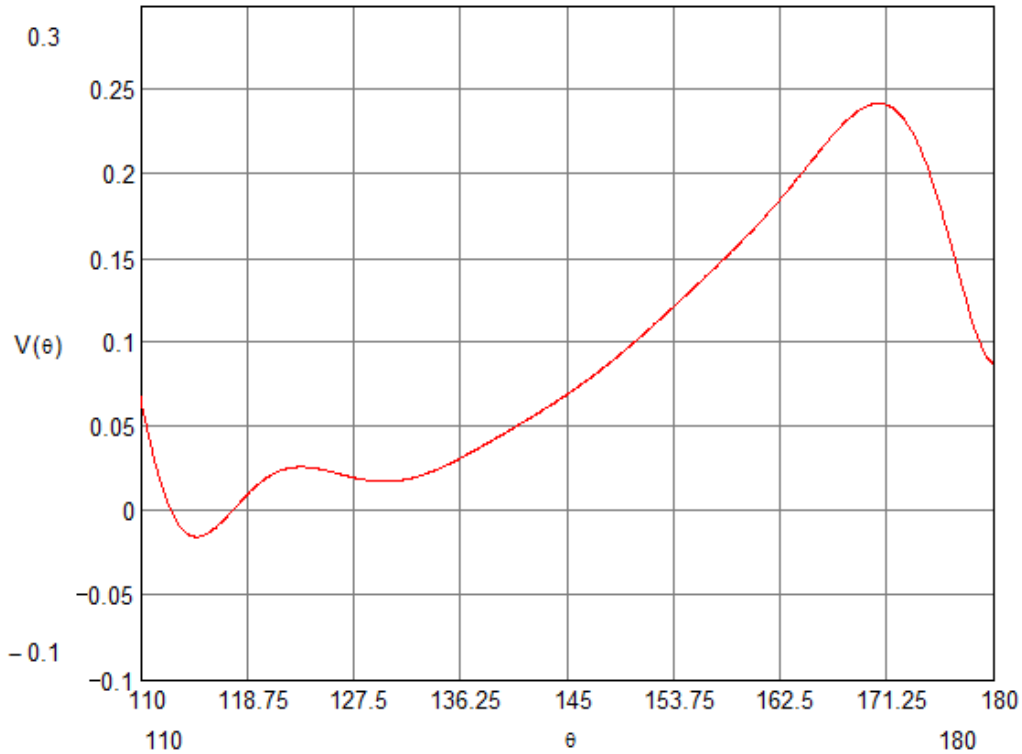


Figura 4.22: (Velocidad de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en escape $\omega(\theta)$)

Analizando la gráfica podemos ver que las variaciones de la velocidad no son elevadas, lo cual indica un correcto diseño del árbol de levas estándar del motor K10A del Alto. Este es un buen punto de partida para luego realizar el mismo análisis con las levas modificadas. La mayor variación es de 0.22 mm/rad².

Al igual que para encontrar el movimiento; si lo derivamos en $\frac{d}{d\theta} V(\theta) = a(\theta)$ de la leva encontraremos el $\frac{d^2}{d\theta^2}$ de la aceleración angular, de la siguiente forma:

polinomio que rige el función del ángulo de giro polinomio que rige la

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

El polinomio resultante $\alpha(\theta)$ es el polinomio de la aceleración de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de aceleración:

$$a(\theta) := \left[(156 \cdot X_0) \cdot \theta^{11} + (132X_1) \cdot \theta^{10} + (110X_2) \cdot \theta^9 + (90X_3) \cdot \theta^8 + (72X_4) \cdot \theta^7 + (56X_5) \cdot \theta^6 + (42X_6) \cdot \theta^5 + (30X_7) \cdot \theta^4 + (20X_8) \cdot \theta^3 + (12X_9) \cdot \theta^2 + (6X_{10}) \cdot \theta + (2 \cdot X_{11}) \right]$$

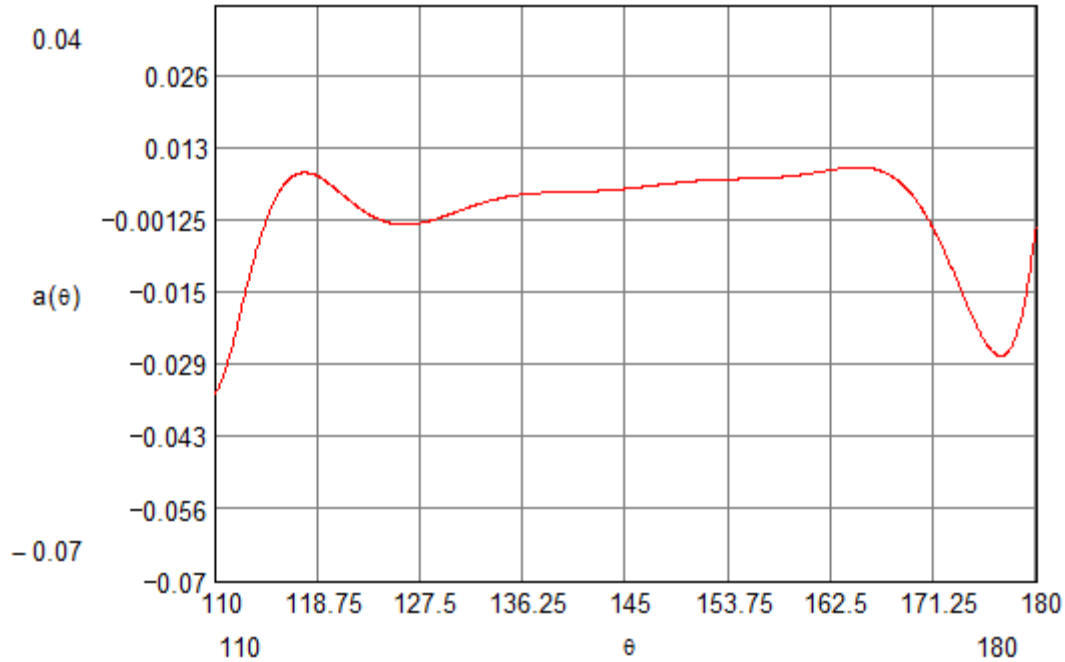


Figura 4.23: (Aceleración de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en escape $\alpha(\theta)$)

En la gráfica podemos ver que la variación vista en la gráfica de velocidad angular disminuye; ya que en la aceleración angular podemos ver que el pico más grande de variación que se da cuando la leva está a punto de llegar a la apertura máxima del taqué. El valor es de 0.029 mm/rad², lo cual nos indica el movimiento armónico que se realiza en la apertura y cierre de las válvulas.

Para concluir el análisis de movimiento de la leva de escape tenemos que ver la variación instantánea de la aceleración, más conocida como Jerk, con la que se podrá analizar si es que existen vibraciones en el movimiento del árbol por la apertura del taqué; para esto debemos derivar la ecuación polinomial de la aceleración angular en función del giro del árbol:

$$\eta(\theta) = \text{Jerk}$$

$$\frac{d}{d\theta} a(\theta) = \eta(\theta)$$

Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$\eta(\theta) := \left[(1716 \cdot X_0) \cdot \theta^{10} + (1320 X_1) \cdot \theta^9 + (990 X_2) \cdot \theta^8 + (720 X_3) \cdot \theta^7 + (504 \cdot X_4) \cdot \theta^6 + (336 X_5) \cdot \theta^5 + (210 X_6) \cdot \theta^4 + (120 X_7) \cdot \theta^3 + (60 X_8) \cdot \theta^2 + (24 X_9) \cdot \theta + (3 \cdot 2 X_{10}) \right]$$

Y con el resultado del polinomio podemos graficar la aceleración instantánea del árbol de levas de escape:

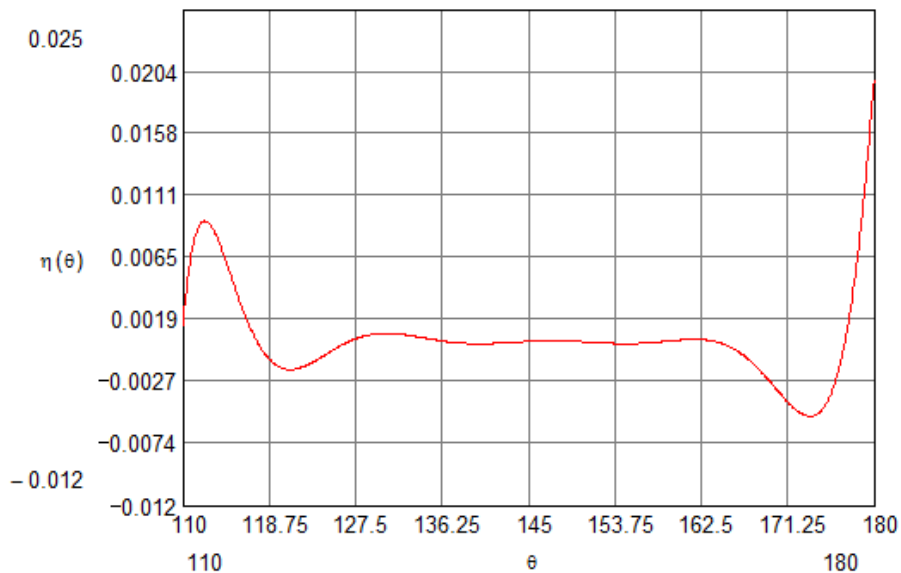


Figura 4.24: (Aceleración instantánea de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva en escape $\eta(\theta)$)

Con la gráfica del Jerk podemos sacar varias conclusiones. Al ser dos levas a la vez las que actúan sobre cada taqué, podremos decir que la vibración causada por el movimiento del árbol directamente será el doble de la gráfica analizada, al ser similar el movimiento del árbol con respecto a cada leva, a la distancia entre las levas y a los cojinetes del árbol, podemos decir que todos los cojinetes sufrirán por igual la vibración producida por la apertura y cierre de las válvulas, lo que quiere decir que en base al máximo valor calculado mediante el polinomio que rige el Jerk de las levas podremos saber qué valor en mm/rad^3 es capaz de soportar nuestro árbol de levas de escape con perfiles

modificados. El valor de 0.006 mm/rad^3 nos demuestra claramente que la vibración producida por la apertura de válvulas es mínima, ya que el árbol trabaja a altas revoluciones, por lo cual el valor de Jerk máximo para nuestro árbol de escape modificado debe ser un valor similar.

4.2.2. Análisis Dinámico

Una vez determinados las curvas que rigen el movimiento cinemático de las levas estándar, podemos analizar la parte dinámica de los árboles de levas, para lo cual debemos determinar qué factores son los que inciden directamente en el estudio dinámico de nuestros ejes. Sabemos que las fuerzas que actúan sobre el árbol de levas inciden directamente sobre las levas de los ejes, las reacciones generadas por la apertura y cierre de las válvulas y la resistencia de amortiguación de los muelles actúan directamente sobre la pista de la leva. Entonces debemos realizar un diagrama de cuerpo libre de la leva y el seguidor para determinar las fuerzas generadas por el sistema:

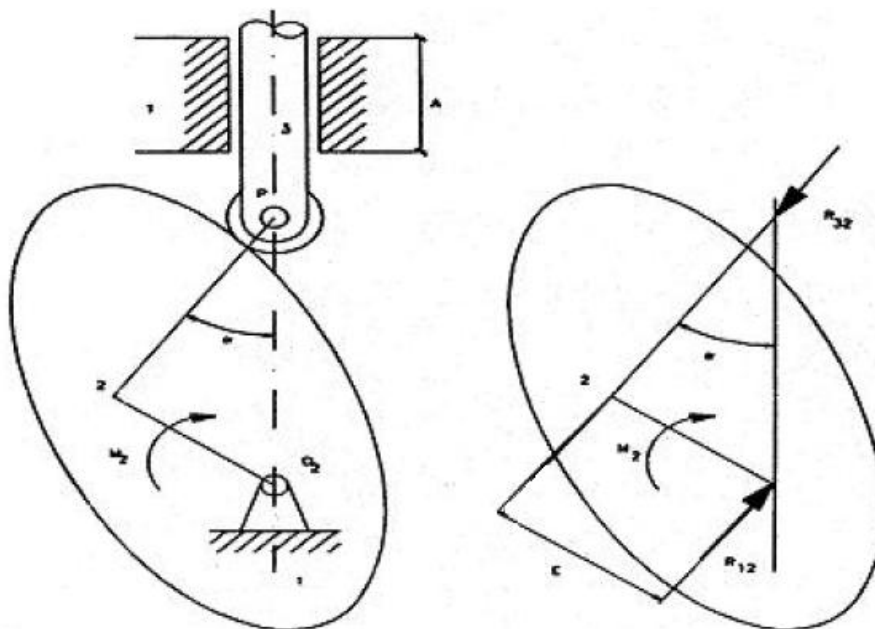


Figura 4.25: (Diagrama de cuerpo libre del sistema leva – seguidor)

Como resultado del análisis podemos ver dos puntos importantes, primero que existen dos reacciones sobre la leva, la primera es de la interacción entre la

leva y el seguidor R_{32} y la segunda va directamente hacia el centro de giro de la leva R_{12} . Tenemos además un momento flector M_2 como resultado del giro del sistema.

Para el seguidor (en nuestro caso el propulsor o Taqué) el diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

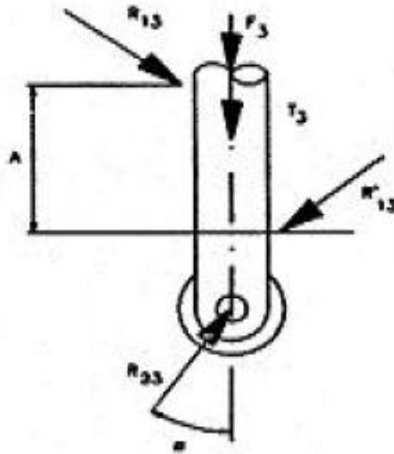


Figura 4.26: (Diagrama de cuerpo libre del seguidor)

En el seguidor, las fuerzas a la que está sometida son: T_3 representa la fuerza que tiende a producir el apriete del seguidor sobre la leva, que normalmente se produce por el esfuerzo del resorte que garantiza el contacto propulsor – leva, normalmente de la forma como indica la siguiente ecuación:

$$T_3 = k (c + y)$$

(4.9)

F_3 Es el esfuerzo de inercia de la varilla que actúa en la dirección de T_3 , si bien el sentido puede ser el mismo o no, designamos al vector L como la suma de ambos como se indica en la ecuación:

$$\vec{L} = \vec{T}_3 + \vec{F}_3$$

(4.10)

R_{13} y R'_{13} representan las reacciones de la guía sobre el propulsor y R_{23} la acción de la leva sobre el propulsor. Para que la leva esté en equilibrio se igualan las fuerzas a cero como indicamos a continuación:

$$\begin{aligned}\vec{R}_{32} + \vec{R}_{12} &= 0 \\ \vec{R}_{32} &= -\vec{R}_{12} \\ M_2 + R_{32}C &= 0 \\ R_{32} &= -\frac{M_2}{C} = -\frac{M_2}{r \operatorname{sen} \alpha}; r = O_2P\end{aligned}$$

(4.11)

Para que el propulsor esté en equilibrio debe cumplirse:

$$\vec{L} + \vec{R}_{13} + \vec{R}'_{13} + \vec{R}_{23} = 0$$

(4.12)

De lo cual analizando que $-R_{32} = R_{23} = \frac{M_2}{r \operatorname{sen} \alpha}$ y las direcciones de R_{13} , R'_{13} y L ,

podemos darnos cuenta de que para que el sistema se encuentre en equilibrio y poder resolver la ecuación debemos localizar el punto N, el cual es la intersección de las direcciones de R_{13} y R'_{13} . Mediante el polígono de fuerzas resultante podemos ver que el seguidor se encuentra en equilibrio.

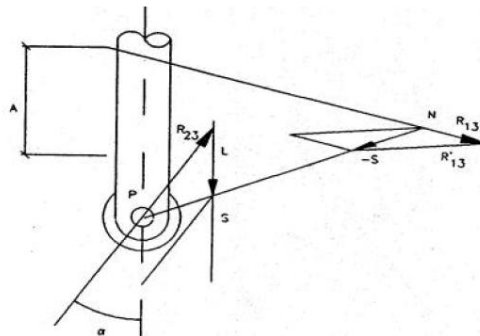


Figura 4.27: (Diagrama de fuerzas en el seguidor)

Considerando que el momento de L respecto de N ha de ser igual y en sentido contrario al de R_{23} , si R_{23} pasa muy cerca de N (o por el mismo punto N), cualquiera que sea L la reacción R_{23} tendrá que ser muy grande (o infinita). Como consecuencia el par que debemos aplicar a la leva deberá ser muy grande ya que cuanto mayor sea α mayor será el momento necesario para

que la leva pueda moverse. Que la reacción R_{23} pase por N representa una posición límite, denominada de auto retención, de la cual no es posible pasar. Aunque no se llegue a esta restricción los valores del ángulo α (ángulo de presión) no pueden ser muy altos pues se necesitarían pares de desplazamiento altos para que el sistema funcione.

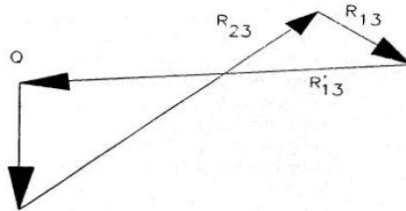


Figura 4.28: (Polígono de fuerzas en el seguidor)

Para nuestro caso, es primordial analizar el valor del ángulo de presión, ya que en el nuevo diseño de nuestro árbol de levas la modificación que vamos a realizar será la del perfil de la leva, por lo cual el ángulo de presión puede verse modificado comprometiendo nuestro diseño.

El ángulo de presión (para nuestros cálculos lo conoceremos como ϕ); es el comprendido entre la vertical y el vector que va desde el centro del seguidor al centro del radio de curvatura instantáneo de la leva, este vector se denomina normal común y representa la línea de acción de la fuerza de contacto entre la válvula y la y la leva. Éste ángulo no puede ser superior a 35 grados, ya que si el ángulo es mayor podría producirse atascos entre la leva y el propulsor por lo señalado anteriormente.

El ángulo de presión puede ser calculado mediante la siguiente expresión, donde ε es la excentricidad; que es la distancia desde el centro de rotación de la leva a la dirección de deslizamiento del seguidor, la cual para nuestro cálculo es cero. R_p es el radio primario de la leva.

(4.13)

$$\phi(\theta) := \operatorname{atan} \left(\frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon}{h(\theta) + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \right)$$

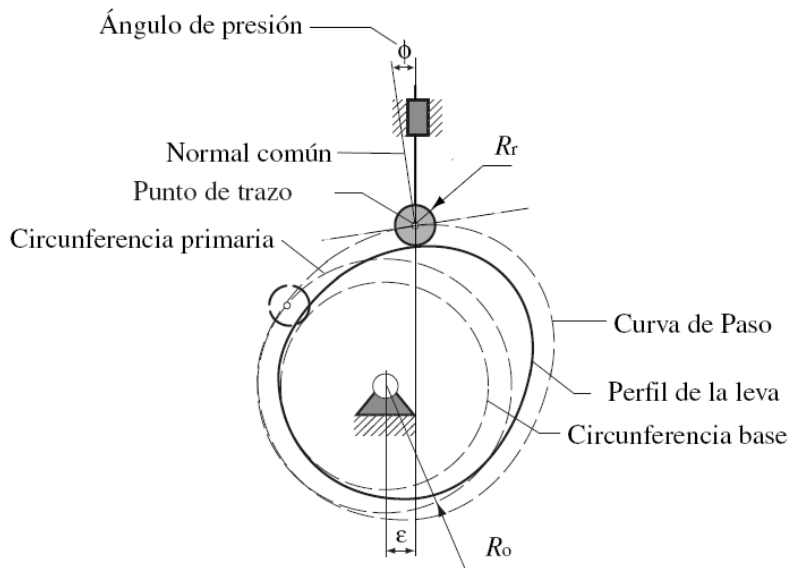


Figura 4.29: (Nomenclatura del mecanismo leva – palpador)

Mediante la fórmula y los datos cinemáticos de la leva de admisión procedemos a calcular el valor por medio de la gráfica del ángulo de presión:

$$R_p := 15.4' \text{ mm}$$

$$\varepsilon := C$$

$$\phi(\theta) := \operatorname{atan} \left(\frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon}{h(\theta) + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \right)$$

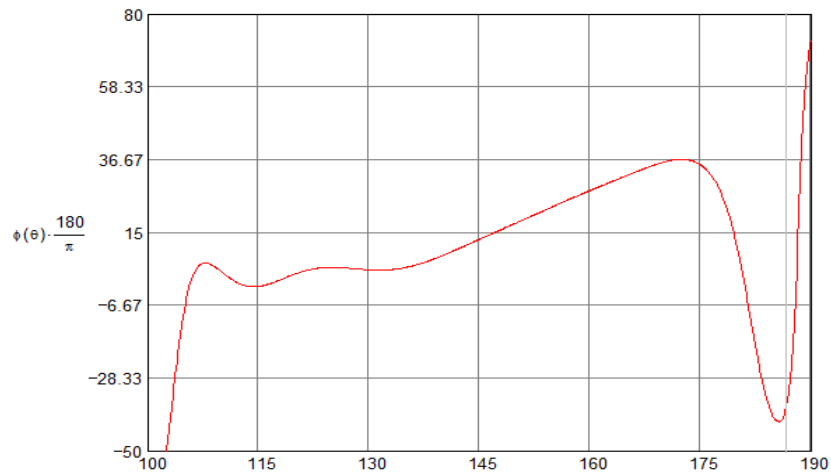


Figura 4.30: (Angulo de presión del árbol de levas de admisión)

Para el árbol de levas de escape, mediante la misma fórmula, tenemos los siguientes datos:

$$R_p := 15.4 \text{ mm}$$

$$\varepsilon := C$$

$$\phi(\theta) := \text{atan} \left(\frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon}{h(\theta) + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \right)$$

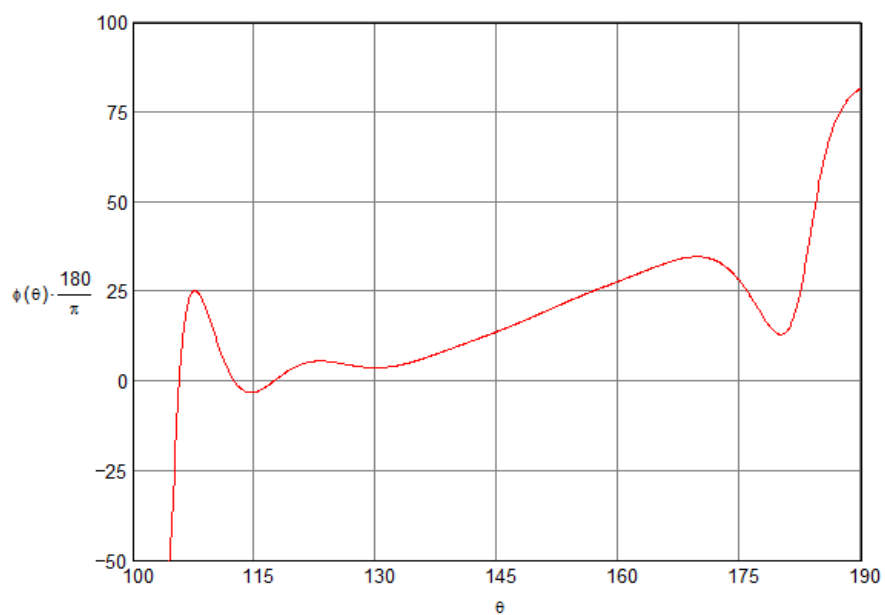


Figura 4.31: (Angulo de presión del árbol de levas de escape)

Al analizar los datos del ángulo de presión de los dos árboles, podemos ver que el valor máximo en el eje de levas de admisión llega a los 35 grados; lo cual está por debajo del valor máximo permitido para este tipo de sistemas. En el árbol de levas de escape al máximo valor del ángulo de presión llega a 25 grados. El diseño está dentro del rango permitido.

Estos datos son valiosos ya que pueden ser comparados con los datos resultantes de los nuevos árboles con perfiles modificados y nos darán una pauta de si el diseño se está realizando adecuadamente.

La reacción R_{23} que se produce por la acción entre el propulsor y la leva se conoce como Fuerza Dinámica, la cual también vamos a calcular para las levas de admisión y escape estándar, ya que mediante los valores que obtengamos podemos determinar el nivel de tensiones sobre la leva y si existe o no el despegue del propulsor con la leva, lo cual podría causar fatiga entre los elementos de contacto. El valor resultante podrá ser comparado con las levas modificadas para poder determinar que no existan mayores variaciones.

La fórmula para poder determinar la fuerza dinámica también toma en cuenta las ecuaciones del movimiento:

$$F_c(\theta) := \left[\frac{\text{Masa} \cdot a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2}{1000} \cdot \psi^2 \right] + \left(C \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{1000} \cdot \psi \right) + \frac{K}{1000} \cdot h(\theta) + \text{Precarga}$$

(4.14)

De la fórmula debemos calcular el valor de la masa de la leva, para lo cual obtenemos la masa en kilogramos de la misma; el valor de la precarga lo obtenemos consultando el manual de nuestro motor Suzuki RA 410:

Tabla 4.2: (Tabla de valores de precarga para los muelles de válvula del motor RA 410)

Punto	Normal	Límite
Longitud sin comprimir del muelle de válvula	36,30 mm	34,80 mm
Precarga de muelle de válvula	13,5 – 15,5 kg para 28,5 mm	12,0 kg para 28,5 mm

Tomamos el valor límite de precarga, luego con este valor y el dato de compresión del muelle para este valor podemos obtener el valor de la constante K del muelle. Mediante la constante del resorte podemos calcular el valor de la frecuencia natural (ω_N). Con este valor multiplicado por dos veces la masa obtenemos el valor de la constante de amortiguación crítica (Ccritico), el cual multiplicado por un valor de relación de amortiguación (ζ) nos da como resultado la constante de amortiguación real. La frecuencia de giro (ψ) y el valor de la relación de amortiguación son valores constantes¹⁴

Sólo quedaría por aclarar que los polinomios de las ecuaciones de movimiento, velocidad y aceleración angular están definidos en la parte superior y también forman parte para el cálculo de la fuerza dinámica.

Con esto, procedemos a calcular el valor de la fuerza dinámica para el árbol de levas de admisión:

$$\text{Masa} := 0.0236$$

$$\text{Precarga} := 15.5 \quad \psi := 180 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60}$$

$$K := 441.7$$

$$\omega_N := \sqrt{\frac{K}{\text{Masa}}}$$

$$\zeta := 0.06$$

¹⁴ Teoría de máquinas y mecanismos Asistida por computador; Ing. Fernando Olmedo Pág. 152

$$C_{\text{critico}} := 2 \cdot \text{Masa} \cdot \omega^2$$

$$C := C_{\text{critico}} \cdot \zeta$$

$$C = 0.387$$

$$F_c(\theta) := \left[\frac{\text{Masa} \cdot a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2}{1000} \cdot \psi^2 \right] + \left(C \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{1000} \cdot \psi \right) + \frac{K}{1000} \cdot h(\theta) + \text{Precarga}$$

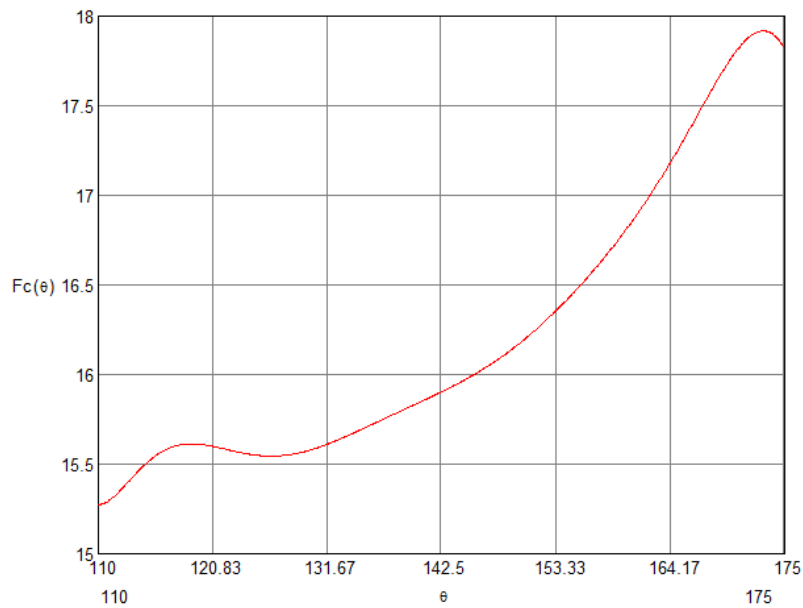


Figura 4.32: (Fuerza dinámica en el eje de levas de admisión)

Mediante la gráfica podemos ver que al no haber picos en todo el movimiento y además que la gráfica es muy parecida a la gráfica de posición angular podemos ya tener un punto de partida mediante el cual comparar los datos obtenidos con los datos que tendremos como resultado de la modificación de los perfiles.

Con el dato obtenido de fuerza dinámica en el eje podemos calcular el par de torsión; el cual, si se iguala la expresión de la potencia obtendremos el torque o par de torsión que utilizaríamos para determinar el volante de inercia y el impulsor.

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}$$

(4.15)

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot \frac{v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\psi}$$

Al disponer de todos los datos podemos calcular el par de torsión para el eje de levas de admisión:

$$T(\theta) := F_c(\theta) \frac{v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\psi}$$

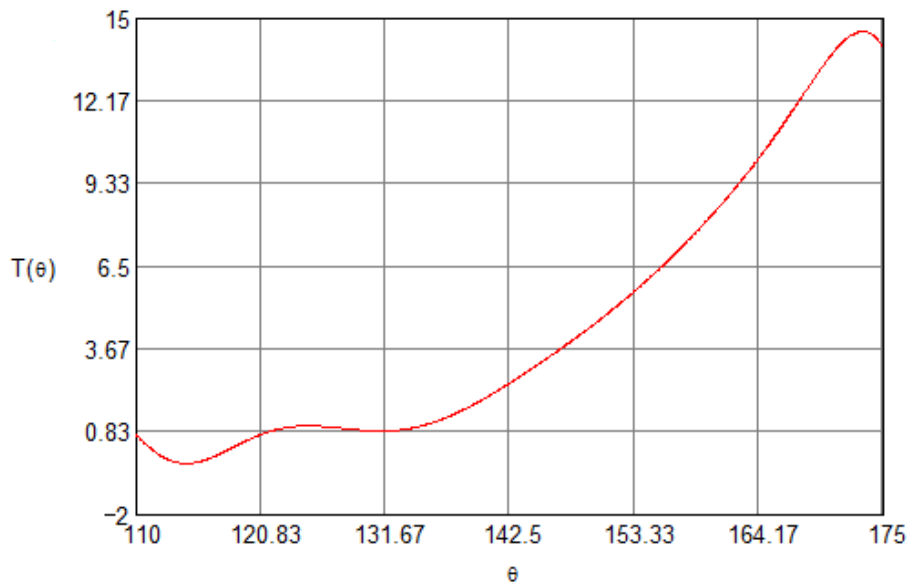


Figura 4.33: (Par de torsión en el eje de levas de admisión)

También podemos obtener el radio de curvatura de los dos ejes de levas estándar para poder comparar los datos con los nuevos árboles y así determinar que no existan variaciones. Siendo así entonces procedemos a calcular el valor del radio de curvatura en el árbol de levas de admisión:

$$\rho(\theta) := \frac{\left[(R_p + h(\theta))^2 + \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(R_p + h(\theta))^2 + 2 \cdot \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (R_p + h(\theta))} \quad (4.16)$$

$$\rho(\theta) := \frac{\left[(Rp + h(\theta))^2 + \left(V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(Rp + h(\theta))^2 + 2 \cdot \left(V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (Rp + h(\theta))}$$

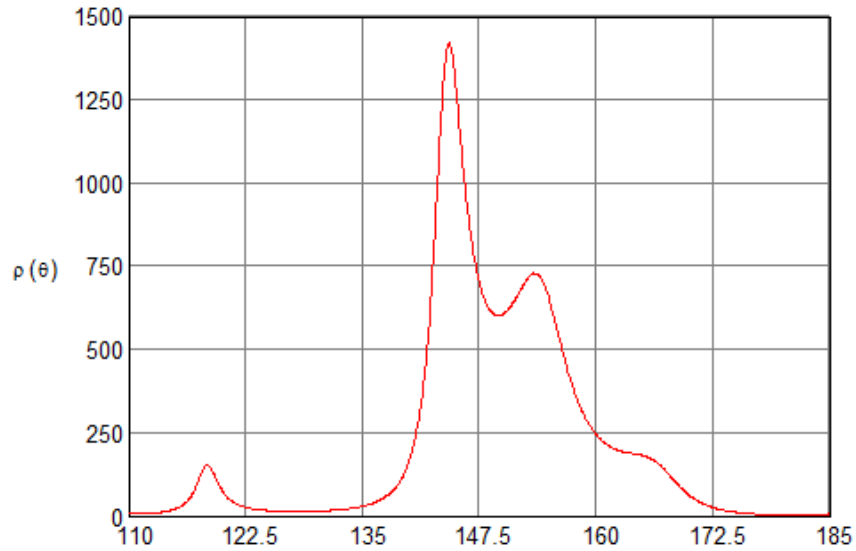


Figura 4.34: (Radio de curvatura en las levas de admisión estándar)

Con la teoría desarrollada procedemos a calcular los valores de la fuerza dinámica, par de torsión y radio de curvatura para el eje de levas de escape estándar:

$$\text{Masa} := 0.021 \epsilon$$

$$\text{Precarga} := 15.5 \quad \psi := 180 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60}$$

$$K := 441.7 \text{!}$$

$$\omega_N := \sqrt{\frac{K}{\text{Masa}}}$$

$$\zeta := 0.0 \epsilon$$

$$C_{\text{critico}} := 2 \cdot \text{Masa} \cdot \omega_N$$

$$C := C_{\text{critico}} \cdot \zeta$$

$$C = 0.387$$

$$F_c(\theta) := \left[\frac{\text{Masa} \cdot a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2}{1000} \cdot \psi^2 \right] + \left(C \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{1000} \cdot \psi \right) + \frac{K}{1000} \cdot h(\theta) + \text{Precarga}$$

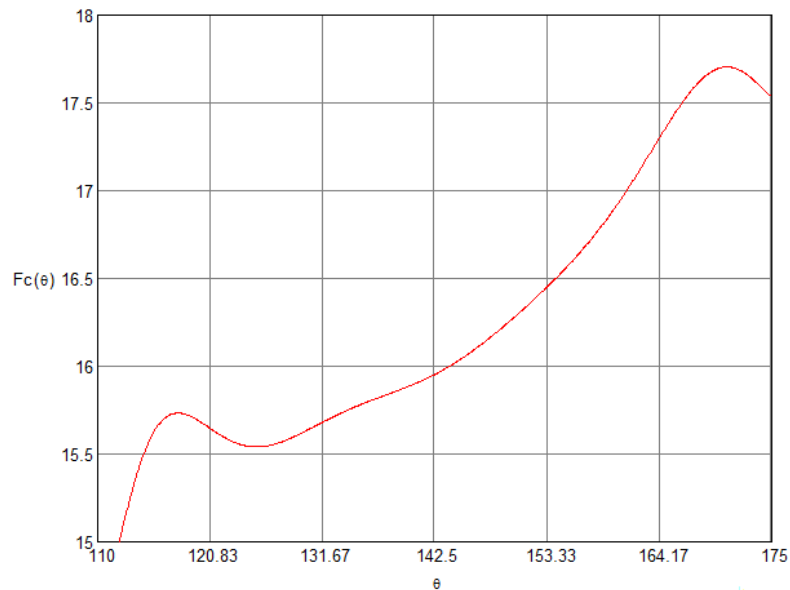


Figura 4.35: (Fuerza dinámica en el eje de levas de escape)

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\psi}$$

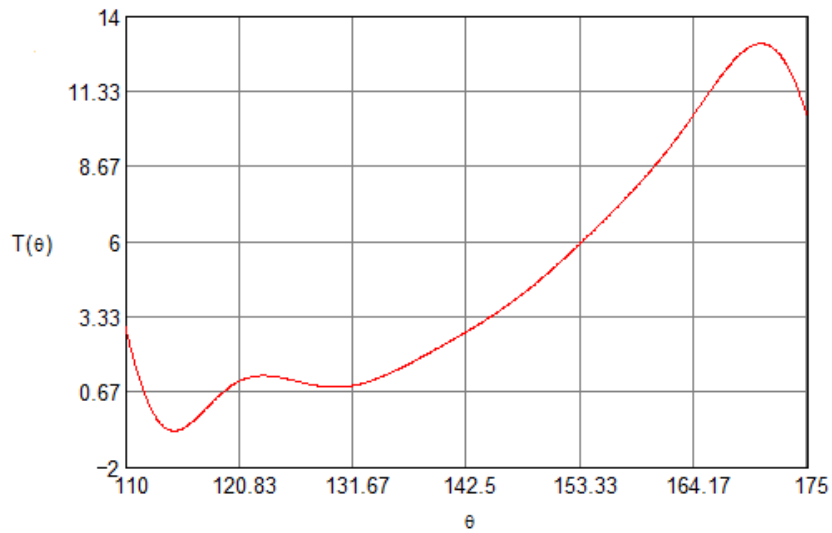


Figura 4.36: (Par de torsión en el eje de levas de escape)

$$\rho(\theta) := \frac{\left[(Rp + h(\theta))^2 + \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(Rp + h(\theta))^2 + 2 \cdot \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (Rp + h(\theta))}$$

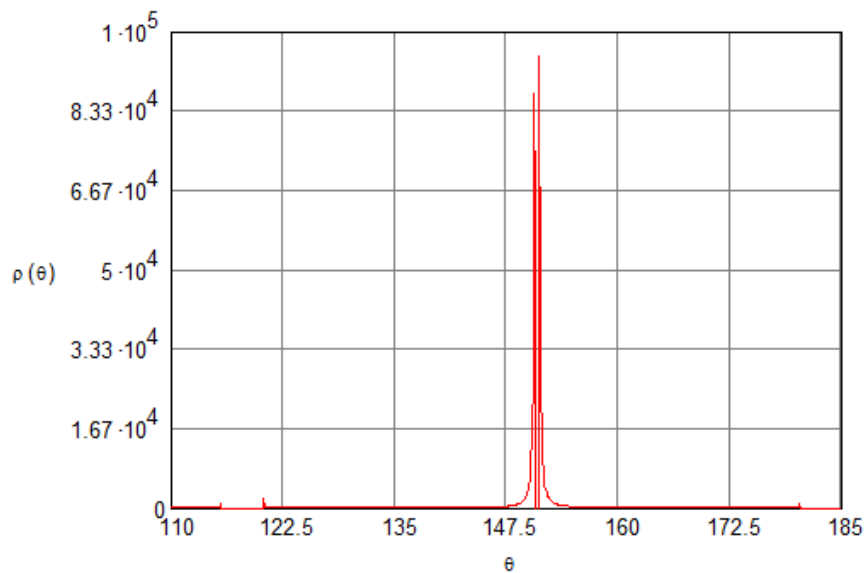


Figura 4.37: (Radio de curvatura en las levas de escape estándar)

4.3. DISEÑO DEL PERFIL DE LA LEVA EN BASE A NUEVOS REGÍMENES DE TRABAJO

Antes que nada debemos precisar cuáles son los resultados que queremos obtener al modificar los perfiles de las levas. Nuestro objetivo primordial es aumentar la eficiencia volumétrica y la presión media efectiva en las cámaras de combustión del motor RA 410, para de esta manera poder incrementar la potencia y el par en nuestro motor; con la limitante de no realizar modificaciones adicionales.

De acuerdo a los análisis previos en esta tesis, podemos definir el tipo de modificaciones que podríamos realizar en los perfiles de nuestras levas. El primero y más común adoptado en motores de serie, es el aumentar la altura de la apertura de la leva, con lo cual se lograría mayor apertura en todas las etapas de giro de la leva, se modificarían los ángulos de adelanto y retraso de la apertura de las mismas. Esta modificación tiene varias limitantes, una muy importante es considerar que al modificar la apertura de la leva vamos a aumentar la apertura de las válvulas, por ende reducimos la distancia entre la válvula abierta y el pistón en el punto muerto superior.

En el caso de motores diseñados para generar poca potencia es común encontrar una holgura muy pequeña entre el pistón y la válvula; con lo cual al aumentar la altura de la leva puede dar como resultado que los pistones topen con las válvulas causando la rotura de los elementos móviles del motor. Además podemos señalar que otra forma más sencilla con la cual se puede obtener el mismo resultado sería aumentar la altura de los propulsores en el caso de nuestro motor, con lo cual no se necesitaría realizar modificaciones en los perfiles de las levas.

Una segunda opción sería el modificar los adelantos y retrasos en el cierre y apertura de las válvulas, con lo cual conseguiríamos aumentar el tiempo total de apertura máxima de las válvulas y por ende aumentar la cantidad de aire

que ingresa en los cilindros, incrementando así la eficiencia volumétrica en el cilindro.

Una forma de poder obtener este incremento sería generar levas asimétricas, en las cuales aumentar, en el caso de la leva de admisión, el adelanto a la apertura de la admisión, y en escape aumentar el retraso al cierre de la válvula de escape, aumentando así el traslape de válvulas, con lo cual podríamos generar una mejora dinámica en la entrada de aire fresco a los cilindros. Otra opción sería aumentar el tiempo de apertura en admisión y retrasar el cierre de la válvula de escape, logrando así mantener el tiempo de traslape pero mejorando la cantidad de aire ingresada.

Entonces, con esta modificación podremos aumentar en teoría la cantidad de aire ingresada en el motor. En la práctica, luego de un minucioso análisis por nuestra parte, pudimos darnos cuenta que la modificación directa de los ángulos de levas logra incidir en el régimen de giro del motor, en otras palabras, el resultado de esta modificación sería aumentar tanto la marcha mínima del motor (ralentí) como aumentar el rango máximo de revoluciones en las que el motor funciona, (en nuestro caso 900 revoluciones de marcha mínima y 6500 rpm en marcha máxima). Esta modificación es recomendable máximo en 5 grados, ya que si sobrepasa este límite podríamos aumentar demasiado las revoluciones en marcha mínima.

Este tipo de modificación no generaría problemas con la altura de apertura de válvula y por ende no generaría problemas en la holgura entre la válvula en su apertura máxima y el pistón cuando se encuentra en el punto muerto superior. Y con esta modificación podríamos cumplir nuestro cometido de aumentar la eficiencia volumétrica y la presión media efectiva en el cilindro.

Estas fueron las razones para que, en primera instancia, hayamos decidido tomar en cuenta este tipo de modificación como la más adecuada para nuestro caso, realizando inclusive un nuevo perfil con modificación de dos grados en los tiempos de apertura y cierre de las válvulas. Luego al realizar análisis en software de modificación para motores de competencia, pudimos ver las

nuevas curvas de potencia y torque obtenidas, en ese momento fue cuando nos dimos cuenta de que nuestro rango máximo de revoluciones subía en el punto en el cual la potencia máxima se generaba, lo cual siendo analizado minuciosamente no era lo ideal.

Realizando un análisis más exhaustivo sobre cuál serían las consecuencias de tener el incremento de la potencia sobre las revoluciones de funcionamiento estándar, pudimos ver que en las partes mecánicas del motor no generaría consecuencias a corto plazo, solo se produciría quizás una reducción en la vida útil de nuestro motor.

Siguiendo más allá con nuestro análisis debíamos analizar los sistemas adicionales a nuestro motor, en casi ninguno la modificación generaría problemas, excepto en uno de vital importancia; el sistema de distribución del motor. El problema radicaba en que el motor posee un mecanismo de corte de corriente a altas revoluciones, por lo cual la modificación, encaminada directamente a incrementar la potencia en el motor, no daría resultado sin una modificación en la ECU del motor; lo cual sale directamente de los objetivos propuestos en la tesis.

Al no cumplir a cabalidad con lo deseado las dos hipótesis anteriores, se buscó una tercera opción. Para llegar a ella se requirió volver a las bases de los conceptos que se encuentran inmersos en el tema de tesis. Primero se redefinió que el rango de revoluciones en el cual se podría realizar el mayor resultado con la modificación del motor debería estar dentro del rango elástico del mismo (Entre el torque y la potencia máxima), esto entraría desde las 3500 hasta las 6500 revoluciones. Con esto se lograría evitar el problema de sobrepasar el rango máximo de revoluciones con las que trabaja el motor estándar y por ende evitar cortes de corriente hacia la cámara de combustión. Una vez analizados los pormenores para tomar una decisión adecuada, se pasó a ver cuál sería el método más óptimo para lograr un incremento en la potencia y el torque dentro del rango elástico del motor.

En nuestra segunda opción, al modificar los ángulos de apertura y cierre lográbamos mayor eficiencia volumétrica, logrando así mayor llenado en altas revoluciones, por lo que la potencia máxima aumentaría, pero aumentando también el rango de revoluciones. Esto incidiría directamente en la velocidad final que el auto podría llegar a alcanzar con el motor montado. En base a esto se debía buscar la modificación en otra parte de la leva; si se modifican los ángulos de apertura y cierre en una leva se modifica directamente la pista de la leva, pero, si se modifica la cresta de la leva, se consigue modificar el tiempo de apertura máxima de la leva, esto logra que en bajas y media revoluciones se aumente la cantidad de mezcla que ingresa en el cilindro, aumentando directamente la presión media efectiva en cada cilindro, por ende, se aumenta el par motor.

Al analizar este tipo de modificación en las levas vemos que cumplimos con todos los objetivos deseados, se va a aumentar el par motor, la curva de potencia, al haber mayor ingreso de aire sobre todo en bajas y medias revoluciones, hará que la potencia aumente en estos intervalos sin llegar a modificarse la potencia máxima ni su rango de revoluciones, Por lo que esta es la modificación ideal para nuestro tema de tesis.

Una vez encontrado que el método óptimo para incrementar el torque, en primera instancia y además la potencia del motor es el aumentar el ancho de la cresta, el segundo tema a discutir de cuánto debe ser el incremento, ya que si el incremento es muy grande se puede incrementar en demasía la presión media efectiva, pudiendo generar daños en las partes móviles del motor. Al tener esta limitante y al no haber experiencias conocidas sobre modificación de árboles de levas mediante procedimientos especializados a nivel nacional, decidimos aumentar un milímetro y medio en la superficie de la cresta y en parte de la pista de la leva, sin modificar los ángulos de adelanto y retraso de apertura y cierre de válvulas; tomando en cuenta la alta precisión que existe en las levas del motor.

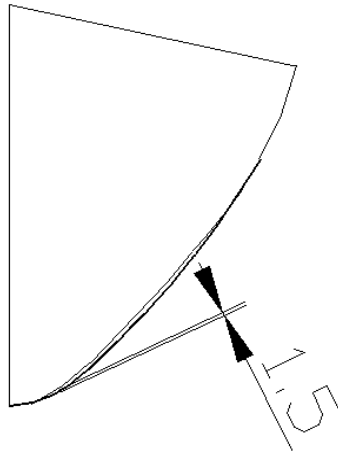


Figura 4.38: (Medida de la modificación en los perfiles de las levas)

Con esta medida se espera poder aumentar el torque y la potencia en el motor, pero el proceso de modificación no es simple, ya que no se puede modificar la curva sin ningún procedimiento, pues pueden generar picos o irregularidades en el perfil de la leva, lo que ocasionaría vibraciones que podrían terminar con dobleces en las guías de válvulas de las levas y como consecuencia daños en el motor. Para lo indicado se utilizó la herramienta del Autocad Editpol, un método de unir la curva modificada y la curva estándar del motor hallando las circunferencias raíces de la pista de la leva y uniéndolas en sus puntos tangentes más externos, lo que logra evitar los picos que se podrían generar por la modificación.

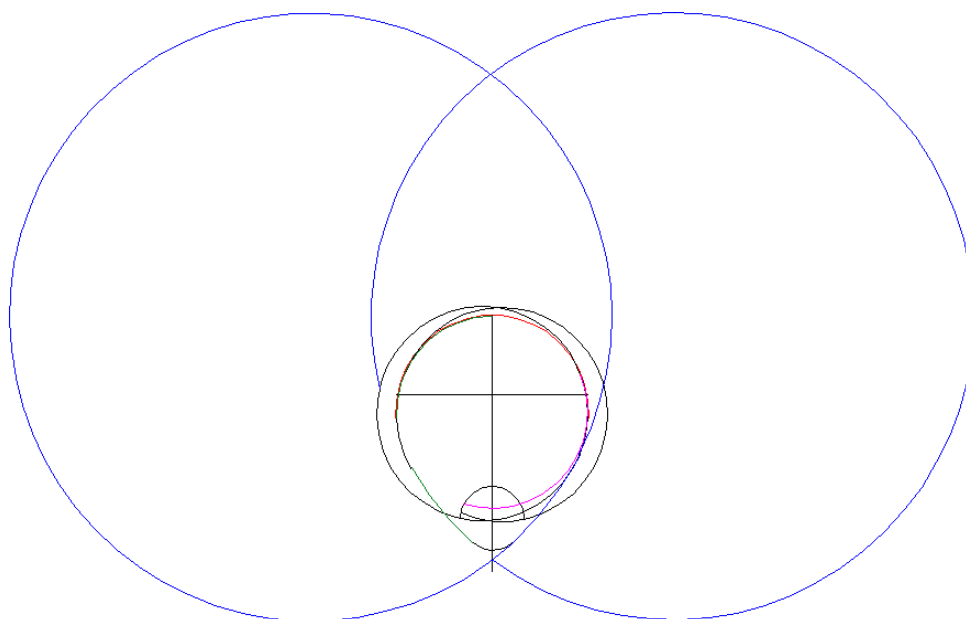


Figura 4.39: (Método de modificación de los perfiles de levas)

Como resultado se obtuvieron los nuevos perfiles modificados de los árboles de levas de admisión y escape:

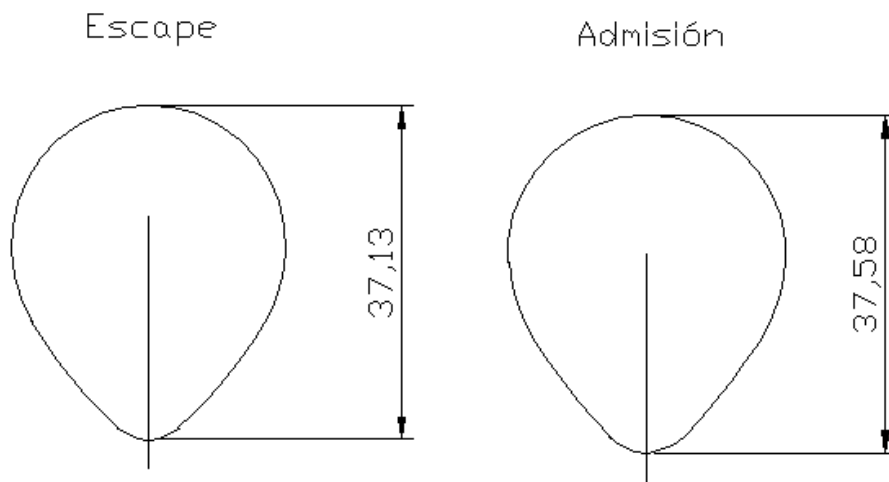


Figura 4.40: (Levas con perfiles modificados)

Una vez que disponemos de los árboles de levas con nuevos perfiles de trabajo, podemos realizar el análisis del comportamiento cinemático y dinámico de los mismos, y así corroborar que el diseño es adecuado.

Al igual que la teoría desarrollada sobre los ejes de levas estándar; mediante el programa MathCad vamos a realizar el análisis de los datos de los perfiles modificados. Ingresamos los datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de las levas del árbol de admisión modificadas:

$$\begin{array}{l}
 x := \begin{pmatrix} 101.95 \\ 108.38 \\ 114.81 \\ 121.24 \\ 127.67 \\ 134.1 \\ 140.53 \\ 146.96 \\ 153.39 \\ 159.82 \\ 166.25 \\ 172.68 \\ 179.11 \\ 185.54 \end{pmatrix} \\
 y := \begin{pmatrix} 0 \\ 0.01 \\ 0.02 \\ 0.13 \\ 0.26 \\ 0.4 \\ 0.57 \\ 0.92 \\ 1.47 \\ 2.26 \\ 3.34 \\ 4.76 \\ 6.23 \\ 6.72 \end{pmatrix}
 \end{array}$$

Cabe señalar que los datos de las levas con perfiles modificados no son exactos como los datos de los perfiles de admisión estándar. Para continuar con nuestros cálculos ingresamos la cantidad de datos y desarrollamos la matriz de Vandermonde de grado n. Luego ponemos las condiciones de borde de la matriz y encontramos el resultado del determinante de la matriz, después obtenemos el valor de los coeficientes multiplicando la matriz inversa por los datos de apertura del taqué:

$$n := 14$$

$$X := (V_n)^{-1} \cdot y$$

$$V_n := \begin{bmatrix} (x_0)^{n-1} & (x_0)^{n-2} & (x_0)^{n-3} & (x_0)^{n-4} & (x_0)^{n-5} & (x_0)^{n-6} & (x_0)^{n-7} & (x_0)^{n-8} & (x_0)^{n-9} & (x_0)^{n-10} & (x_0)^{n-11} & (x_0)^{n-12} & (x_0)^{n-13} & 1 \\ (x_1)^{n-1} & (x_1)^{n-2} & (x_1)^{n-3} & (x_1)^{n-4} & (x_1)^{n-5} & (x_1)^{n-6} & (x_1)^{n-7} & (x_1)^{n-8} & (x_1)^{n-9} & (x_1)^{n-10} & (x_1)^{n-11} & (x_1)^{n-12} & (x_1)^{n-13} & 1 \\ (x_2)^{n-1} & (x_2)^{n-2} & (x_2)^{n-3} & (x_2)^{n-4} & (x_2)^{n-5} & (x_2)^{n-6} & (x_2)^{n-7} & (x_2)^{n-8} & (x_2)^{n-9} & (x_2)^{n-10} & (x_2)^{n-11} & (x_2)^{n-12} & (x_2)^{n-13} & 1 \\ (x_3)^{n-1} & (x_3)^{n-2} & (x_3)^{n-3} & (x_3)^{n-4} & (x_3)^{n-5} & (x_3)^{n-6} & (x_3)^{n-7} & (x_3)^{n-8} & (x_3)^{n-9} & (x_3)^{n-10} & (x_3)^{n-11} & (x_3)^{n-12} & (x_3)^{n-13} & 1 \\ (x_4)^{n-1} & (x_4)^{n-2} & (x_4)^{n-3} & (x_4)^{n-4} & (x_4)^{n-5} & (x_4)^{n-6} & (x_4)^{n-7} & (x_4)^{n-8} & (x_4)^{n-9} & (x_4)^{n-10} & (x_4)^{n-11} & (x_4)^{n-12} & (x_4)^{n-13} & 1 \\ (x_5)^{n-1} & (x_5)^{n-2} & (x_5)^{n-3} & (x_5)^{n-4} & (x_5)^{n-5} & (x_5)^{n-6} & (x_5)^{n-7} & (x_5)^{n-8} & (x_5)^{n-9} & (x_5)^{n-10} & (x_5)^{n-11} & (x_5)^{n-12} & (x_5)^{n-13} & 1 \\ (x_6)^{n-1} & (x_6)^{n-2} & (x_6)^{n-3} & (x_6)^{n-4} & (x_6)^{n-5} & (x_6)^{n-6} & (x_6)^{n-7} & (x_6)^{n-8} & (x_6)^{n-9} & (x_6)^{n-10} & (x_6)^{n-11} & (x_6)^{n-12} & (x_6)^{n-13} & 1 \\ (x_7)^{n-1} & (x_7)^{n-2} & (x_7)^{n-3} & (x_7)^{n-4} & (x_7)^{n-5} & (x_7)^{n-6} & (x_7)^{n-7} & (x_7)^{n-8} & (x_7)^{n-9} & (x_7)^{n-10} & (x_7)^{n-11} & (x_7)^{n-12} & (x_7)^{n-13} & 1 \\ (x_8)^{n-1} & (x_8)^{n-2} & (x_8)^{n-3} & (x_8)^{n-4} & (x_8)^{n-5} & (x_8)^{n-6} & (x_8)^{n-7} & (x_8)^{n-8} & (x_8)^{n-9} & (x_8)^{n-10} & (x_8)^{n-11} & (x_8)^{n-12} & (x_8)^{n-13} & 1 \\ (x_9)^{n-1} & (x_9)^{n-2} & (x_9)^{n-3} & (x_9)^{n-4} & (x_9)^{n-5} & (x_9)^{n-6} & (x_9)^{n-7} & (x_9)^{n-8} & (x_9)^{n-9} & (x_9)^{n-10} & (x_9)^{n-11} & (x_9)^{n-12} & (x_9)^{n-13} & 1 \\ (x_{10})^{n-1} & (x_{10})^{n-2} & (x_{10})^{n-3} & (x_{10})^{n-4} & (x_{10})^{n-5} & (x_{10})^{n-6} & (x_{10})^{n-7} & (x_{10})^{n-8} & (x_{10})^{n-9} & (x_{10})^{n-10} & (x_{10})^{n-11} & (x_{10})^{n-12} & (x_{10})^{n-13} & 1 \\ (x_{11})^{n-1} & (x_{11})^{n-2} & (x_{11})^{n-3} & (x_{11})^{n-4} & (x_{11})^{n-5} & (x_{11})^{n-6} & (x_{11})^{n-7} & (x_{11})^{n-8} & (x_{11})^{n-9} & (x_{11})^{n-10} & (x_{11})^{n-11} & (x_{11})^{n-12} & (x_{11})^{n-13} & 1 \\ (x_{12})^{n-1} & (x_{12})^{n-2} & (x_{12})^{n-3} & (x_{12})^{n-4} & (x_{12})^{n-5} & (x_{12})^{n-6} & (x_{12})^{n-7} & (x_{12})^{n-8} & (x_{12})^{n-9} & (x_{12})^{n-10} & (x_{12})^{n-11} & (x_{12})^{n-12} & (x_{12})^{n-13} & 1 \\ (x_{13})^{n-1} & (x_{13})^{n-2} & (x_{13})^{n-3} & (x_{13})^{n-4} & (x_{13})^{n-5} & (x_{13})^{n-6} & (x_{13})^{n-7} & (x_{13})^{n-8} & (x_{13})^{n-9} & (x_{13})^{n-10} & (x_{13})^{n-11} & (x_{13})^{n-12} & (x_{13})^{n-13} & 1 \end{bmatrix}$$

$$|V_n| \neq 0 ;$$

$$|V_n| = -1.497 \times 10^{125}$$

$$i := 1..14 ; j := 1..14$$

$$A_{i,j} := |V_n|$$

$$A = \left[\prod_{i \neq j} (x_i - x_j) \right]$$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1.598-10-15	-5.837-10-15	1.452-10-14	-2.599-10-14	3.442-10-14	-3.411-10-14	2.528-10-14	-1.381-10-14	5.375-10-15	-1.394-10-15	0
2	-1.808-10-14	2.336-10-13	-1.392-10-12	5.064-10-12	-1.255-10-11	2.239-10-11	-2.954-10-11	2.917-10-11	-2.154-10-11	1.172-10-11	-4.549-10-12	1.175-10-12	-1.705-10-13
3	9.675-10-12	-1.245-10-10	7.388-10-10	-2.678-10-9	6.616-10-9	-1.176-10-8	1.545-10-8	-1.521-10-8	1.119-10-8	-6.069-10-9	2.347-10-9	-6.044-10-10	8.74-10-11
4	-3.622-10-9	4.513-10-8	-2.668-10-7	9.634-10-7	-2.371-10-6	4.197-10-6	-5.497-10-6	5.39-10-6	-3.953-10-6	2.137-10-6	-8.235-10-7	2.114-10-7	-3.047-10-8
5	9.212-10-7	-1.175-10-5	6.92-10-5	-2.489-10-4	6.101-10-4	-1.076-10-3	1.404-10-3	-1.372-10-3	1.003-10-3	-5.401-10-4	2.075-10-4	-5.309-10-5	7.629-10-6
6	-1.781-10-4	2.263-10-3	-0.013	0.048	-0.116	0.204	-0.265	0.258	-0.188	0.101	-0.039	9.854-10-3	-1.412-10-3
7	0.026	-0.326	1.902	-6.785	16.499	-28.874	37.402	-36.286	26.337	-14.094	5.38	-1.368	0.195
8	-2.792	35.127	-204.085	724.801	-1.755-103	3.06-103	-3.949-103	3.817-103	-2.761-103	1.473-103	-560.54	142.142	-20.248
9	223.487	-2.798-103	1.618-104	-5.72-104	1.379-105	-2.395-105	3.079-105	-2.967-105	2.139-105	-1.137-105	4.315-104	-1.091-104	1.55-103
10	-1.286-104	1.601-105	-9.211-105	3.242-106	-7.784-106	1.346-107	-1.724-107	1.655-107	-1.19-107	6.306-106	-2.386-106	6.015-105	-8.524-104
11	5.031-105	-6.23-106	3.567-107	-1.249-108	2.987-108	-5.145-108	6.566-108	-6.281-108	4.499-108	-2.378-108	8.969-107	-2.256-107	3.188-106
12	-1.201-107	1.478-108	-8.418-108	2.934-109	-6.985-109	1.198-1010	-1.523-1010	1.452-1010	-1.037-1010	5.464-109	-2.065-109	5.156-108	-7.27-107

	0
0	0
1	0
2	2.886·10 ⁻¹⁴
3	-1.457·10 ⁻¹¹
4	4.987·10 ⁻⁹
5	-1.222·10 ⁻⁶
6	2.203·10 ⁻⁴
7	-0.03
8	2.958
9	-217.307
10	1.14·10 ⁴
11	-4.035·10 ⁵
12	8.637·10 ⁶
13	-8.427·10 ⁷

Al igual que en procedimiento del eje de admisión estándar, con el valor de los coeficientes y sabiendo que el polinomio es de orden n-1 desarrollamos el polinomio que pasa por todos los catorce puntos analizados; debemos poner la restricción del polinomio para valores positivos, luego comprobamos que el polinomio de grado trece encontrado corresponda exactamente a los datos graficando el polinomio en función $h(\theta) \geq 0$ de θ :

$$h(\theta) := X_0 \cdot \theta^{13} + X_1 \cdot \theta^{12} + X_2 \cdot \theta^{11} + X_3 \cdot \theta^{10} + X_4 \cdot \theta^9 + X_5 \cdot \theta^8 + X_6 \cdot \theta^7 + X_7 \cdot \theta^6 + X_8 \cdot \theta^5 + X_9 \cdot \theta^4 + X_{10} \cdot \theta^3 + X_{11} \cdot \theta^2 + X_{12} \cdot \theta + X_{13}$$

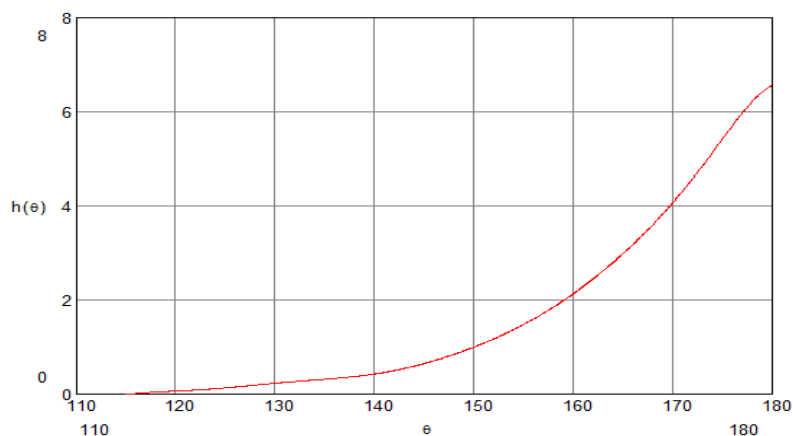


Figura 4.41: (Gráfica de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva modificada en admisión $h(\theta)$)

El polinomio encontrado cumple las condiciones de ajustarse adecuadamente a los puntos encontrados en el análisis, y mejorando la curva que indica la apertura del taqué, haciéndola más exacta, tal como pudimos constatar en el análisis realizado con los árboles de levas estándar, en el cual se podía visualizar claramente la diferencia en las curvas. Una vez determinado el polinomio que rige el movimiento del sistema podemos hallar las funciones y sus respectivas curvas de velocidad, aceleración y jerk del giro de la leva en función de la apertura del taqué, en las cuales podremos analizar si existen vibraciones peligrosas que puedan afectar a nuestro nuevo árbol de levas en su diseño y compararlas además con las curvas de comportamiento estándar. Para hallar el polinomio que rija la velocidad angular de la leva en función de la velocidad de apertura del taqué debemos derivar la ecuación del movimiento en función del ángulo de giro de la leva:

$$\frac{d}{d\theta} h(\theta) = V(\theta)$$

$$V(\theta) := \left[(13 \cdot X_0) \cdot \theta^{12} + (12 \cdot X_1) \cdot \theta^{11} + (11 \cdot X_2) \cdot \theta^{10} + (10 \cdot X_3) \cdot \theta^9 + (9 \cdot X_4) \cdot \theta^8 + (8 \cdot X_5) \cdot \theta^7 + (7 \cdot X_6) \cdot \theta^6 + (6 \cdot X_7) \cdot \theta^5 + (5 \cdot X_8) \cdot \theta^4 + (4 \cdot X_9) \cdot \theta^3 + (3 \cdot X_{10}) \cdot \theta^2 + (2 \cdot X_{11}) \cdot \theta + X_{12} \right]$$

El polinomio resultante $V(\theta)$ es el polinomio de la velocidad angular de la leva en función de la velocidad de apertura del taqué, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de velocidad angular, esta curva debe ser comparada con la curva estándar para ver si existen variaciones significativas.

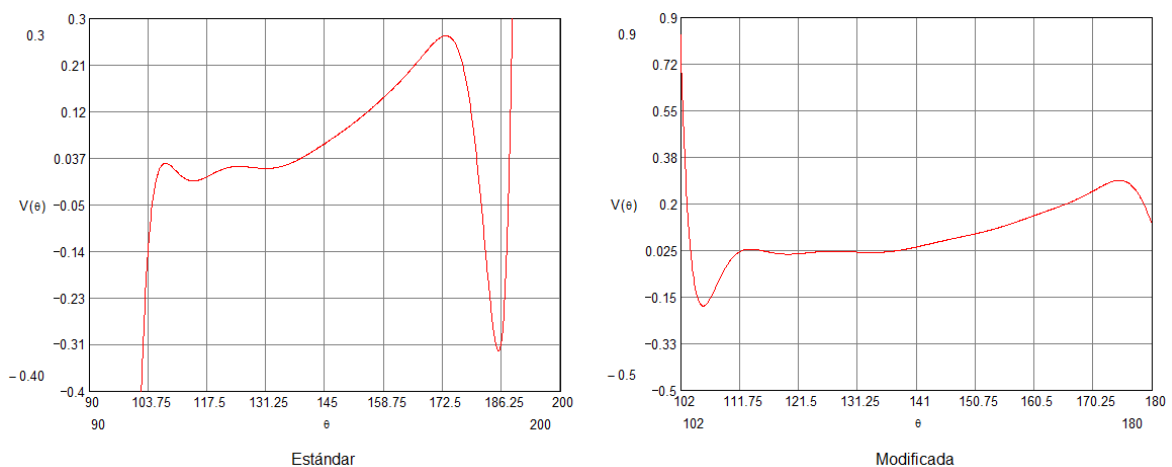


Figura 4.42: (Velocidades de apertura del taqué en admisión en función del ángulo de giro de la leva estándar y modificada $V(\theta)$)

Analizando las gráficas podemos ver que las variaciones de la velocidad en el eje de levas de admisión modificado no son elevadas, son incluso menores al árbol de levas estándar, ya que el aumento del espesor de la leva en su cresta, la cual es parte crítica en el diseño mejora el movimiento del taqué. El resultado del análisis nos indica un correcto diseño ya que no existen grandes irregularidades y la mayor variación es de 0.20 mm/rad². Al igual que para encontrar el polinomio que rige el movimiento de apertura; si lo derivamos en función del ángulo de giro de la leva encontraremos el polinomio que rige la aceleración de apertura del taqué; Como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$\frac{d}{d\theta} V(\theta) = a(\theta)$$

$$a(\theta) := \left[(156 \cdot X_0) \cdot \theta^{11} + (132X_1) \cdot \theta^{10} + (110X_2) \cdot \theta^9 + (90X_3) \cdot \theta^8 + (72X_4) \cdot \theta^7 + (56X_5) \cdot \theta^6 + (42X_6) \cdot \theta^5 + (30X_7) \cdot \theta^4 + (20X_8) \cdot \theta^3 + (12X_9) \cdot \theta^2 + (6X_{10}) \cdot \theta + (2 \cdot X_{11}) \right]$$

El polinomio resultante $a(\theta)$ es el polinomio de la aceleración de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva modificada, la cual graficándola en función de θ nos da la gráfica de aceleración, la cual va a ser comparada con la gráfica obtenida con la leva estándar:

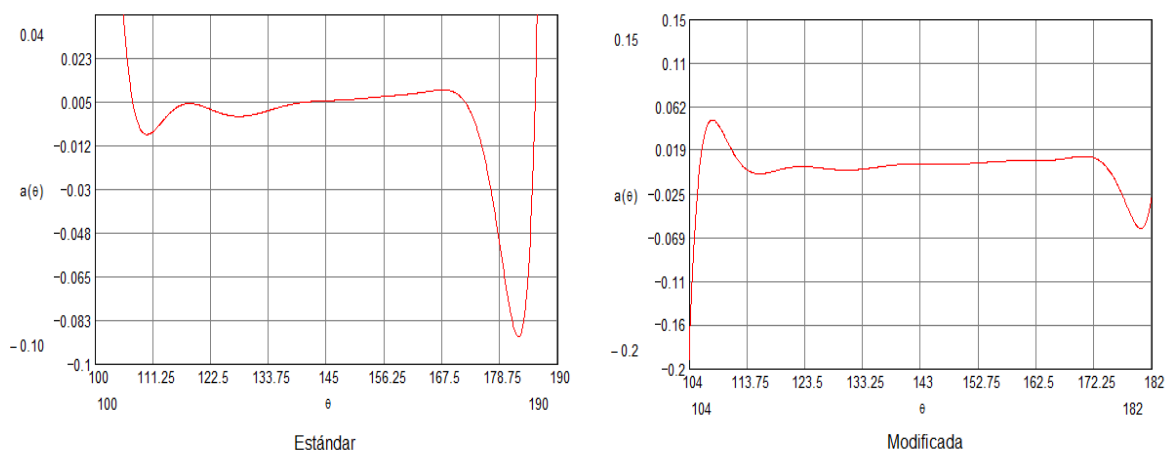


Figura 4.43: (Aceleraciones de apertura del taqué en admisión en función del ángulo de giro de la leva estándar y modificada $a(\theta)$)

En la gráfica podemos ver que la variación vista en la gráfica de velocidad angular de la leva modificada disminuye; ya que en la aceleración angular

podemos ver que el pico más grande de variación que se da cuando la leva está a punto de llegar a la apertura máxima del taqué. El valor es de 0.060 mm/rad², lo cual nos indica el movimiento armónico que se realiza en la apertura y cierre de las válvulas. El dato es menor al hallado en el árbol de levas estándar, encaminando de buena forma nuestro diseño. Para concluir el análisis de movimiento de la leva de admisión modificada tenemos que ver la variación instantánea de la aceleración (Jerk) con la que se podrá analizar si es que existen vibraciones en el movimiento del árbol por la apertura del taqué; para esto debemos derivar la ecuación polinomial de la aceleración en función del giro del árbol, como resultado obtendremos polinomio del Jerk del taqué de admisión en función del ángulo de giro de la leva modificada:

$$\frac{d}{d\theta} a(\theta) = \eta(\theta)$$

$$\eta(\theta) = \text{Jerk}$$

$$\eta(\theta) := \left[(1716 \cdot X_0) \cdot \theta^{10} + (1320X_1) \cdot \theta^9 + (990X_2) \cdot \theta^8 + (720X_3) \cdot \theta^7 + (504 \cdot X_4) \cdot \theta^6 + (336X_5) \cdot \theta^5 + (210X_6) \cdot \theta^4 + (120X_7) \cdot \theta^3 + (60X_8) \cdot \theta^2 + (24X_9) \cdot \theta + (3 \cdot 2X_{10}) \right]$$

Y con el resultado del polinomio podemos graficar la aceleración instantánea del taqué en función del ángulo árbol de levas de admisión modificadas y compararla con el resultado estándar:

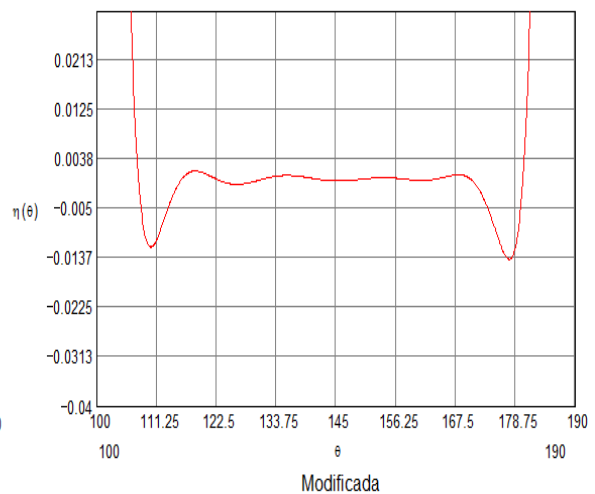
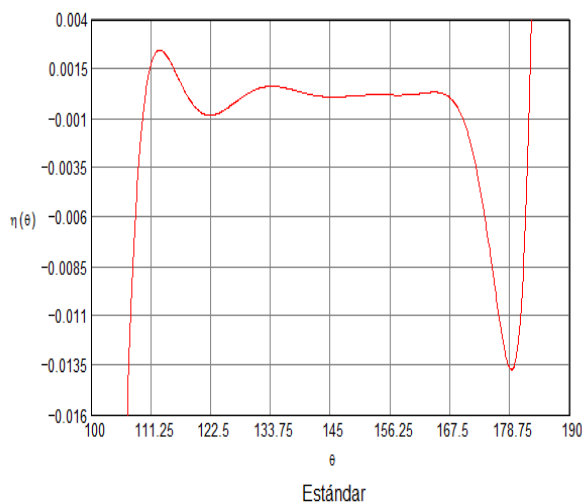


Figura 4.44: (Aceleraciones instantáneas de la apertura del taqué en admisión en función del ángulo de giro de la leva estándar y modificada

$$\eta(\theta)$$

Al igual que en el eje de levas de admisión estándar, al ser dos levas a la vez las que actúan sobre cada taqué, podremos decir que la vibración causada por el movimiento del árbol directamente será el doble de la gráfica analizada, al ser similar el movimiento del árbol con respecto a cada leva, a la distancia entre las levas y a los cojinetes del árbol, podemos decir que todos los cojinetes sufrirán por igual la vibración producida por la apertura y cierre de las válvulas, lo que quiere decir que en base al máximo valor calculado mediante el polinomio que rige el Jerk de las levas podremos saber qué valor en mm/rad^3 es capaz de soportar nuestro árbol de levas de admisión con perfiles modificados. El valor de 0.0135 mm/rad^3 que fue encontrado en el árbol de levas de admisión estándar es igual al resultado encontrado en el eje de levas de escape modificado, lo cual está dentro del rango de diseño permitido.

Una vez conocidos los valores del Jerk para el árbol de levas de admisión debemos realizar el mismo procedimiento para el árbol de levas de escape. Primero ingresamos los datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de las levas del árbol de escape e ingresamos la cantidad de datos:

$$x := \begin{pmatrix} 101.95 \\ 108.38 \\ 114.81 \\ 121.24 \\ 127.67 \\ 134.1 \\ 140.53 \\ 146.96 \\ 153.39 \\ 159.82 \\ 166.25 \\ 172.68 \\ 179.11 \\ 185.54 \end{pmatrix} \quad y := \begin{pmatrix} 0 \\ 0.04 \\ 0.1 \\ 0.18 \\ 0.29 \\ 0.41 \\ 0.63 \\ 1.01 \\ 1.58 \\ 2.34 \\ 3.33 \\ 4.58 \\ 6.03 \\ 6.61 \end{pmatrix}$$

Desarrollamos la matriz de Vandermonde de grado n , ponemos las condiciones de $|V_n| \neq 0$; borde de la matriz y encontramos el resultado del determinante para luego Obtener la matriz inversa:

$$n := 14 \quad i := 1..14; j := 1..14$$

$$V_n := \begin{bmatrix} (x_0)^{n-1} & (x_0)^{n-2} & (x_0)^{n-3} & (x_0)^{n-4} & (x_0)^{n-5} & (x_0)^{n-6} & (x_0)^{n-7} & (x_0)^{n-8} & (x_0)^{n-9} & (x_0)^{n-10} & (x_0)^{n-11} & (x_0)^{n-12} & (x_0)^{n-13} & 1 \\ (x_1)^{n-1} & (x_1)^{n-2} & (x_1)^{n-3} & (x_1)^{n-4} & (x_1)^{n-5} & (x_1)^{n-6} & (x_1)^{n-7} & (x_1)^{n-8} & (x_1)^{n-9} & (x_1)^{n-10} & (x_1)^{n-11} & (x_1)^{n-12} & (x_1)^{n-13} & 1 \\ (x_2)^{n-1} & (x_2)^{n-2} & (x_2)^{n-3} & (x_2)^{n-4} & (x_2)^{n-5} & (x_2)^{n-6} & (x_2)^{n-7} & (x_2)^{n-8} & (x_2)^{n-9} & (x_2)^{n-10} & (x_2)^{n-11} & (x_2)^{n-12} & (x_2)^{n-13} & 1 \\ (x_3)^{n-1} & (x_3)^{n-2} & (x_3)^{n-3} & (x_3)^{n-4} & (x_3)^{n-5} & (x_3)^{n-6} & (x_3)^{n-7} & (x_3)^{n-8} & (x_3)^{n-9} & (x_3)^{n-10} & (x_3)^{n-11} & (x_3)^{n-12} & (x_3)^{n-13} & 1 \\ (x_4)^{n-1} & (x_4)^{n-2} & (x_4)^{n-3} & (x_4)^{n-4} & (x_4)^{n-5} & (x_4)^{n-6} & (x_4)^{n-7} & (x_4)^{n-8} & (x_4)^{n-9} & (x_4)^{n-10} & (x_4)^{n-11} & (x_4)^{n-12} & (x_4)^{n-13} & 1 \\ (x_5)^{n-1} & (x_5)^{n-2} & (x_5)^{n-3} & (x_5)^{n-4} & (x_5)^{n-5} & (x_5)^{n-6} & (x_5)^{n-7} & (x_5)^{n-8} & (x_5)^{n-9} & (x_5)^{n-10} & (x_5)^{n-11} & (x_5)^{n-12} & (x_5)^{n-13} & 1 \\ (x_6)^{n-1} & (x_6)^{n-2} & (x_6)^{n-3} & (x_6)^{n-4} & (x_6)^{n-5} & (x_6)^{n-6} & (x_6)^{n-7} & (x_6)^{n-8} & (x_6)^{n-9} & (x_6)^{n-10} & (x_6)^{n-11} & (x_6)^{n-12} & (x_6)^{n-13} & 1 \\ (x_7)^{n-1} & (x_7)^{n-2} & (x_7)^{n-3} & (x_7)^{n-4} & (x_7)^{n-5} & (x_7)^{n-6} & (x_7)^{n-7} & (x_7)^{n-8} & (x_7)^{n-9} & (x_7)^{n-10} & (x_7)^{n-11} & (x_7)^{n-12} & (x_7)^{n-13} & 1 \\ (x_8)^{n-1} & (x_8)^{n-2} & (x_8)^{n-3} & (x_8)^{n-4} & (x_8)^{n-5} & (x_8)^{n-6} & (x_8)^{n-7} & (x_8)^{n-8} & (x_8)^{n-9} & (x_8)^{n-10} & (x_8)^{n-11} & (x_8)^{n-12} & (x_8)^{n-13} & 1 \\ (x_9)^{n-1} & (x_9)^{n-2} & (x_9)^{n-3} & (x_9)^{n-4} & (x_9)^{n-5} & (x_9)^{n-6} & (x_9)^{n-7} & (x_9)^{n-8} & (x_9)^{n-9} & (x_9)^{n-10} & (x_9)^{n-11} & (x_9)^{n-12} & (x_9)^{n-13} & 1 \\ (x_{10})^{n-1} & (x_{10})^{n-2} & (x_{10})^{n-3} & (x_{10})^{n-4} & (x_{10})^{n-5} & (x_{10})^{n-6} & (x_{10})^{n-7} & (x_{10})^{n-8} & (x_{10})^{n-9} & (x_{10})^{n-10} & (x_{10})^{n-11} & (x_{10})^{n-12} & (x_{10})^{n-13} & 1 \\ (x_{11})^{n-1} & (x_{11})^{n-2} & (x_{11})^{n-3} & (x_{11})^{n-4} & (x_{11})^{n-5} & (x_{11})^{n-6} & (x_{11})^{n-7} & (x_{11})^{n-8} & (x_{11})^{n-9} & (x_{11})^{n-10} & (x_{11})^{n-11} & (x_{11})^{n-12} & (x_{11})^{n-13} & 1 \\ (x_{12})^{n-1} & (x_{12})^{n-2} & (x_{12})^{n-3} & (x_{12})^{n-4} & (x_{12})^{n-5} & (x_{12})^{n-6} & (x_{12})^{n-7} & (x_{12})^{n-8} & (x_{12})^{n-9} & (x_{12})^{n-10} & (x_{12})^{n-11} & (x_{12})^{n-12} & (x_{12})^{n-13} & 1 \\ (x_{13})^{n-1} & (x_{13})^{n-2} & (x_{13})^{n-3} & (x_{13})^{n-4} & (x_{13})^{n-5} & (x_{13})^{n-6} & (x_{13})^{n-7} & (x_{13})^{n-8} & (x_{13})^{n-9} & (x_{13})^{n-10} & (x_{13})^{n-11} & (x_{13})^{n-12} & (x_{13})^{n-13} & 1 \end{bmatrix}$$

$$|V_n| = -2.907 \times 10^{127}$$

$$(V_n)^{-1} =$$

0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1.889-10-15	-7.251-10-15	1.802-10-14	-3.226-10-14	4.277-10-14	-4.254-10-14	3.173-10-14	-1.754-10-14	6.979-10-15	-1.894-10-15	0	0
2	-2.254-10-14	2.903-10-13	-1.726-10-12	6.273-10-12	-1.554-10-11	2.774-10-11	-3.667-10-11	3.636-10-11	-2.705-10-11	1.49-10-11	-5.912-10-12	1.599-10-12	-2.645-10-13	2.018-10-14
3	1.2-10-11	-1.54-10-10	9.131-10-10	-3.308-10-9	8.173-10-9	-1.454-10-8	1.916-10-8	-1.895-10-8	1.405-10-8	-7.718-10-9	3.053-10-9	-8.237-10-10	1.358-10-10	-1.033-10-11
4	-4.345-10-9	5.561-10-8	-3.286-10-7	1.187-10-6	-2.922-10-6	5.183-10-6	-6.81-10-6	6.713-10-6	-4.963-10-6	2.719-10-6	-1.072-10-6	2.885-10-7	-4.743-10-8	3.6-10-9
5	1.131-10-6	-1.442-10-5	8.493-10-5	-3.057-10-4	7.504-10-4	-1.327-10-3	1.738-10-3	-1.708-10-3	1.259-10-3	-6.878-10-4	2.705-10-4	-7.258-10-5	1.19-10-5	-9.01-10-7
6	-2.175-10-4	2.765-10-3	-0.016	0.058	-0.142	0.251	-0.328	0.321	-0.236	0.129	-0.05	0.013	-2.207-10-3	1.667-10-4
7	0.031	-0.397	2.318	-8.287	20.207	-35.497	46.211	-45.141	33.087	-17.973	7.032	-1.877	0.306	-0.023
8	-3.376	42.563	-247.877	882.832	-2.145-103	3.756-103	-4.875-103	4.748-103	-3.47-103	1.88-103	-733.601	195.306	-31.792	2.39
9	268.934	-3.376-103	1.958-104	-6.949-104	1.683-105	-2.936-105	3.799-105	-3.689-105	2.689-105	-1.453-105	5.655-104	-1.502-104	2.439-103	-182.952
10	-1.539-104	1.924-105	-1.111-106	3.928-106	-9.477-106	1.648-107	-2.126-107	2.058-107	-1.496-107	8.061-106	-3.13-106	8.295-105	-1.344-105	1.006-104
11	5.995-105	-7.457-106	4.289-107	-1.51-108	3.629-108	-6.291-108	8.087-108	-7.807-108	5.659-108	-3.042-108	1.179-108	-3.116-107	5.039-106	-3.765-105
12	-1.424-107	1.762-108	-1.009-109	3.537-109	-8.471-109	1.463-1010	-1.875-1010	1.805-1010	-1.305-1010	6.997-109	-2.705-109	7.136-108	-1.152-108	8.588-106
13	1.558-108	-1.917-109	1.093-1010	-3.814-1010	9.1-1010	-1.567-1011	2.001-1011	-1.921-1011	1.385-1011	-7.409-1010	2.857-1010	-7.523-109	1.212-109	-9.021-107

Obtenemos el valor de los coeficientes multiplicando la matriz inversa de Vandermonde por los datos de apertura del taqué:

$$A := |V_n|$$

$$X := (V_n)^{-1} \cdot y$$

$$A = \left[\prod_{i \neq j} (x_i - x_j) \right]$$

$$X =$$

	0
0	0
1	0
2	-1.263-10-13
3	6.809-10-11
4	-2.495-10-8
5	6.561-10-6
6	-1.274-10-3
7	0.185
8	-20.065
9	1.608-103
10	-9.243-104
11	3.611-106
12	-8.594-107
13	9.409-108

Al igual que el procedimiento realizado en el eje de escape estándar, con el valor de los coeficientes y sabiendo que el polinomio es de orden n-1 desarrollamos el polinomio que pasa por todos los catorce puntos analizados; debemos poner la restricción del polinomio para valores positivos, luego comprobamos que el polinomio de grado trece encontrado corresponda exactamente a los datos graficando el polinomio en función de θ :

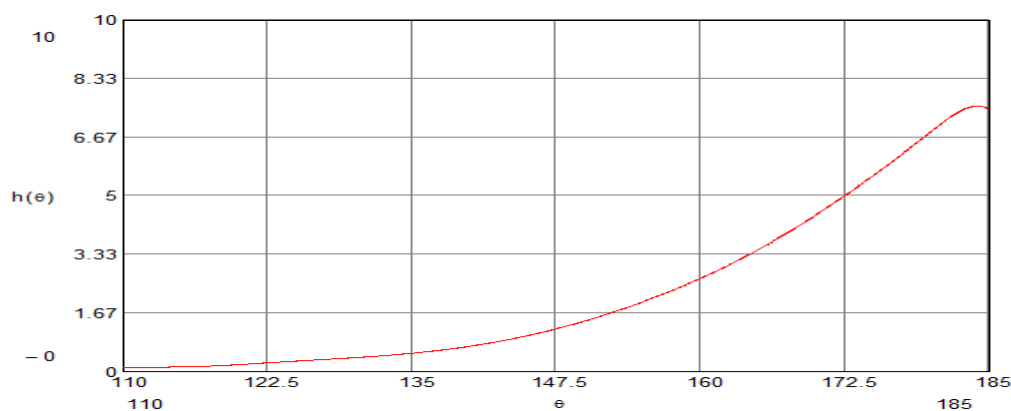


Figura 4.45: (Gráfica de la apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva de escape modificada $h(\theta)$)

De la misma manera que en el eje de levas de admisión modificado, una vez obtenido el polinomio que se ajusta exactamente a todos los puntos obtenidos $h(\theta) \geq 0$ mediante el análisis

$$h(\theta) := X_0 \cdot \theta^{13} + X_1 \cdot \theta^{12} + X_2 \cdot \theta^{11} + X_3 \cdot \theta^{10} + X_4 \cdot \theta^9 + X_5 \cdot \theta^8 + X_6 \cdot \theta^7 + X_7 \cdot \theta^6 + X_8 \cdot \theta^5 + X_9 \cdot \theta^4 + X_{10} \cdot \theta^3 + X_{11} \cdot \theta^2 + X_{12} \cdot \theta + X_{13}$$

realizado en Autocad podemos ver que al ser una curva encontrada mediante el polinomio el resultado final es mucho mejor, ya que la curva de giro de la leva en función de la apertura de Taqué posee menor cantidad de irregularidades, siendo la curva más estable y con menos picos, lo cual hace que nuestro análisis sea más exacto, ya que al disponer de solo catorce puntos para analizar el comportamiento de toda la curva hubiesen quedado una curva irregular que más se asemeja a una unión de puntos que a una curva de movimiento. Al comparar las curvas de escape estándar y modificada,

podemos observar dos particularidades, la primera es que en la parte inferior de la gráfica polinomial ya no se tiene la irregularidad en el perfil de la curva, esto se debe a que los datos tomados mediante el procedimiento de Autocad fueron mejores a los del primer procedimiento en el eje de levas estándar.

Para hallar el polinomio que rija la velocidad de apertura del taqué en escape en función del ángulo de giro de la leva modificada, debemos derivar la ecuación del movimiento en función del ángulo de giro de la leva, como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$\frac{d}{d\theta}h(\theta) = V(\theta)$$

$$V(\theta) := \left[(13 \cdot X_0) \cdot \theta^{12} + (12 \cdot X_1) \cdot \theta^{11} + (11 \cdot X_2) \cdot \theta^{10} + (10 \cdot X_3) \cdot \theta^9 + (9 \cdot X_4) \cdot \theta^8 + (8 \cdot X_5) \cdot \theta^7 + (7 \cdot X_6) \cdot \theta^6 + (6 \cdot X_7) \cdot \theta^5 + (5 \cdot X_8) \cdot \theta^4 + (4 \cdot X_9) \cdot \theta^3 + (3 \cdot X_{10}) \cdot \theta^2 + (2 \cdot X_{11}) \cdot \theta + X_{12} \right]$$

El polinomio resultante $\omega(\theta)$ es el polinomio de la velocidad de apertura del taqué, el cual graficándolo en función de θ nos da la siguiente gráfica, la cual debe ser analizada comparándola con la curva de velocidad estándar:

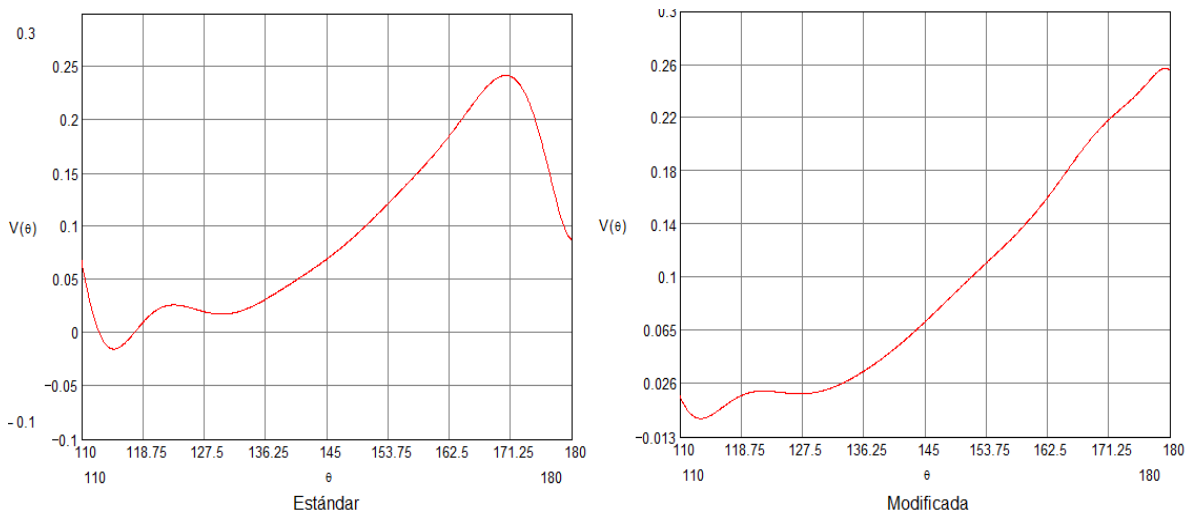


Figura 4.46: (Velocidades de apertura del taqué en escape en función del ángulo de giro de la leva estándar y modificada $\omega(\theta)$)

Analizando las gráficas podemos ver que las variaciones de la velocidad no son elevadas, lo cual indica un correcto diseño del árbol de levas modificado del

motor K10A del Alto, inclusive se puede apreciar claramente que la variación existente en la velocidad angular en la leva de escape modificada es muy inferior a la estándar.

Al igual que para encontrar el polinomio que rige el movimiento de apertura del taqué; si lo derivamos en función del ángulo de giro de la leva encontraremos el polinomio que rige la aceleración, como resultado obtenemos el siguiente polinomio:

$$a(\theta) := \left[(156 \cdot X_0) \cdot \theta^{11} + (132X_1) \cdot \theta^{10} + (110X_2) \cdot \theta^9 + (90X_3) \cdot \theta^8 + (72X_4) \cdot \theta^7 + (56X_5) \cdot \theta^6 + (42X_6) \cdot \theta^5 + (30X_7) \cdot \theta^4 + (20X_8) \cdot \theta^3 + (12X_9) \cdot \theta^2 + (6X_{10}) \cdot \theta + (2 \cdot X_{11}) \right]$$

El polinomio resultante $\alpha(\theta)$ es el polinomio de la aceleración de apertura del taqué en escape en función del ángulo de giro de la leva, el cual graficándolo en función de θ nos da la gráfica de aceleración, la cual debe ser comparada con la curva estándar:

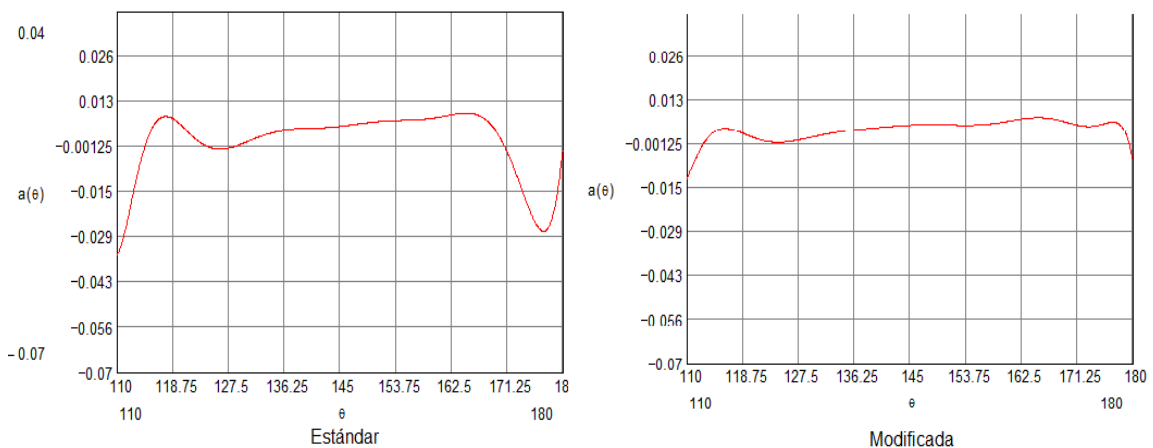


Figura 4.47: (Aceleraciones de apertura del taqué en escape en función de ángulo de giro de la leva estándar y modificada $\alpha(\theta)$)

En la gráfica podemos ver $\frac{d}{d\theta} V(\theta) = a(\theta)$
 gráfica de velocidad

que la variación vista en la
 disminuye; y además que la

variación en la leva $\frac{d}{d\theta}a(\theta) = \eta(\theta)$ modificada es inferior a la
 estándar. El pico más grande de variación que se da
 cuando la leva está a punto $\eta(\theta) = \text{Jerk}$ de llegar a la apertura
 máxima del taqué disminuye
 considerablemente, el valor es de 0.010 mm/rad^2 , lo cual nos indica el
 movimiento armónico que se realiza en la apertura y cierre de las válvulas
 modificadas. Para concluir el análisis de movimiento de la leva de escape
 modificada tenemos que ver la variación instantánea de la aceleración, más
 conocida como Jerk, con la que se podrá analizar si es que existen vibraciones
 en el movimiento del árbol por la apertura del taqué; para esto debemos derivar
 la ecuación polinomial de la aceleración en función del giro del árbol, como
 resultado obtenemos el polinomio de la aceleración instantánea de la apertura
 del taqué en función del ángulo de giro de la leva modificada, la cual debe ser
 analizada comparándola con la curva estándar:

$$\eta(\theta) := \left[(1716 \cdot X_0) \cdot \theta^{10} + (1320X_1) \cdot \theta^9 + (990X_2) \cdot \theta^8 + (720X_3) \cdot \theta^7 + (504 \cdot X_4) \cdot \theta^6 + (336X_5) \cdot \theta^5 + (210X_6) \cdot \theta^4 + (120X_7) \cdot \theta^3 + (60X_8) \cdot \theta^2 + (24X_9) \cdot \theta + (3 \cdot 2X_{10}) \right]$$

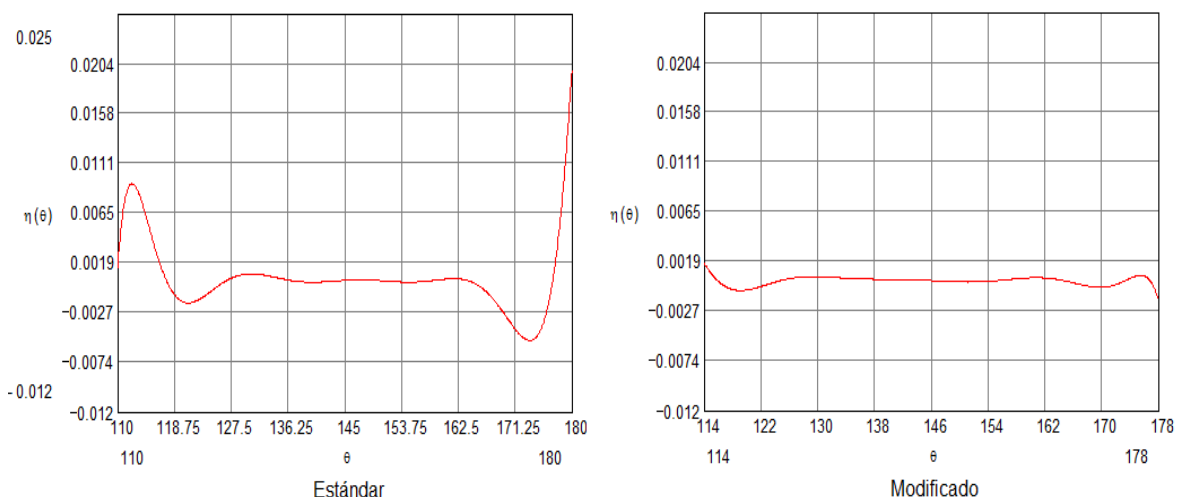


Figura 4.48: (Aceleraciones instantáneas de la apertura del taqué en escape en función del ángulo de giro de la leva estándar y modificada

$$\eta(\theta)$$

Como en el eje de levas de escape estándar, al ser dos levas a la vez las que actúan sobre cada taqué, podremos decir que la vibración causada por el movimiento del árbol directamente será el doble de la gráfica analizada. Al ser similar el movimiento del árbol con respecto a cada leva, la distancia entre las levas y a los cojinetes del árbol, podemos decir que todos los cojinetes sufrirán por igual la vibración producida por la apertura y cierre de las válvulas. Comparando la gráfica de Jerk del eje estándar con la gráfica de Jerk del eje de escape modificado, podemos ver que las vibraciones serán menores en el eje de levas modificado, el cual no presenta irregularidades que puedan ser peligrosas para el funcionamiento del mismo. Los valores de son significativamente inferiores al árbol estándar, lo cual indica que el árbol de escape modificado se encuentra bien diseñado.

Una vez determinados las curvas que rigen el movimiento cinemático de las levas modificadas, se debe analizar la parte dinámica de los árboles de levas, para lo cual en base a la teoría desarrollada en el análisis dinámico de los árboles estándar, podemos comparar los valores con los árboles modificados. Mediante las fórmulas desarrolladas y los datos cinemáticos de la leva de admisión modificada procedemos a calcular el valor por medio de la gráfica del ángulo de presión:

$$R_p := 15.4'$$

$$\varepsilon := C$$

$$\phi(\theta) := \text{atan} \left(\frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon}{h(\theta) + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \right)$$

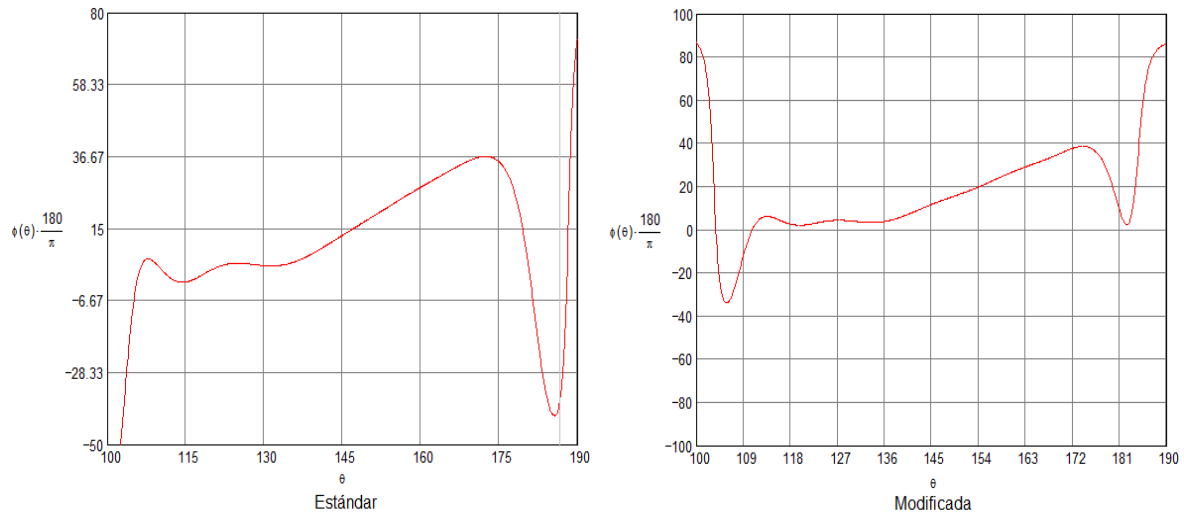


Figura 4.49: (Ángulos de presión de los árboles de levas de admisión estándar y modificados)

El ángulo de presión del árbol de levas de admisión modificado en su mayor valor es inferior al árbol de levas estándar, por lo cual cumple la condición dinámica de diseño para no trabarse respecto al taqué. El valor máximo es de 30 grados.

Para el árbol de levas de escape modificado, mediante la misma fórmula, tenemos los siguientes resultados:

$$R_p := 15.4'$$

$$\varepsilon := C$$

$$\phi(\theta) := \text{atan} \left(\frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} - \varepsilon}{h(\theta) + \sqrt{R_p^2 - \varepsilon^2}} \right)$$

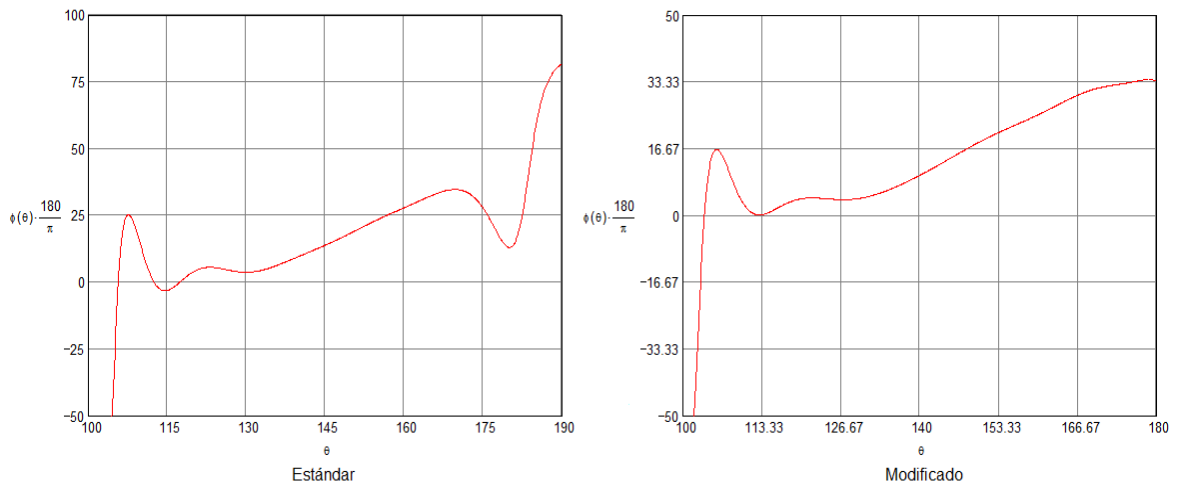


Figura 4.50: (Ángulos de presión de los árboles de levas de escape estándar y modificado)

Al analizar los datos del ángulo de presión de los dos árboles, podemos ver que el valor máximo en el eje de levas de admisión llega a los 35 grados; lo cual está por debajo del valor máximo permitido para este tipo de sistemas. En el árbol de levas de escape modificado al máximo valor del ángulo de presión llega a 33 grados; inclusive la curva que indica la variación del ángulo de presión en el eje de levas de escape modificado es más estable en la parte de la cresta de la leva. El diseño está dentro del rango permitido.

Procedemos ahora a calcular el valor de la fuerza dinámica para el árbol de levas de admisión modificado

$$\text{Masa} := 0.023 \text{ kg}$$

$$\text{Precarga} := 15. \text{ N} \quad \psi := 180 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60}$$

$$K := 441.7 \text{ N/m}$$

$$\omega_N := \sqrt{\frac{K}{\text{Masa}}}$$

$$\zeta := 0.06$$

$$C_{\text{critico}} := 2 \cdot \text{Masa} \cdot \omega_N$$

$$C := C_{\text{critico}} \cdot \zeta$$

$$C = 0.387$$

$$F_c(\theta) := \left[\frac{\text{Masa} \cdot a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2}{1000} \cdot \psi^2 \right] + \left(C \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{1000} \cdot \psi \right) + \frac{K}{1000} \cdot h(\theta) + \text{Precarga}$$

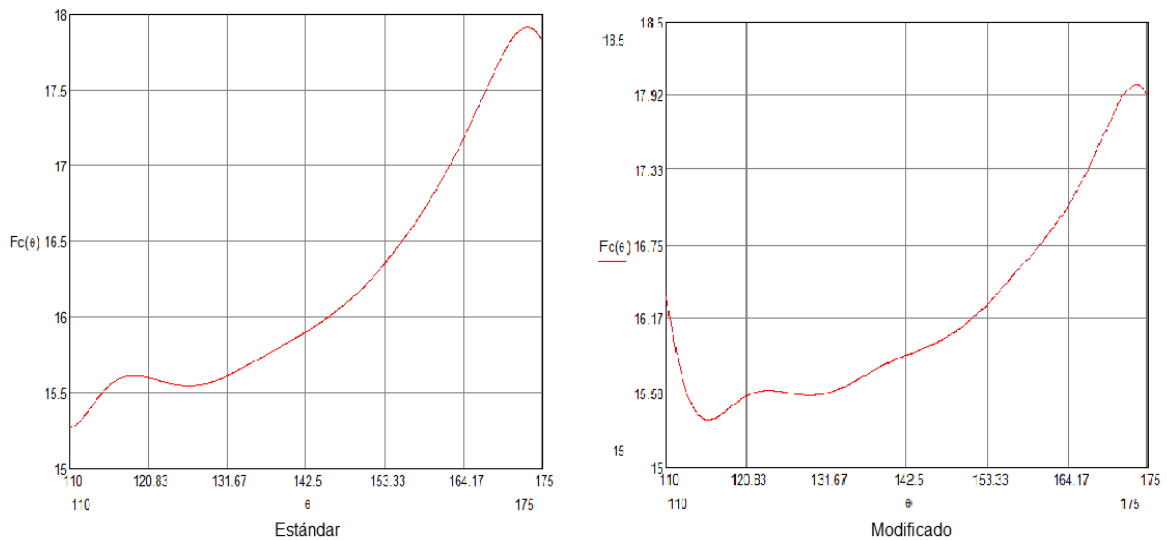


Figura 4.51: (Fuerza dinámica en los ejes de levas de admisión estándar y modificado)

Analizando las gráficas estándar y modificada, podemos ver que los valores de la fuerza dinámica son similares, y en el eje de levas modificado no supera el valor obtenido en la gráfica estándar. Con el dato obtenido de fuerza dinámica en los ejes modificados podemos calcular el par de torsión en los ejes modificados de admisión y escape:

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\psi}$$

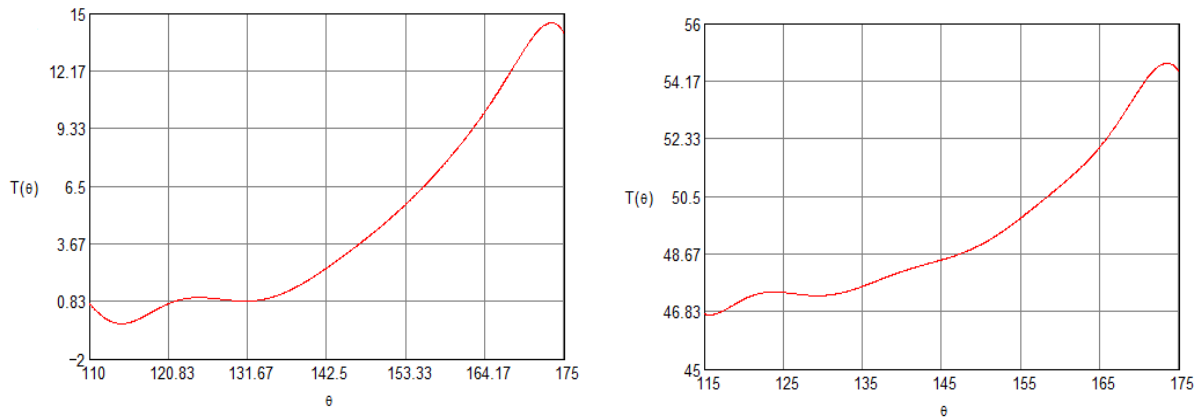


Figura 4.52: (Torque en los ejes de levas de admisión estándar y modificado)

El valor de los ejes de levas estándar y modificadas en cuestión del torque es casi igual en su comportamiento, lo cual corrobora nuestro buen diseño en la modificación de los perfiles. También podemos obtener el radio de curvatura de los dos ejes de levas modificados y compararlos los datos con los árboles estándar.

$$\rho(\theta) := \frac{\left[(Rp + h(\theta))^2 + \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(Rp + h(\theta))^2 + 2 \cdot \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (Rp + h(\theta))}$$

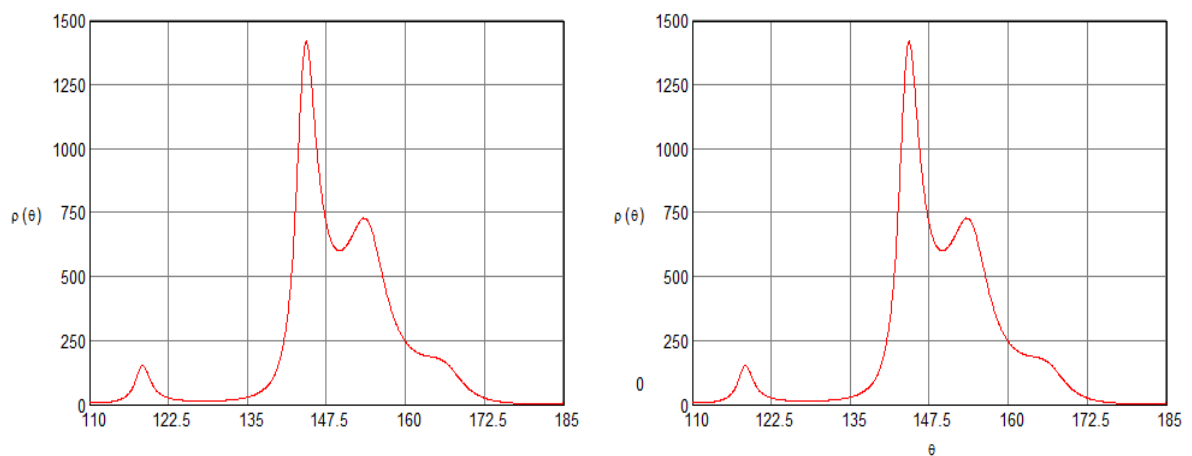


Figura 4.53: (Radio de curvatura en las levas de admisión estándar y modificado)

Las gráficas del ángulo de presión de admisión modificado son prácticamente iguales. Con la teoría desarrollada procedemos a calcular los valores de la fuerza dinámica, par de torsión y radio de curvatura para el eje de levas de escape modificados:

$$\text{Masa} := 0.021 \xi$$

$$\text{Precarga} := 15. \xi \quad \psi := 180 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{60}$$

$$K := 441.7 \xi$$

$$\omega N := \sqrt{\frac{K}{\text{Masa}}}$$

$$\zeta := 0.0 \xi$$

$$C_{\text{critico}} := 2 \cdot \text{Masa} \cdot \omega N$$

$$C := C_{\text{critico}} \cdot \zeta$$

$$C = 0.387$$

$$F_c(\theta) := \left[\frac{\text{Masa} \cdot a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2}{1000} \cdot \psi^2 \right] + \left(C \cdot \frac{V(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{1000} \cdot \psi \right) + \frac{K}{1000} \cdot h(\theta) + \text{Precarga}$$

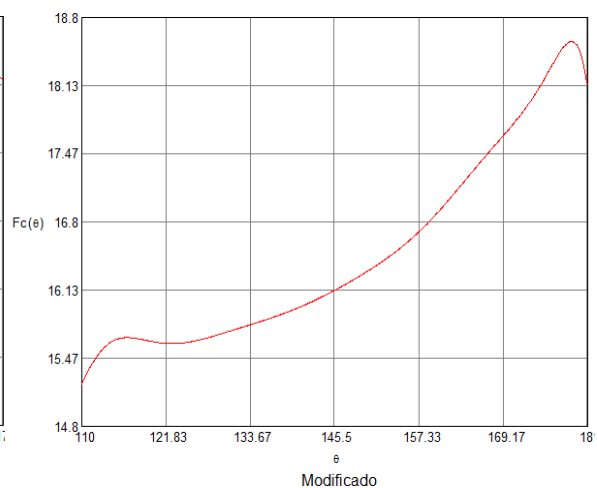
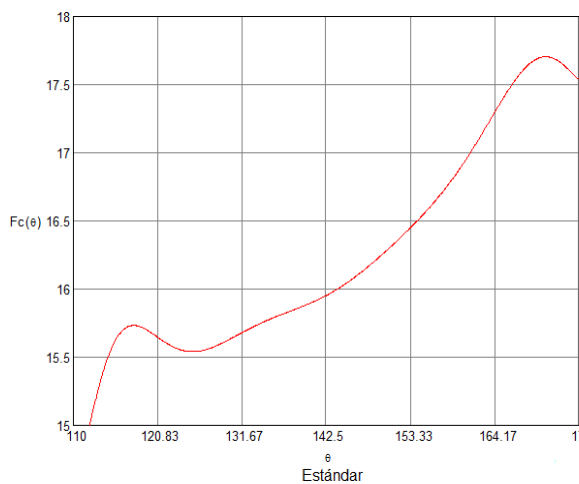


Figura 4.54: (Fuerza dinámica en el eje de levas de escape estándar y modificado)

El valor de fuerza dinámica en los ejes de levas de escape se encuentra dentro del rango de diseño del árbol original.

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$T(\theta) = F_c(\theta) \cdot \frac{v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi}}{\psi}$$

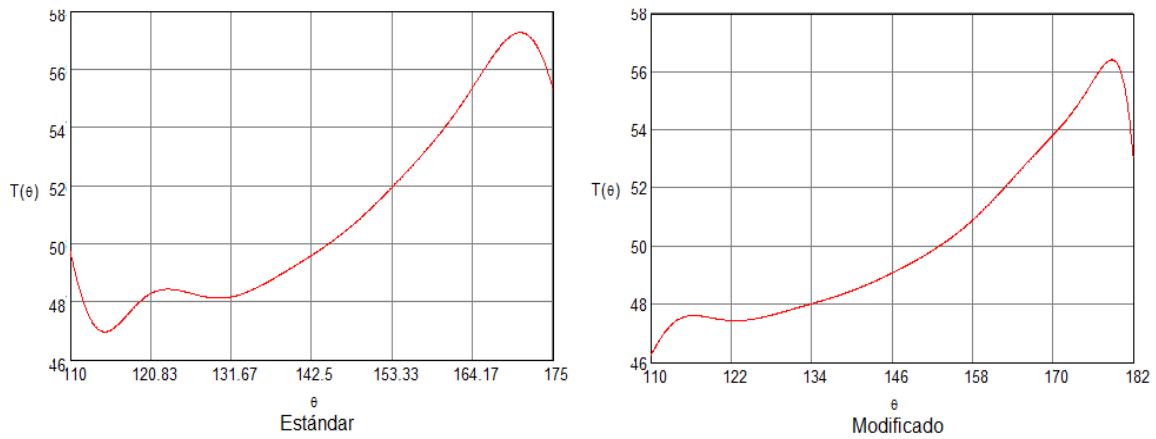


Figura 4.55: (Par de torsión en los ejes de levas de escape estándar y modificado)

El valor del torque en los ejes de levas de escape se encuentra dentro del rango de diseño del árbol original.

$$\rho(\theta) := \frac{\left[(R_p + h(\theta))^2 + \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{(R_p + h(\theta))^2 + 2 \cdot \left(v(\theta) \cdot \frac{180}{\pi} \right)^2 - a(\theta) \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right)^2 \cdot (R_p + h(\theta))}$$

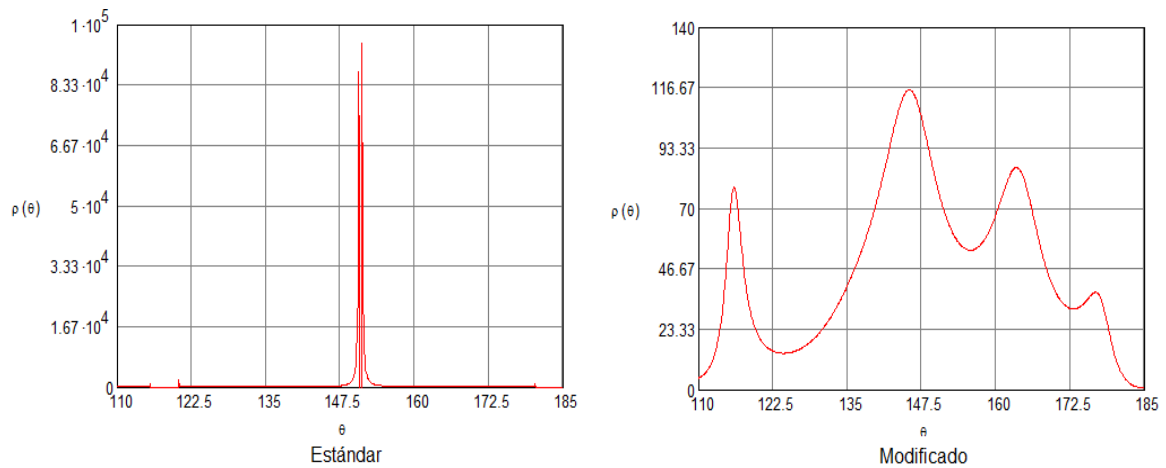


Figura 4.56: (Radio de curvatura en las levas de escape estándar y modificadas)

El valor del radio de curvatura en los ejes de levas de escape se encuentra dentro del rango de diseño del árbol original.

Concluido el análisis de los datos obtenidos tanto de los árboles de levas originales y de los árboles modificados; podemos ver con claridad que los valores no cambian drásticamente entre el diseño original y el diseño de los árboles de levas modificados, con lo cual podemos garantizar que luego de una adecuada construcción de los árboles de levas el motor no sufrirá grandes cambios respecto a incrementos significativos en el esfuerzo producido en todas las piezas fijas y móviles del motor. Directamente realizando el análisis de la parte cinemática de los dos árboles de levas, podemos ver que tanto la velocidad, aceleración y jerk de la apertura de la válvula con respecto al ángulo de giro de la leva no varía en un rango considerable, ni se aleja de un buen diseño; inclusive podemos apreciar que en los grados donde se realizó la modificación el valor de las curvas descritas dispone de menos irregularidades, lo que da un movimiento más estable del propulsor.

Para concluir nuestro análisis respecto al diseño de los nuevos perfiles, debemos realizar el gráfico de apertura y cierre de válvulas en función de los tiempos del motor, tomando en cuenta los ángulos de adelanto y retraso de apertura y cierre de las levas. Con este dato podremos visualizar más claramente el comportamiento del motor estándar versus el comportamiento del

motor con los nuevos árboles de levas. Para poder realizar este análisis nos basaremos en el software de diseño de motores de competencia Dynosim Racing software; en el cual con todos los datos del motor podremos obtener las curvas deseadas.

Para esto necesitaremos varia información adicional del motor, por lo que procedimos con el motor abierto a tomar todos los datos necesarios para poder obtener las gráficas e ingresarlos en la pantalla de datos del software:

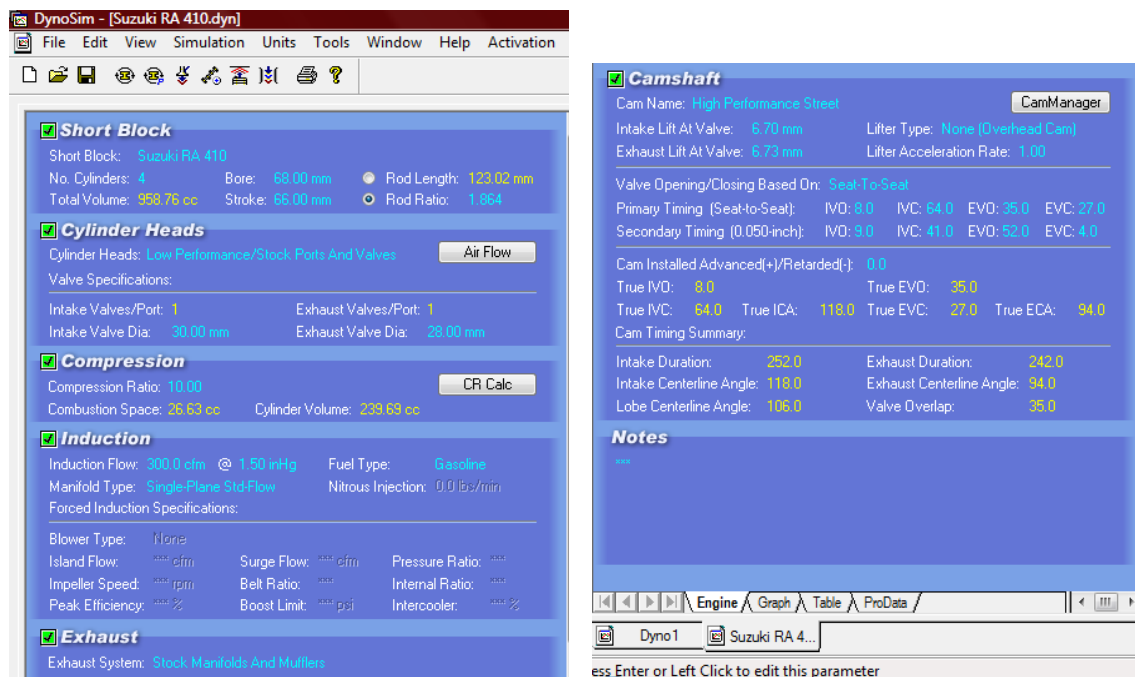


Figura 4.57: (Ingreso de datos en el programa Dynosim Racing Software)

Una vez ingresados todos los datos en el programa, podemos incluir después los ángulos de adelanto y retraso de la apertura y cierre de válvulas:

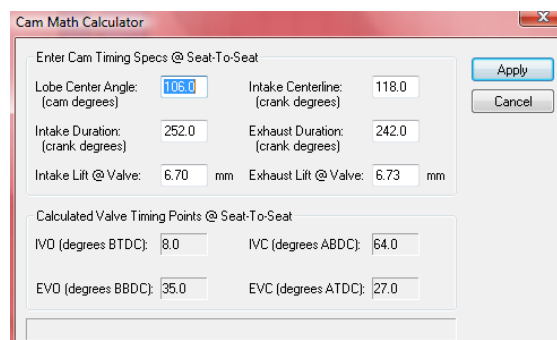


Figura 4.58: (Ingreso de los ángulos de apertura y cierre en el programa Dynosim Racing Software)

Luego procedemos a importar los datos de apertura del taqué en función del ángulo de giro de la leva, para los casos estándar y modificado; con lo cual procedemos a ejecutar el cálculo de la gráfica de comportamiento de los árboles de levas:

Para empezar, realizaremos el análisis para el árbol de levas estándar:

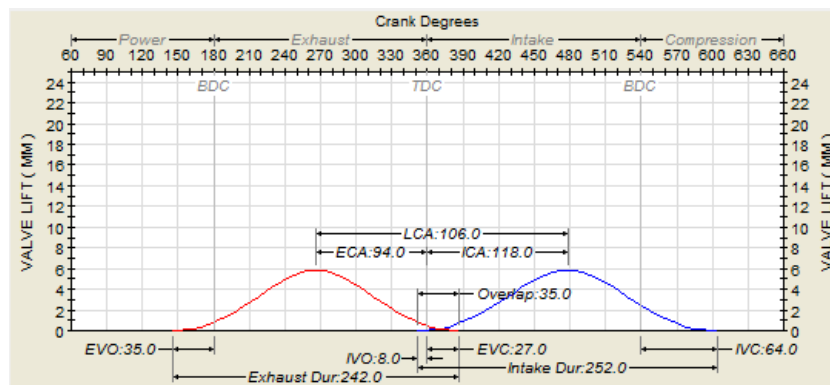


Figura 4.59: (Gráfica del comportamiento de los árboles de levas estándar)

En la gráfica podemos apreciar los cuatro tiempos del motor en la parte superior y las dos revoluciones de giro del cigüeñal; en el eje Y tenemos la apertura de la válvula, dada directamente por el propulsor. En la parte inferior y en la gráfica podemos apreciar los siguientes datos:

EVO (Exhaust Valve Open): El cual es adelanto a la apertura de escape 35°

IVO (Intake Valve Open): Adelanto a la apertura de admisión 8°

EVC (Exhaust Valve Close): Retraso al cierre de escape 27°

IVC (Intake Valve Close): Retraso al cierre de admisión 64°

Overlap (traslape): 35°

Duración en la apertura de la válvula de admisión: 252°

Duración de la apertura de la válvula de escape: 242°

ECA (Distancia desde el tiempo de apertura máxima de la válvula de escape al punto muerto superior en admisión: 94°)

ICA (Distancia desde el tiempo de apertura máxima de la válvula de admisión al punto muerto superior en admisión: 118°)

LCA (Distancia entre aperturas máximas entre las válvulas de admisión y escape 106°)

Con estos datos podemos darnos cuenta del comportamiento del árbol de levas. Como no hemos modificado los ángulos de apertura y cierre o la altura máxima de apertura de la válvula, los datos no variarán en nuestro nuevo diseño de árbol de levas; lo único que deberá variar es el ancho de la apertura máxima de las levas desde el punto que comienza a atacar la cresta de la leva al taqué; y por ende a la válvula.

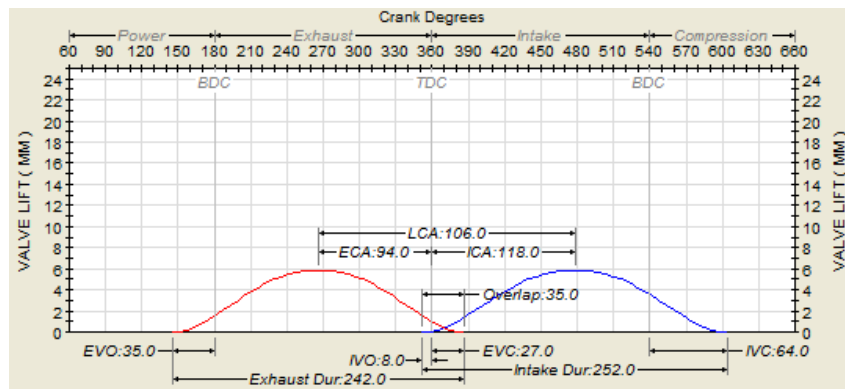


Figura 4.60: (Gráfica del comportamiento de los árboles de levas modificados)

Como se puede apreciar los datos en la gráfica, los valores son iguales a la curva estándar, lo que varía es la apertura en el tope máximo. Para poder apreciar la variación procedimos a sobreponer las dos curvas, obteniendo el siguiente resultado:

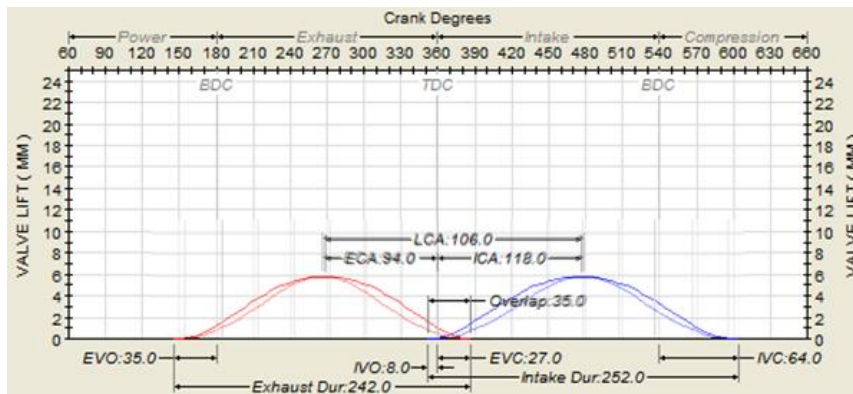


Figura 4.61: (Gráfica de comparación entre el árbol de levas original y el árbol modificado)

Podemos constatar la diferencia de apertura de las levas sin que exista modificación de los adelantos y retrasos entre árboles de levas. Con los resultados del análisis cinemático, el análisis dinámico mediante el cual pudimos constatar que los valores de las gráficas modificadas se encuentran dentro del rango de diseño establecidos por las gráficas de los árboles de levas originales; y para finalizar el gráfico de comportamiento de los árboles de levas modificados en función de los cuatro tiempos, podemos concluir que nuestro diseño es adecuado y es acorde con la teoría de esta tesis, que hemos logrado mayor espacio de apertura, lo cual va a generar mayor ingreso de aire, y por ende esto va a mejorar la eficiencia volumétrica del motor, la cual va ligado directamente en mejorar el torque del mismo. Mediante todos los cálculos realizados y datos obtenidos podemos estar seguros de que hemos cumplido nuestro objetivo de mejorar el performance del motor. Con esto se puede pasar al siguiente paso; digitalizar el resultado obtenido mediante la herramienta computacional Solid Works, seguros de nuestro diseño.

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL ÁRBOL DE LEVAS

El árbol de levas funciona como un solo cuerpo, que consta de varias partes que lo conforman, pero para su dimensionamiento hemos decidido dividirlo en cuatro partes principales dentro de su diseño ya que cada una realiza una función distinta y por ende tiene dimensiones diferentes.

Dentro del dimensionamiento del árbol de levas, se tratará una por una cada parte que hacen de él un parte tan importante dentro del funcionamiento de un motor de combustión interna.

Dividimos al árbol en 4 partes que trataremos que son:

- Eje
- Muñones
- Levas
- Engrane Regulable

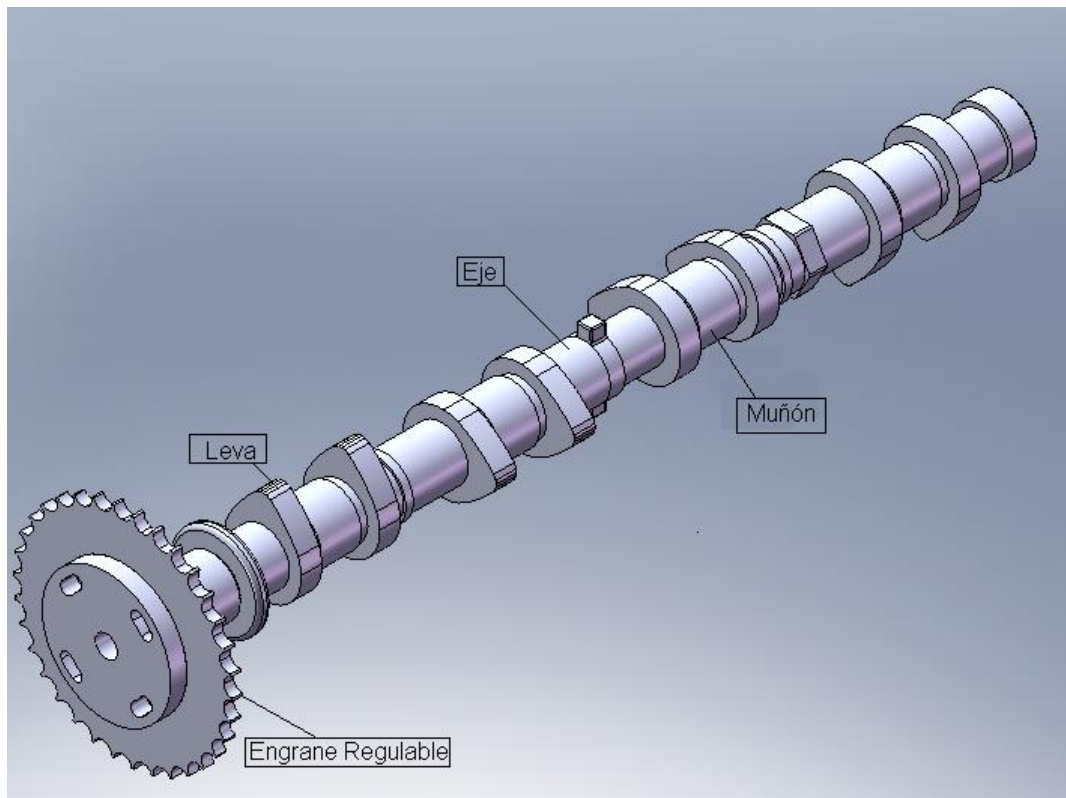


Figura 4.62: (Árbol de Leva Modelado en Solidworks)

4.4.1. Eje

El eje propiamente dicho donde se alojan todas las partes no es un eje común, es un eje que tiene un diseño muy particular, por la misma función que realiza; aparte de transmitir movimiento a través de sus levas, también es un eje que

permite la lubricación de todas sus partes durante el funcionamiento del motor. Para ello el árbol de levas, es un eje hueco que a través de unos pequeños agujeros permite que fluya el aceite a lo largo de todo el árbol y lubrique a todas las partes que lo conforman y evitar así el desgaste que provoca el rozamiento.

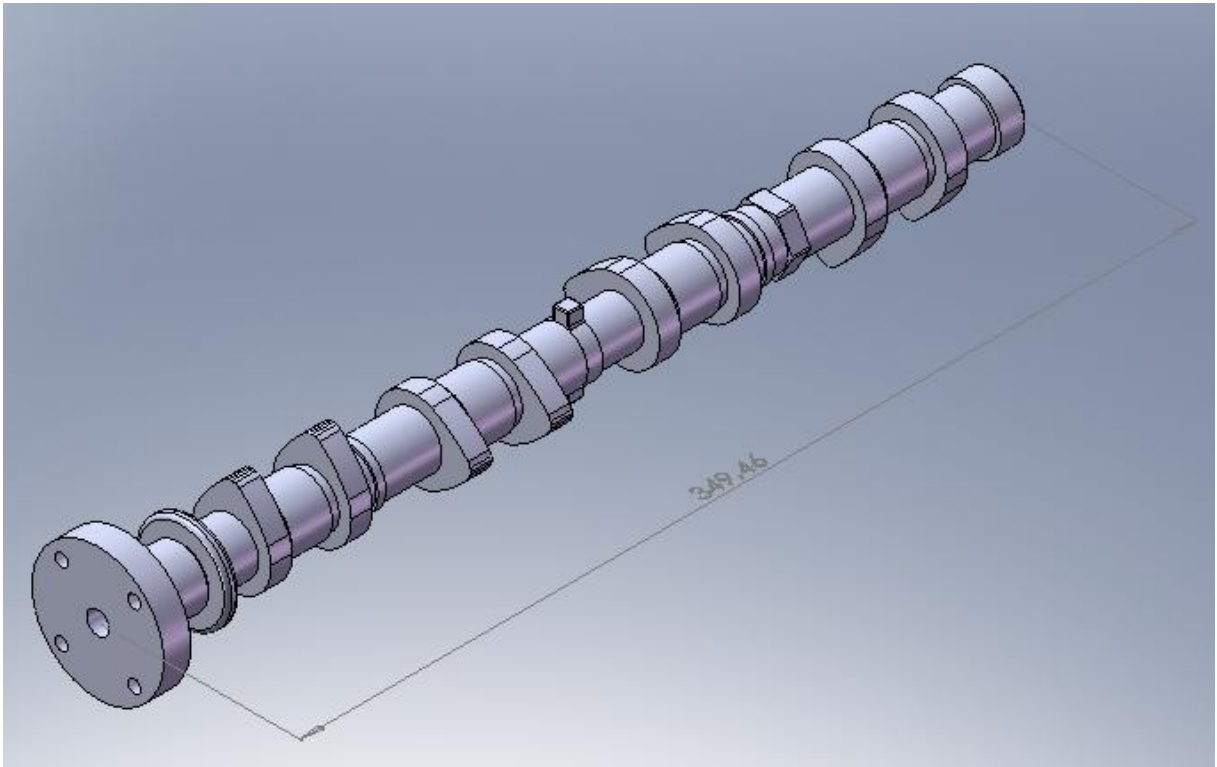


Figura 4.63 : (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Isometría))

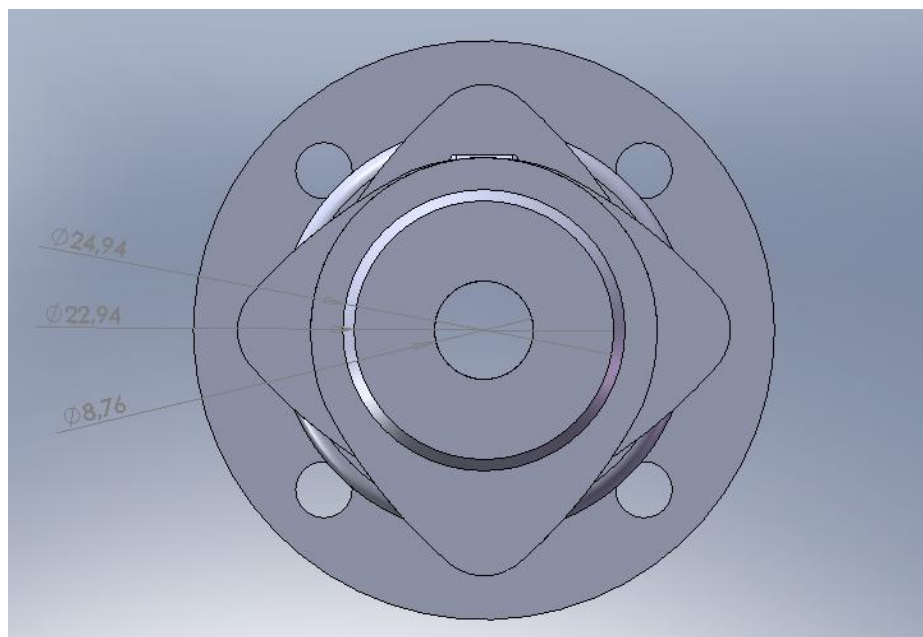


Figura 4.64: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Posterior))

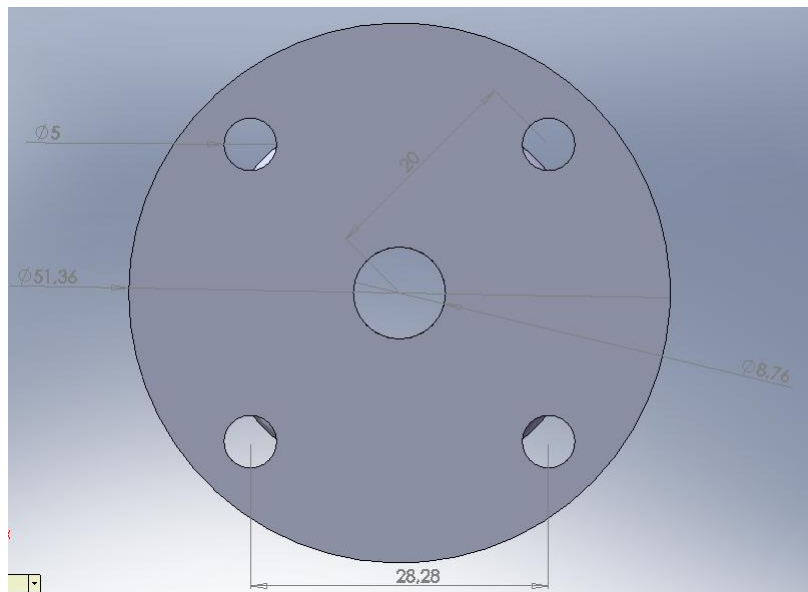


Figura 4.65: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Frontal))

4.4.2. Muñones

Los muñones son partes que se conforman a partir del eje principal y se encuentran entre dos levas.

Tienen un diámetro de 23 mm. y 16,06 mm. de ancho y está separado de cada leva por 3,51 mm. Su función principal es apoyar al árbol de levas sobre las chaquetas del cabezote en donde se aloja el árbol de levas. Además permite la rotación del árbol durante el funcionamiento del motor, para ello los muñones deben estar siempre lubricados para disminuir el rozamiento entre el muñón y la chaqueta donde está apoyado el mismo.

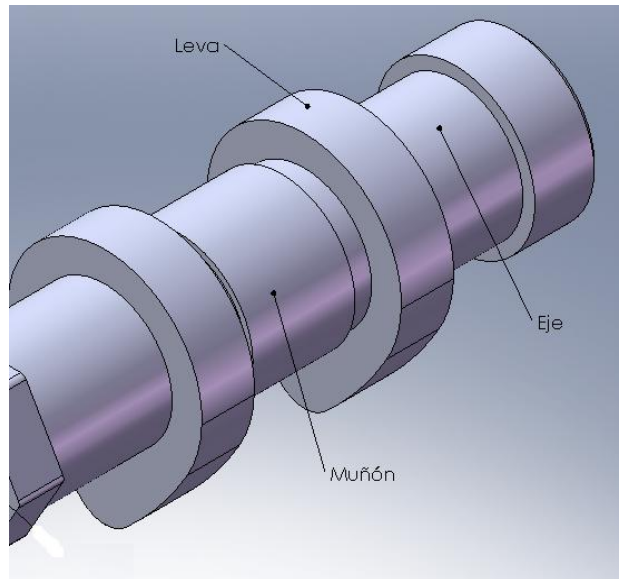


Figura 4.66: (Árbol de Levas modelado del en Solidworks)

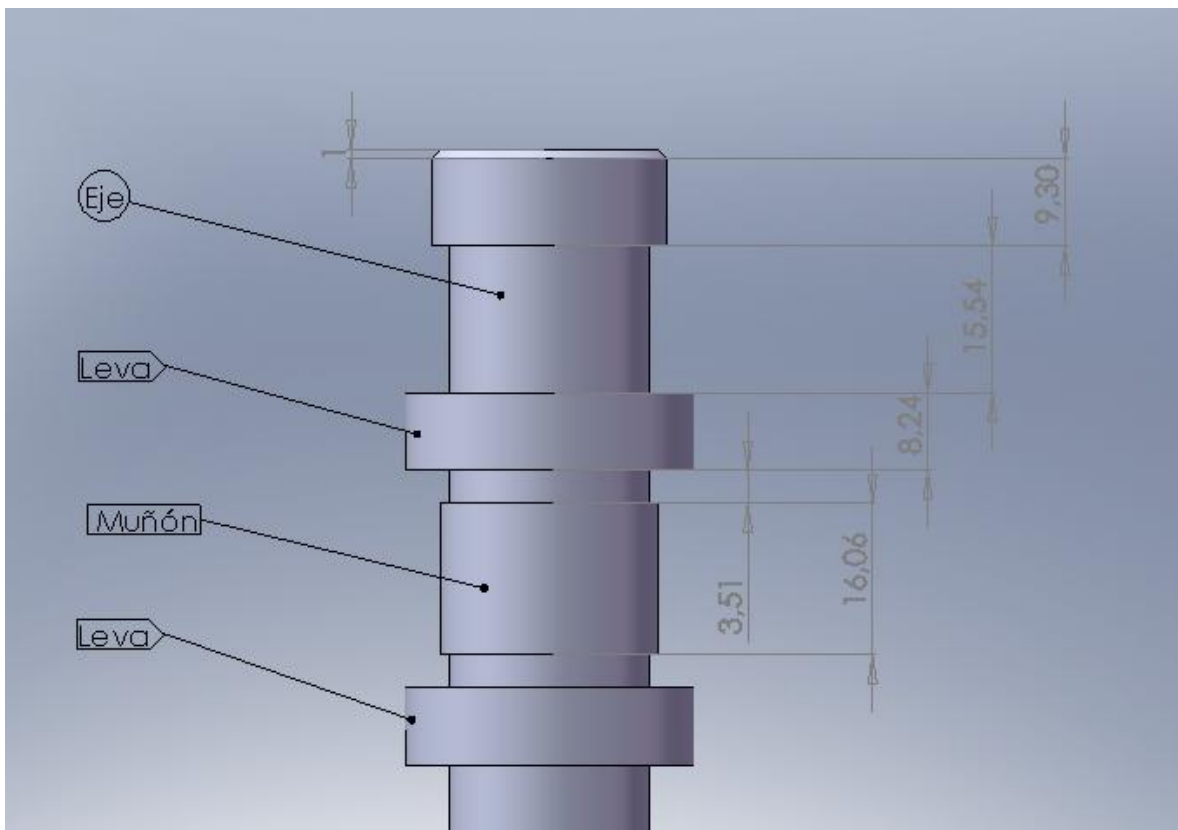


Figura 4.67: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

4.4.3. Levas

Las levas, es el tema principal de nuestra investigación, que como se explicaba antes son los elementos que durante el giro del árbol, permiten la apertura y cierre de las válvulas de un motor de combustión interna.

Dentro del análisis de su perfil, se había aclarado que el consta de tres partes principales: *Diámetro Primitivo*, *Flancos*, y *Cresta o Nariz de la Leva*.

En este capítulo, se procederá a dimensionar cada una de estas partes; cabe recalcar que este dimensionamiento es del perfil de leva ya modificado.

Las dimensiones son las siguientes:

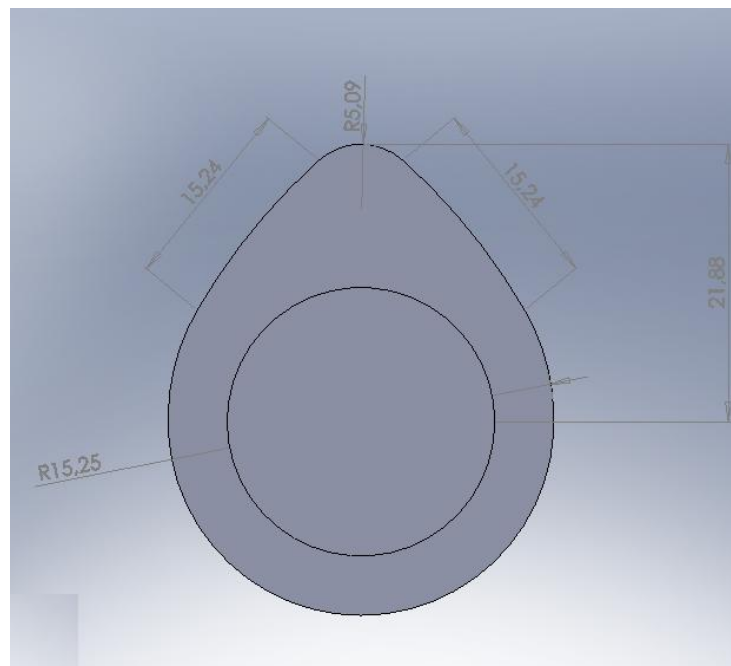


Figura 4.68: (Dimensionamiento de la Leva (Vista Frontal))

La leva como podemos ver, tiene un espesor de 8,24 mm cada una.

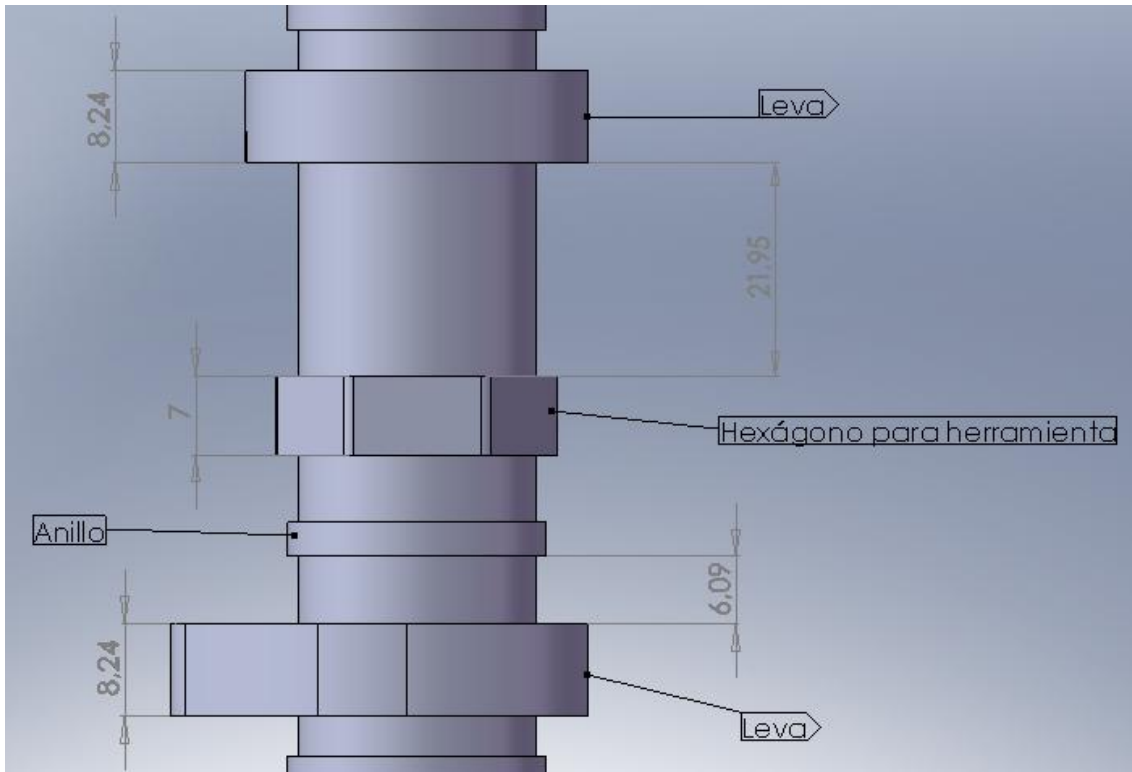


Figura 4.69: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

También podemos apreciar que en el eje principal encontramos un hexágono donde cada lado tiene 13,13 mm y un espesor de 7 mm.

Su función principal es permitir un balance en el árbol de levas y también sirve para encajar las herramientas tales como llaves hexagonales, etc.

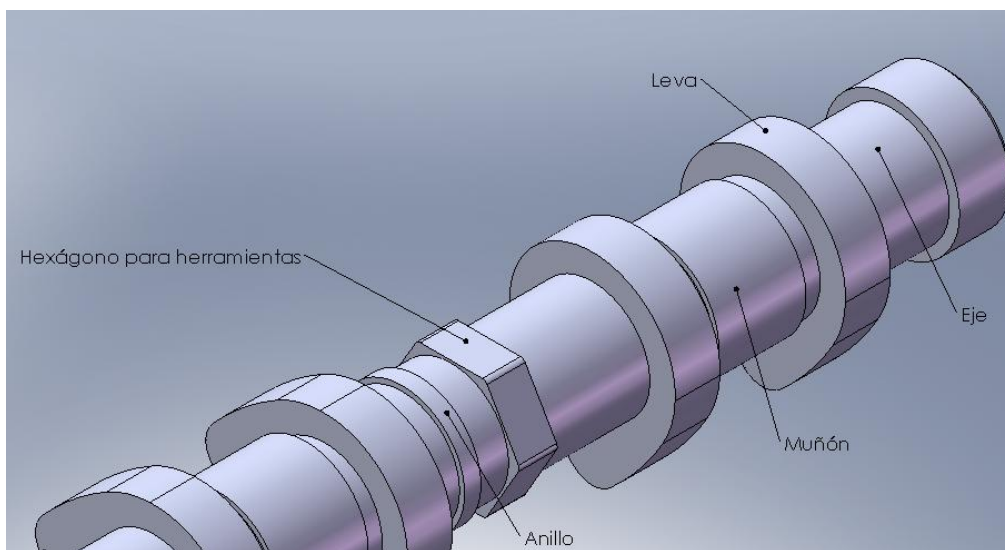


Figura 4.70: (Árbol de Levas modelado en Solidworks)

Adicional encontramos un anillo que tiene 23 mm de diámetro y 3 mm de espesor. Su función es de dar un balance adicional al árbol de levas a parte de las pesas que a continuación trataremos.

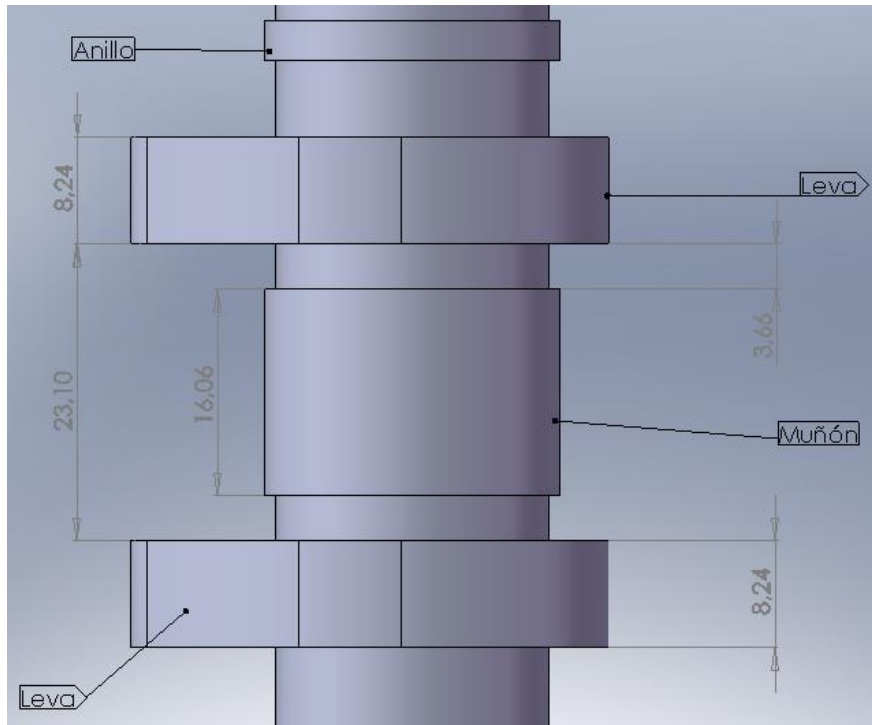


Figura 4.71: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

Siguiendo con el dimensionamiento del árbol, también como parte del eje principal encontramos una pesa que permite balancear al árbol. Esto es muy importante dentro del diseño, debido a que, durante el giro a altas revoluciones del árbol, éste se encuentra sometido a esfuerzos axiales que en el momento que el árbol no se encuentra balanceado el giro no sería uniforme ocasionando daños enormes al motor y colapsaría el sistema de distribución.

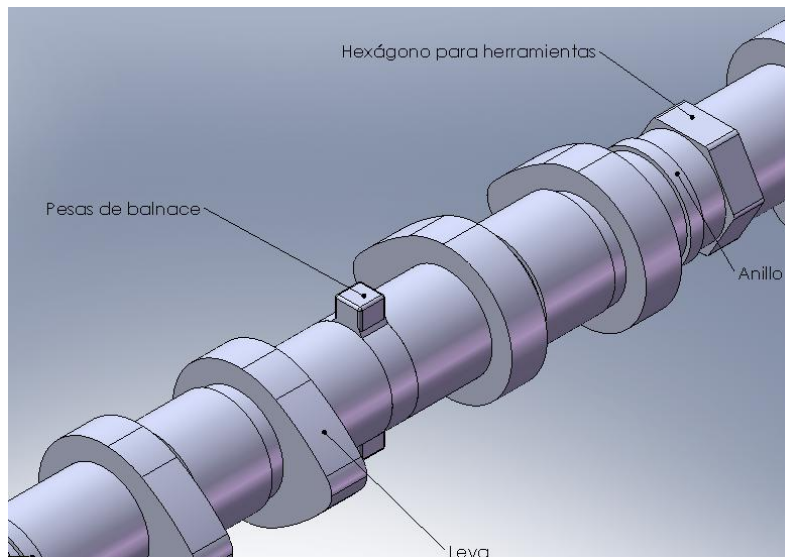


Figura 4.72: (Árbol de Levas modelado en Solidworks)

La pese se encuentra ubicada a ambos lados del eje, y tiene una geometría cúbica con 5mm en cada lado.

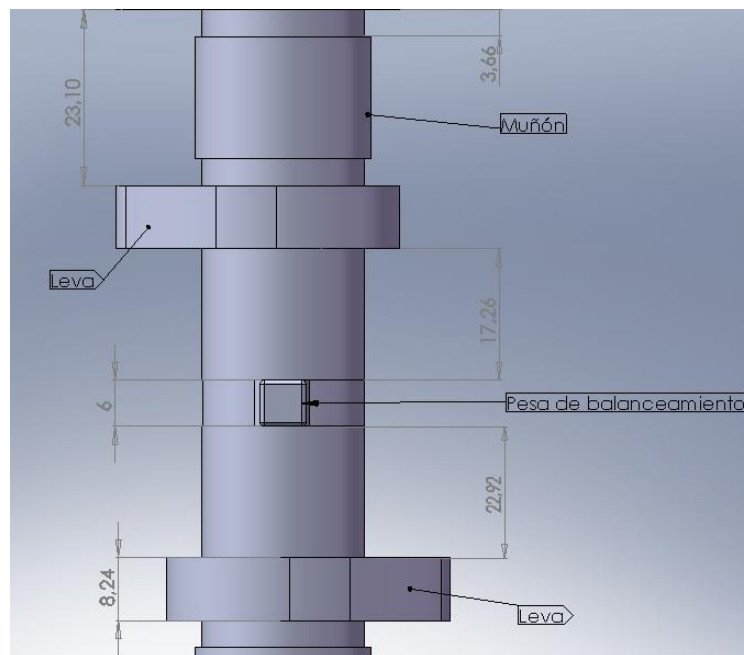


Figura 4.73: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

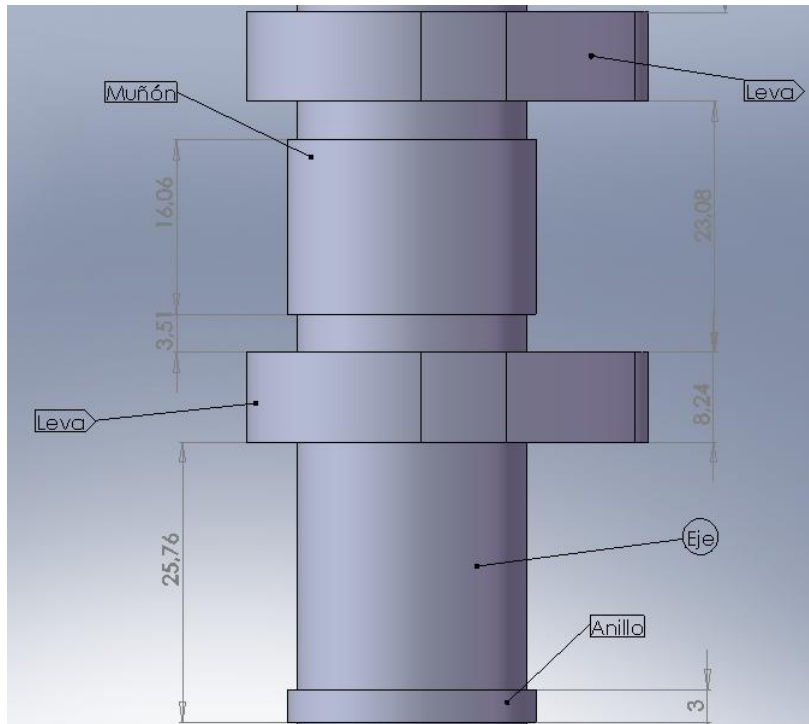


Figura 4.74: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

El árbol de levas, antes de llegar a la parte del piñón que se engrana con la cadena de distribución para generar el movimiento y entrar en funcionamiento, en el eje se encuentra un anillo de tope, que permite al muñón anterior al piñón asentarse sobre la chaqueta del cabezote e impedir que el árbol se desplace hacia atrás o hacia delante.

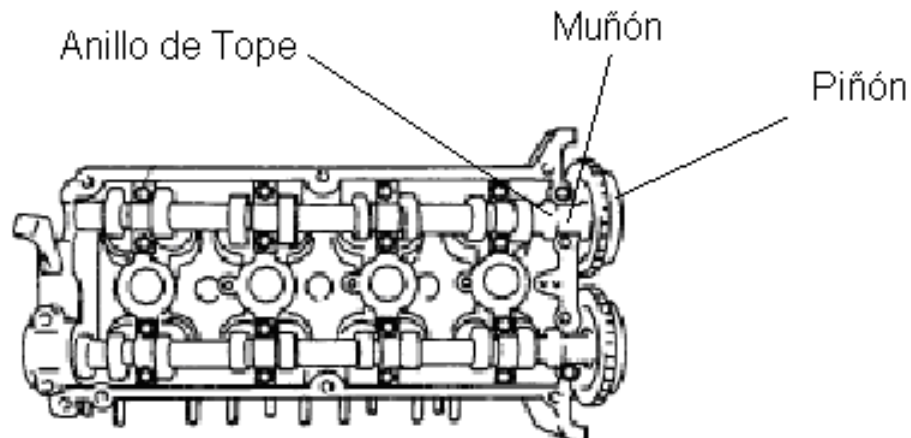


Figura 4.75: (Ejes de levas del Chevrolet Alto 2003 instalados en la culata)

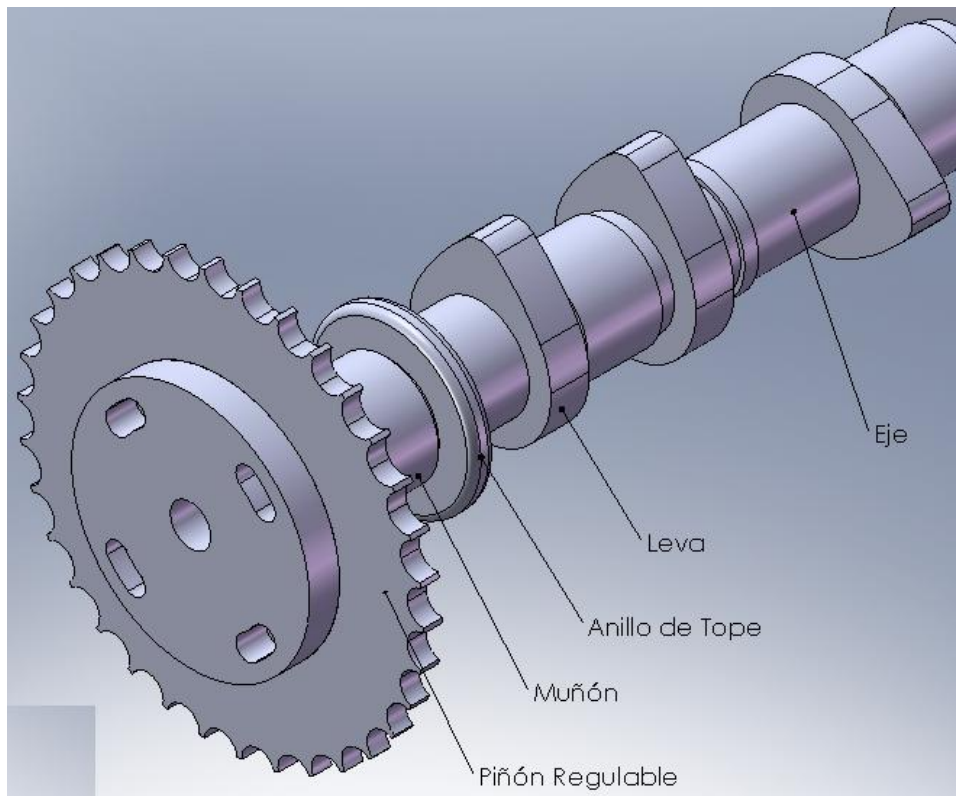


Figura 4.76: (Árbol de Levas modelado en Solidworks)

El Anillo de Tope tiene un diámetro de 36,35 mm y de espesor 4,60 mm.

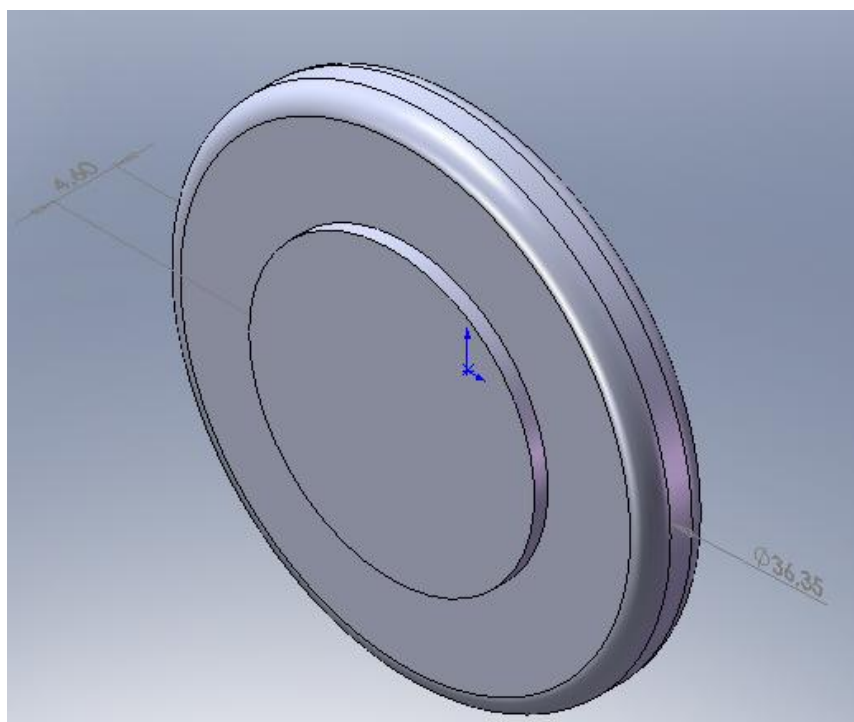


Figura 4.77: (Dimensionamiento de Anillo Tope (Isometría))

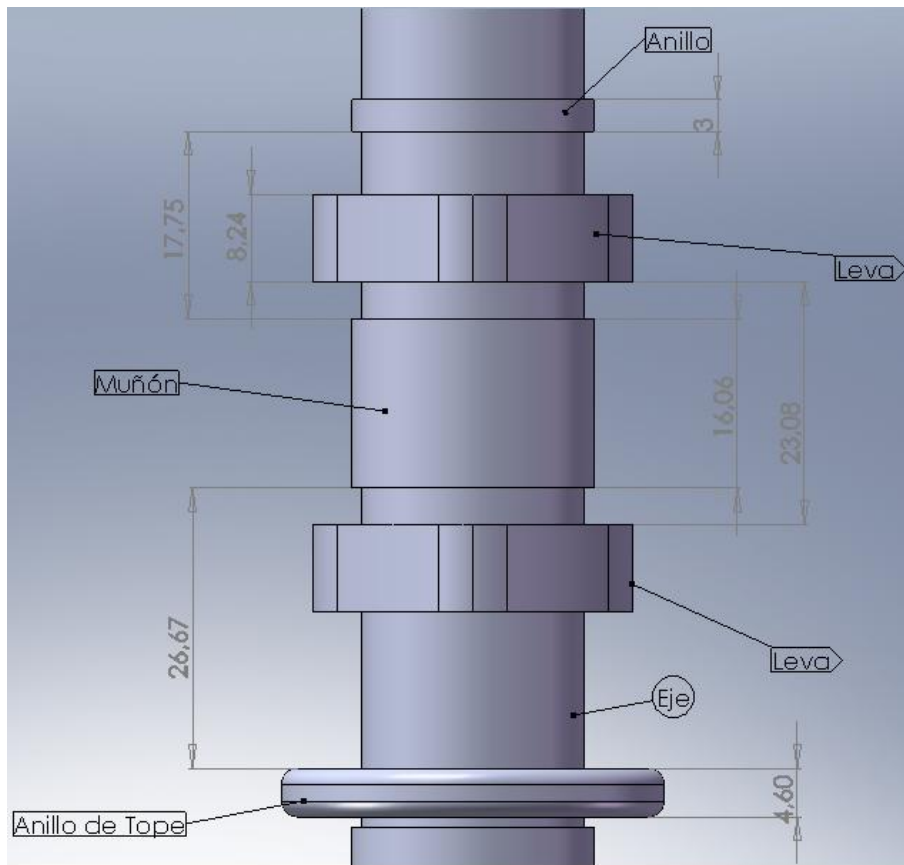


Figura 4.78: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

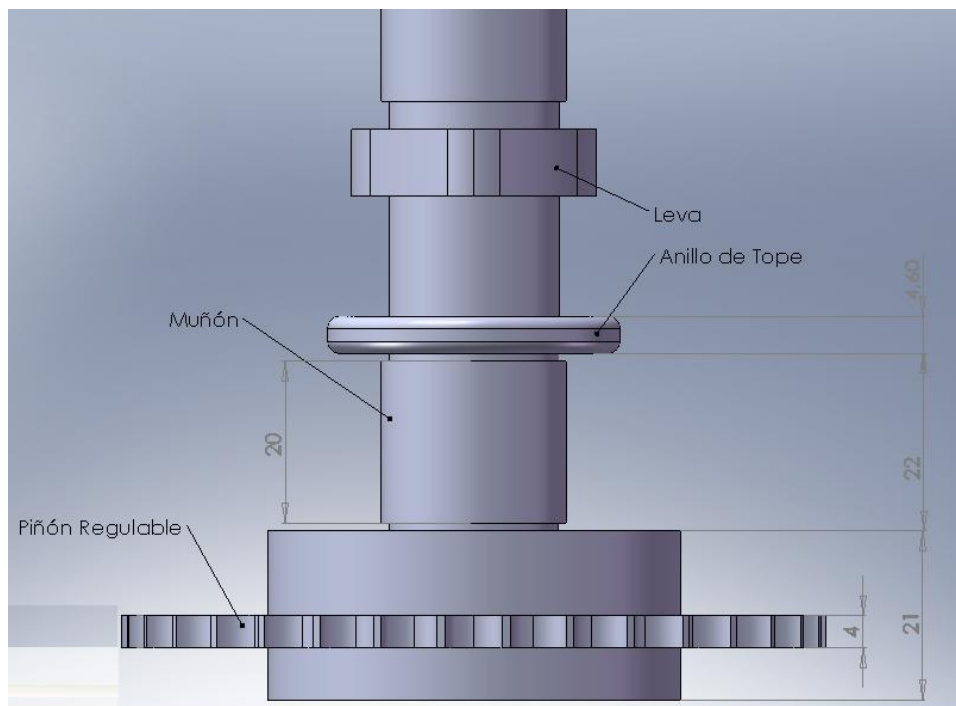


Figura 4.79: (Dimensionamiento del Árbol de Levas (Vista Superior))

4.4.4. Piñón Regulable

Cuando se montan los árboles de levas, éstos deben ser sincronizados en relación con las ruedas dentadas y las cadenas/bandas del árbol de levas y el cigüeñal.

La sincronización del árbol de levas es crítica para mantener el desempeño pico del motor.

En nuestro caso, el árbol de levas del motor estándar tiene un piñón ajustado a al aje a presión, de tal manera que lo hacen prácticamente una sola pieza.

Tanto el piñón como el árbol estándar y la rueda dentada del cigüeñal tienen marcado los puntos que deben coincidir durante el montaje del sistema de distribución, tal que se alcance la relación de posición adecuada para una sincronización correcta. Como se indica en la figura:

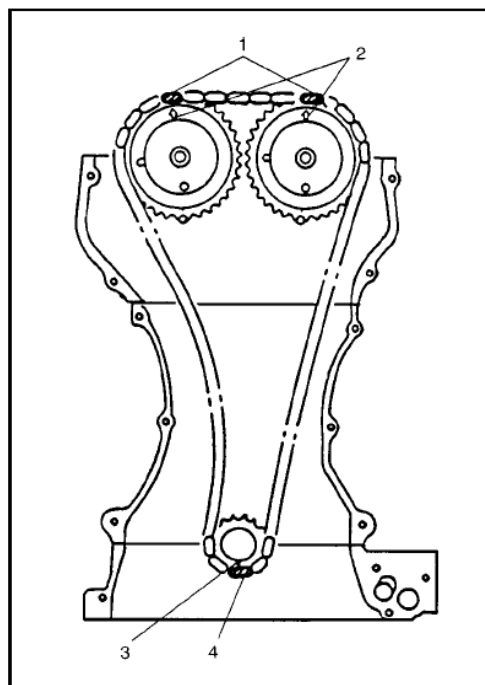


Figura 4.80: (Sincronización del Árbol de Levas con el Cigüeñal)

Si no se lograra esta sincronización durante el montaje del árbol de levas se corre el riesgo de comprometer gravemente partes internas del motor como válvulas, taqués, pistones, etc.

Otras consecuencias pueden darse como por ejemplo, si la sincronización está demasiado avanzada, las válvulas se abren demasiado pronto, y se cierran demasiado pronto; o lo contrario, si la sincronización está retrasada las válvulas se abren con retraso y se cierran con retraso. En cualquiera de los dos casos ocasiona que el desempeño del motor no sea el adecuado.

Ante ello, en capítulos siguientes se presentará un manual de montaje donde se explicará paso a paso la sincronización correcta de un árbol de levas.

Enfocándonos en nuestro objetivo, para alcanzar un mejor desempeño del motor elevando su performance, nosotros también hemos modificado el piñón o rueda dentada del árbol de levas, diseñando un piñón ajustable o regulable para diferentes posiciones con el fin de alcanzar una sincronización correcta para desempeños altos del motor.

Este diseño nos permite unir al árbol de levas con el piñón a través de pernos y no a presión como el modelo estándar, ahorrándonos tiempo y costo de producción.

Siendo así el piñón tiene las siguientes dimensiones:

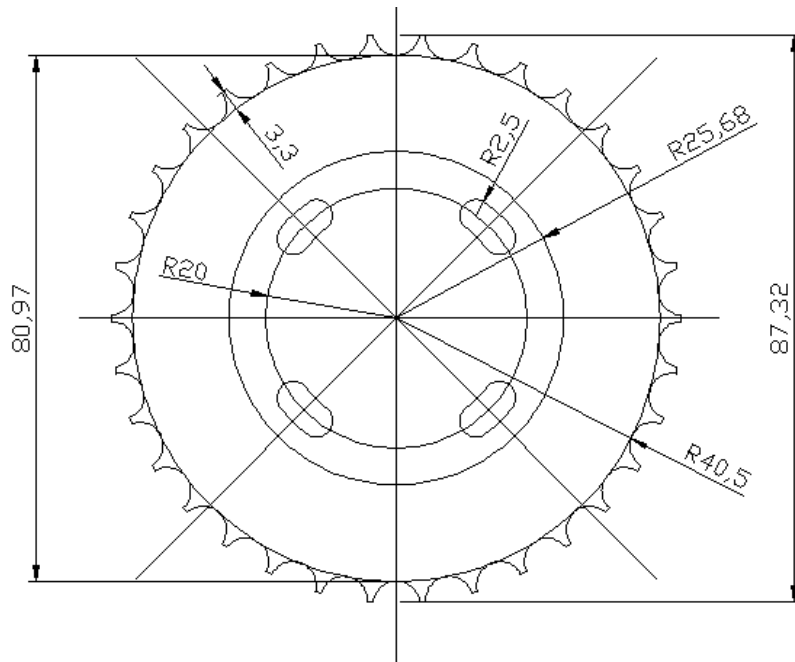


Figura 4.81: (Dimensionamiento Piñón Regulable Vista Frontal)

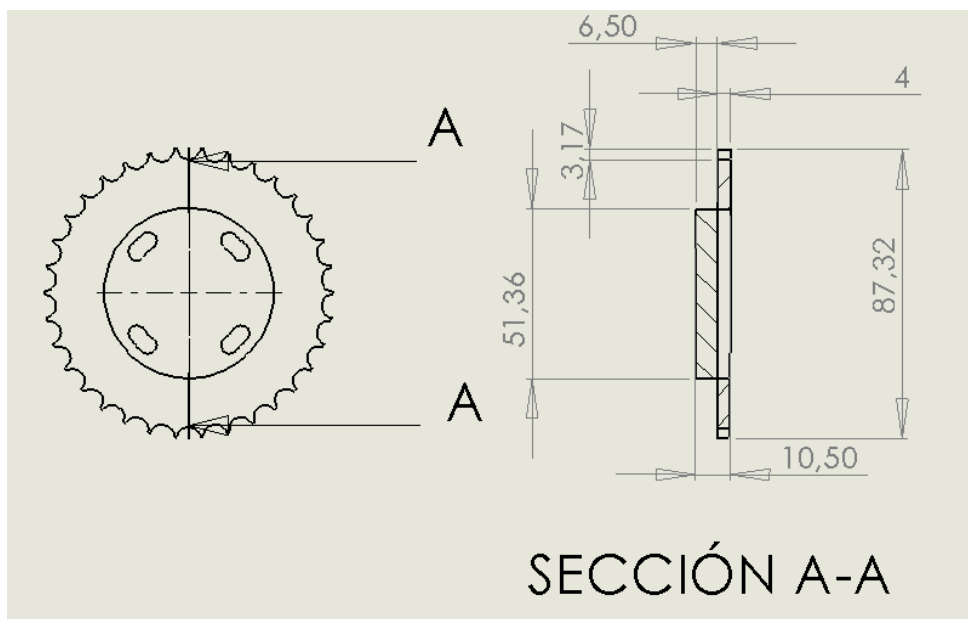


Figura 4.82: (Dimensionamiento Piñón Regulable Sección A-A)

4.5 MODELAMIENTO DIGITAL

El Modelamiento Digital del Árbol de Levas, consiste en generar el modelo del árbol de levas modificado, en el cual se basa la construcción y conformado del

mismo, utilizando paquetes de Software especializados en el diseño y construcción de elementos mecánicos.

Los paquetes de Software que utilizaremos para el modelamiento digital de nuestros árboles de levas son los siguientes:

- SolidWorks Office Premium 2007
- Solid Cam 2006

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora, con el que podemos modelar elementos y mecanismos mecánicos. Este software funciona bajo el sistema operativo de Microsoft Windows, y es desarrollado por SolidWorks Corp.

SolidWorks es un modelador de sólidos paramétrico, que permite modelar piezas o mecanismos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para llevarlas a producción.

Este software permite también hacer análisis estáticos y dinámicos a través de paquetes internos de SolidWorks como lo son CosmosWorks y el CosmosMotion.

En el SolidWorks podemos diseñar cualquier tipo de elementos simples o ensamblajes que conforman mecanismos directamente en tres dimensiones (3D), y desplegar las diferentes vistas del elemento diseñado.

Para el modelamiento en SolidWorks, se siguieron los siguientes pasos:


1. *Reconocimiento de las partes que conforman el árbol de levas*, ya que cada parte será modelada una independiente de otra como un sólido para posteriormente unir las y formar el árbol como un ensamblaje. Las mismas que son:
 - a. Eje
 - b. Levas

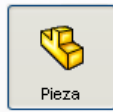
- c. Muñones
- d. Hexágono para herramientas
- e. Anillo
- f. Pesas de Balance
- g. Anillo Tope
- h. Piñón Regulable

2. Medición de cada una de las partes del árbol, para su diseño. Esta medición se la realiza mediante el uso de un calibrador con 0,02 mm de apreciación y se toman por lo menos tres mediciones de cada parte y sacar un promedio de las mismas.

La medición es una parte fundamental dentro del diseño de un elemento tan preciso en su conformación como lo es un árbol de levas. Es por esto que es indispensable el uso de la herramienta de medición adecuada, que el procedimiento de medición sea el correcto y que se realice un gráfico a papel con las medidas tomadas.

3. Una vez hecha la medición del árbol, se procede a levantar el plano en el software a usarse SolidWorks.
4. Al tener el árbol de levas una geometría muy particular, se procedió a dibujar un plano que consiste en la unión de varias partes, denominadas *piezas de ensamble*, para posteriormente importar cada una de ellas, y formar un *ensamble*. Es importante señalar que a cada pieza se la guarda con un nombre fácil que lo identifique al momento de importarlo.
5. Para generar una pieza en el SolidWorks se siguen los siguientes pasos:
 - 5.1 Generamos las piezas que conforman al árbol siguiendo un orden desde atrás hacia delante, considerando que la parte frontal del árbol es el piñón.

5.2 Para ello se abre un archivo nuevo , se elige la opción pieza



y posteriormente aceptar.

5.3 Para dibujar una línea, un círculo, o cualquier otra figura, nos dirigimos a la barra de herramientas y se escoge el ícono que dice *croquis*

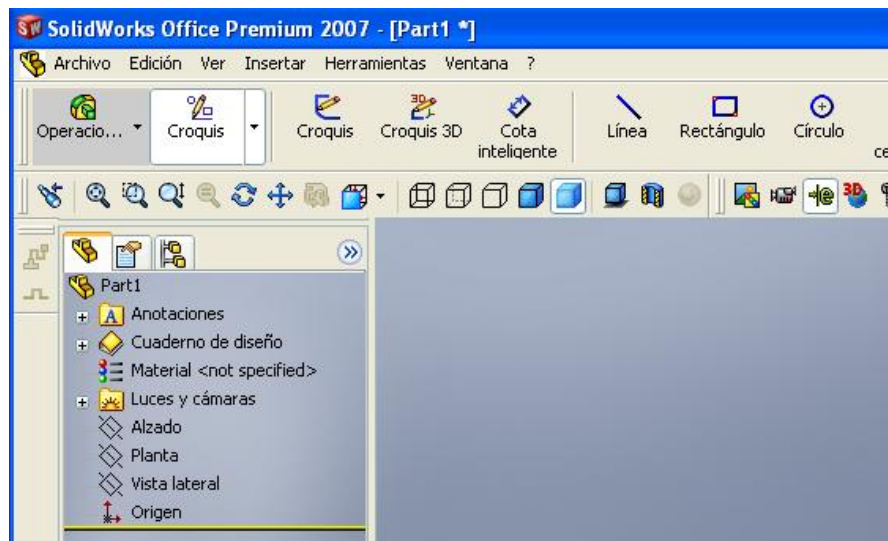


Figura 4.83: (Opción de croquis de una pieza en Solidworks)

5.4 Se elige el plano en el que se va a dibujar la pieza, es recomendable hacerlo en el plano *alzado*.

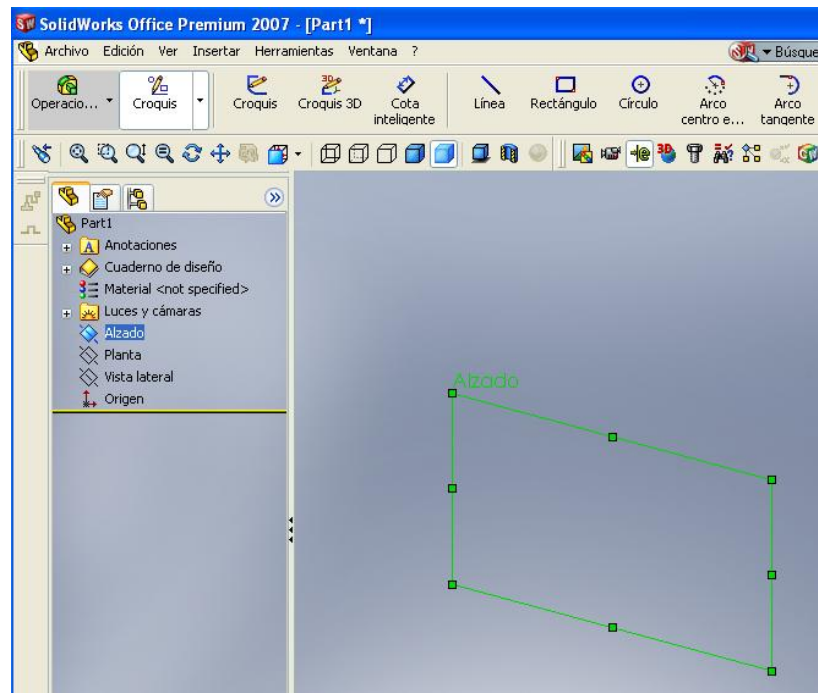


Figura 4.84: (Plano Alzado para el croquis de una pieza en Solidworks)

- 5.5 Para realizar la parte posterior del árbol de levas, dentro del plano alzado se dibuja un círculo de 12,47 mm de radio.

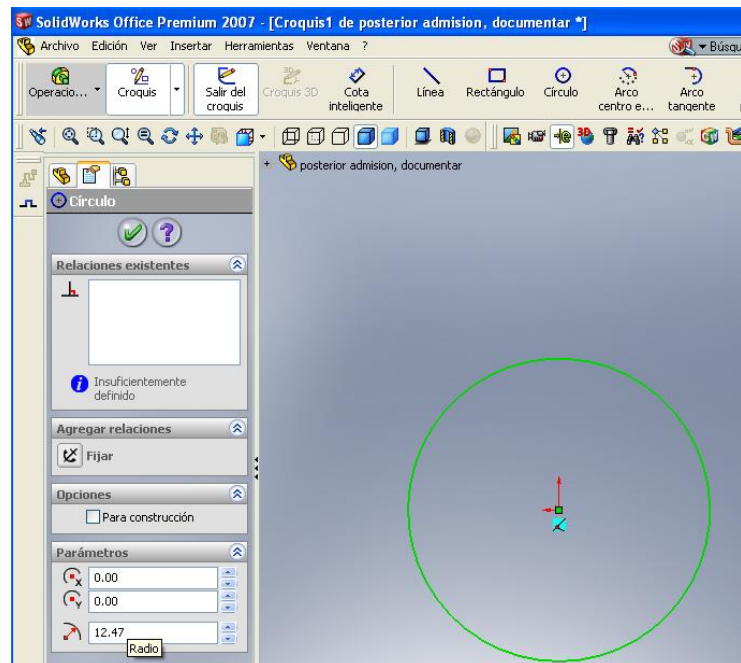



Figura 4.85: (Croquis del círculo de la parte posterior del árbol de levas)

- 5.6 Posteriormente se le extruye 10,30 mm. Para esto, salimos de croquis y se elige dentro de la barra de herramientas, la opción *operaciones* y hacemos clic en el ícono *Extruir Saliente base* , hacemos clic en el círculo dibujado, se da la medida a la que se desea extruir, y aceptamos.

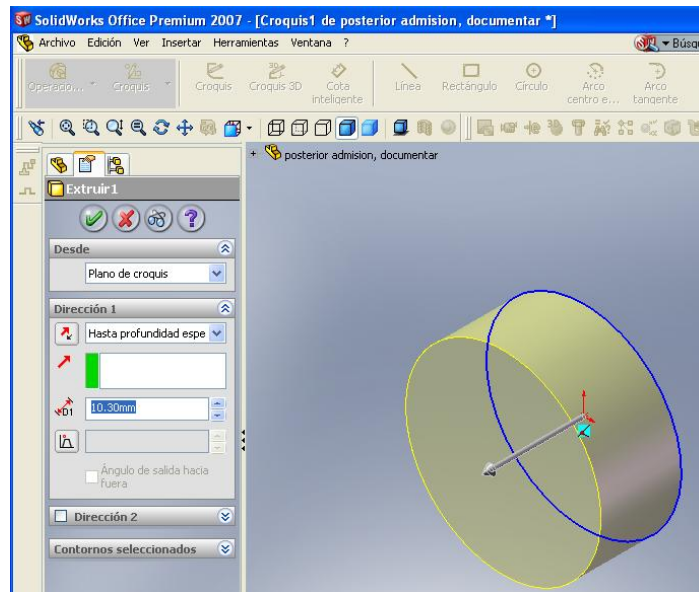


Figura 4.86: (Extrucción de la parte posterior del árbol de levas)

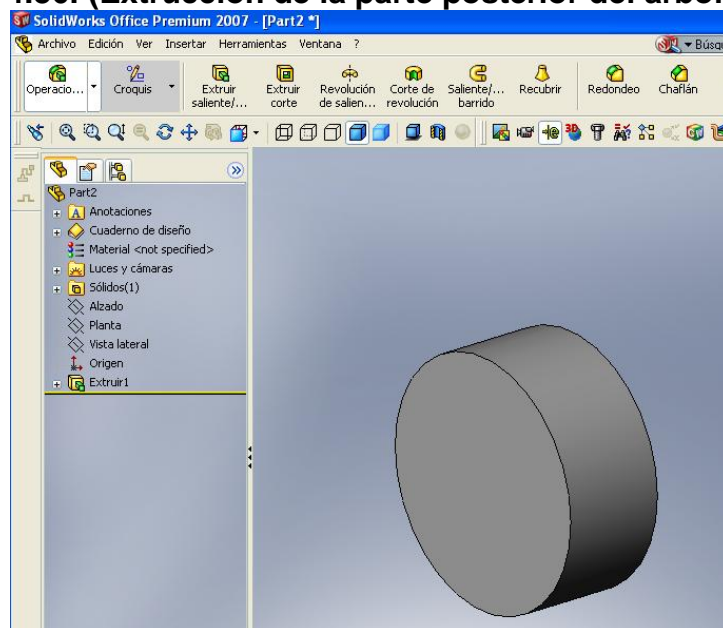


Figura 4.87: (Pieza Parte Posterior del árbol de levas)

- 5.7 Una vez extruido, la pieza se procede a realizar un chaflán en el filo posterior de la pieza dibujada. Para esto, dentro de la barra de herramientas de las operaciones, escogemos el ícono que dice *chaflán*. En el cuadro de diálogo se digita la longitud y el ángulo de chaflán a dibujarse, en nuestro caso según las dimensiones que tenemos es de 1mm y a 45°, señalamos el la arista correspondiente y aceptamos.

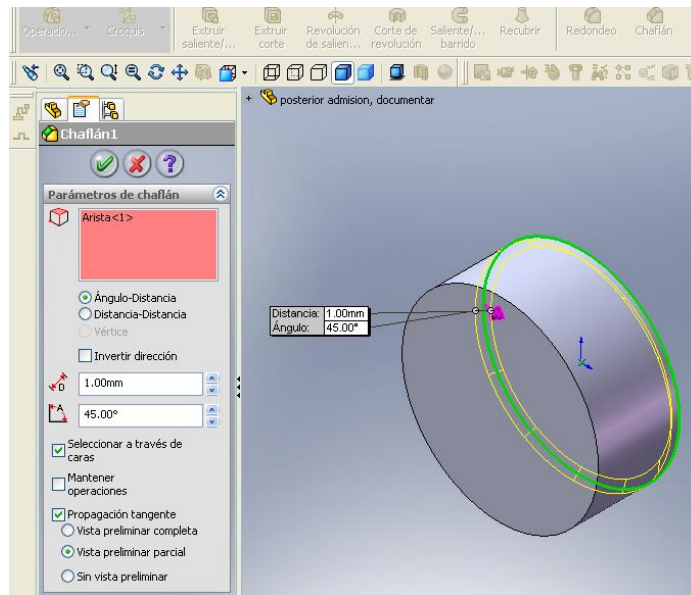


Figura 4.88: (Chaflanado de Parte Posterior del árbol de levas)

- 5.8 Al ser parte de un ensamblaje, esta pieza debe tener un punto de unión con la pieza contigua a esta, puede ser una arista, o una cara. Para ello por la geometría del árbol, la siguiente pieza yendo en el orden que dispusimos anteriormente, es la leva, pero para unir a esta pieza posterior del árbol con la leva es necesario extruir una parte del eje que tiene de radio 10,58 mm, y de longitud 25,84 mm para unirse a la leva.
- 5.9 Por lo tanto, entramos al croquis y dibujamos un círculo de 10,58 mm de radio, en la arista posterior de la pieza como se indica. Y le extruimos los 25,84 mm.

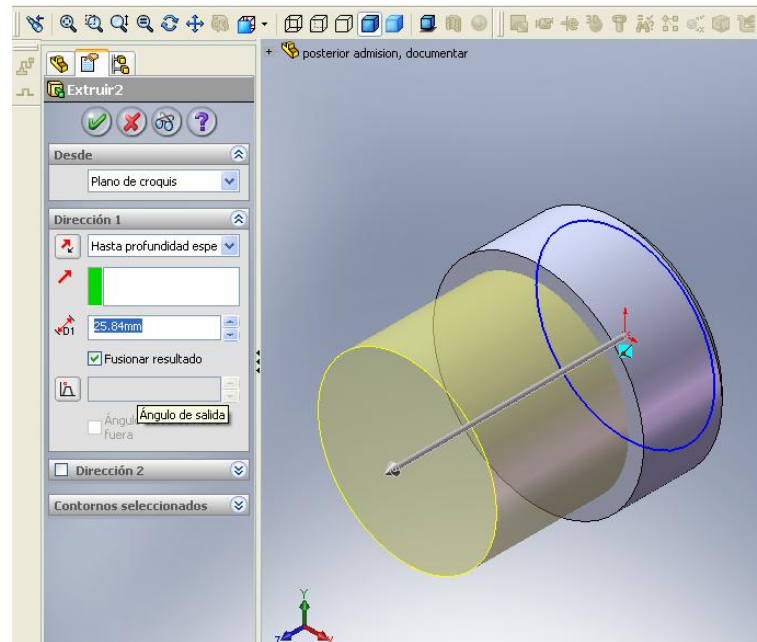



Figura 4.89: (Extrucción de unión de ensamble de la parte posterior del árbol de levas)

- 5.10 De acuerdo al diseño del árbol de levas de admisión, la parte posterior del árbol tiene un corte, que es en donde se embona la bomba de agua. Para realizar este corte, de igual forma realizamos un nuevo croquis en la arista posterior, dibujando el rectángulo según las medidas tomadas de 25,62x4x25,62x4 mm. Una vez dibujado el rectángulo, lo señalamos y dentro de la barra de herramientas de operaciones, escogemos el ícono *Extruir corte* , damos una profundidad de 6mm. y aceptamos.

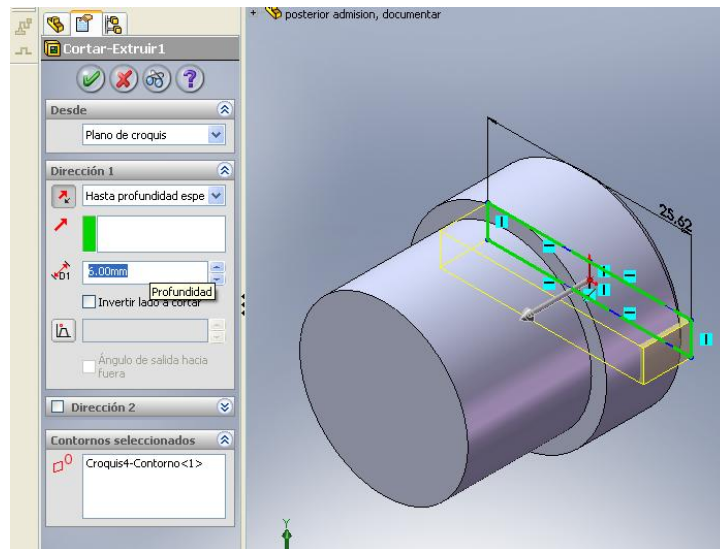


Figura 4.90: (Extrucción de corte en la parte posterior de árbol de levas)

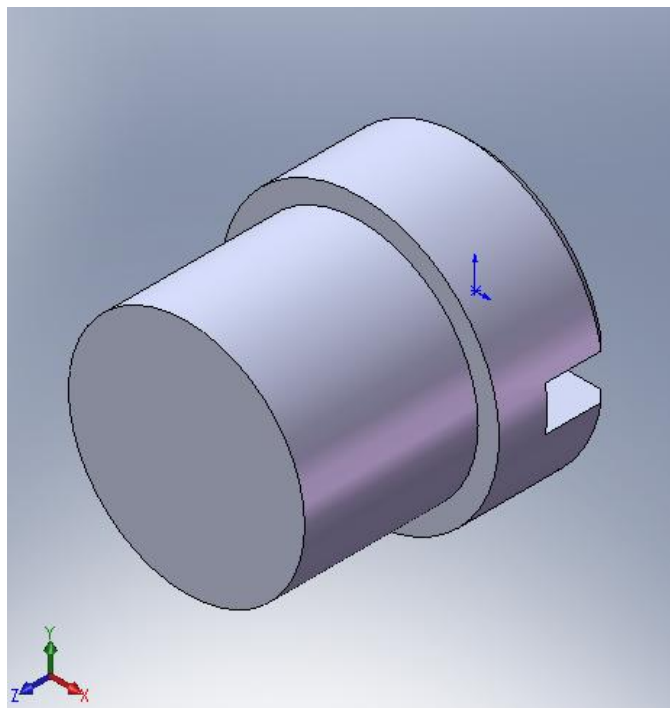


Figura 4.91: (Parte posterior de árbol de levas para ensamble)

- 5.11 El siguiente paso es general la primera leva del primer juego; para ello se importa desde el Autocad el perfil modificado de la leva. Cabe recalcar que para cada cilindro existe un juego de dos levas, rotadas 90° entre el primer juego y el segundo; 180° entre el segundo y el tercero y 90° entre el tercero y el cuarto.

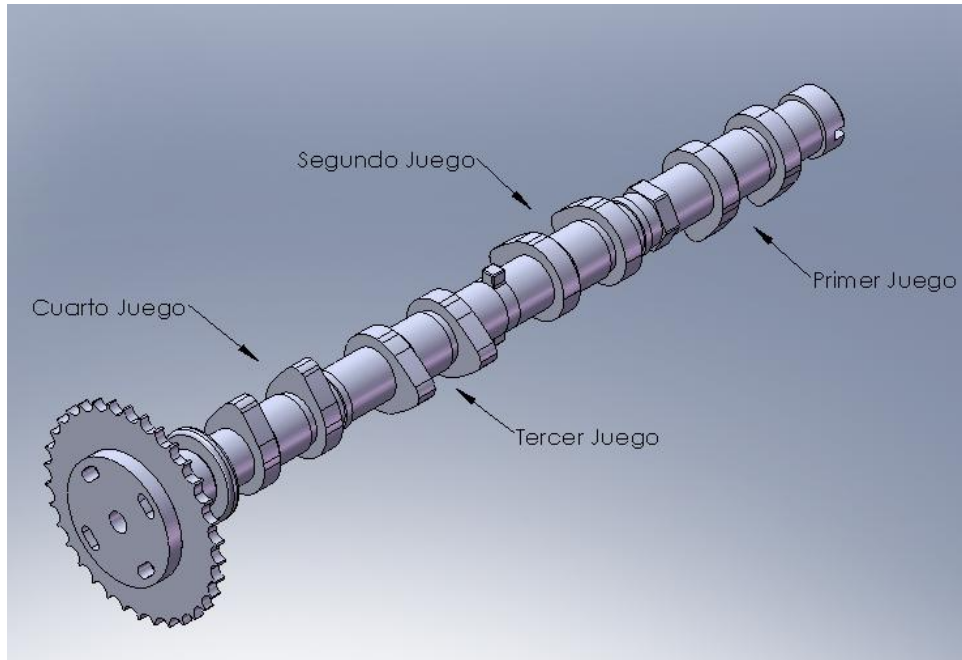


Figura 4.92: (Clasificación Juegos de Levas)

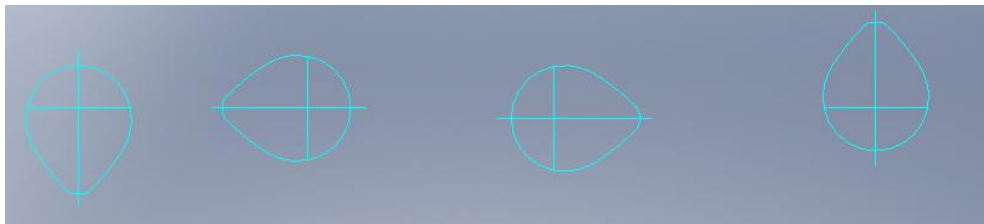


Figura 4.93: (Perfiles de levas importados a SolidWorks desde Autocad)

5.12 Una vez importado el perfil de la leva se procede a modelarla en Solidworks. Para ello se dibuja el círculo de 10,58 mm de radio que pertenece al eje del árbol, esto es para unir a la leva con la pieza anterior y con la siguiente, que es el muñón. Se dibuja el círculo y se lo extruye 3,51 mm que es la distancia entre la leva y el muñón, más 8,24 mm que es el espesor de la leva y el resultado es el siguiente:

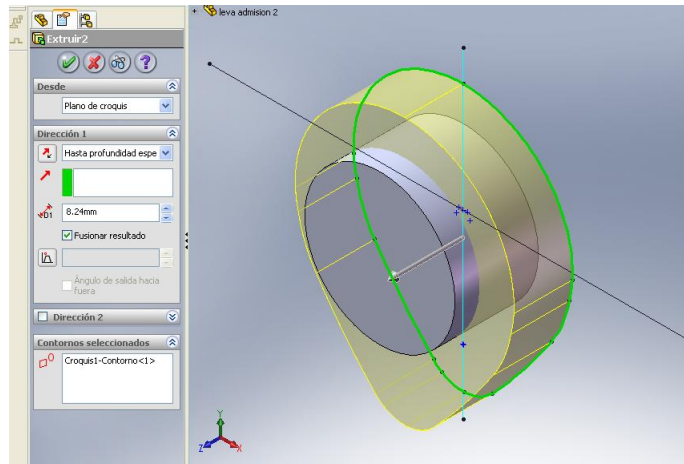


Figura 4.94: (Extrucción de perfil de la primera leva del primer juego)

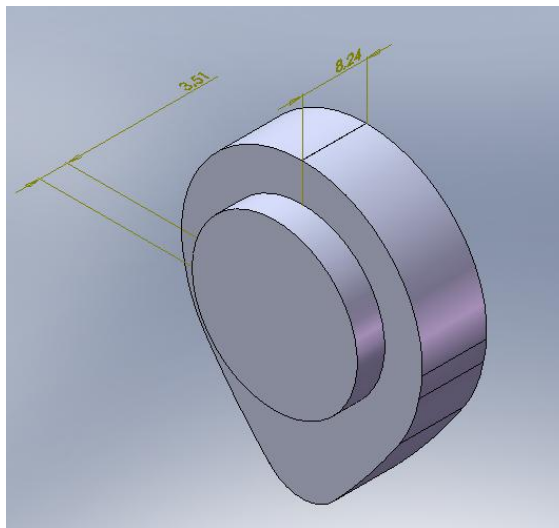


Figura 4.95: (Primera Leva para ensamble del primer juego)

- 5.13 A continuación se modela el muñón, que es la parte que se par una leva de otra y es la que está en contacto con las chaquetas donde se asienta el árbol y permiten la rotación del mismo.
- 5.14 La primera parte del muñón, la que le une a la leva, ya la incluimos en la leva que dibujamos en el paso 5.12, por consiguiente se dibuja un círculo de 23mm de diámetro y se extruye 16,06 mm, que es la longitud del muñón. En adicional se dibuja el círculo de 10,58 mm. de radio que pertenece al eje y extruimos 19,57 mm, es decir los 16,06 mm. más los 3,51 mm.

que es la distancia entre la leva contigua y el muñón. El resultado es el siguiente:

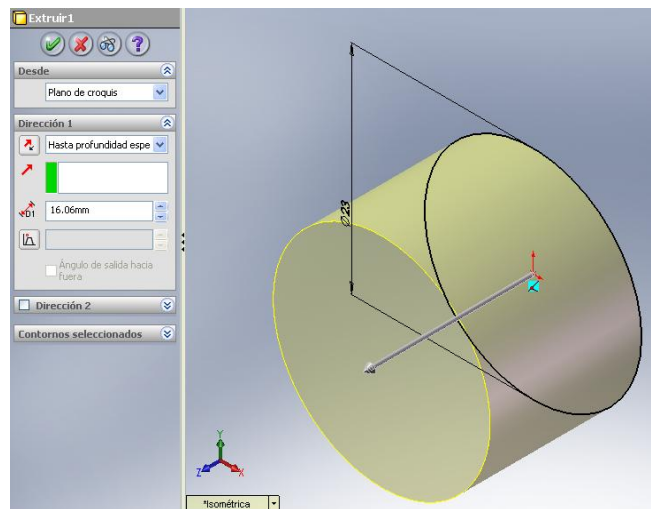


Figura 4.96: (Extrucción del croquis del muñón)

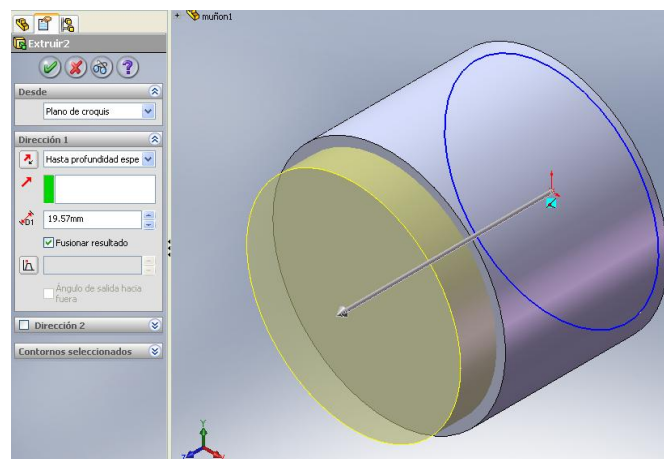


Figura 4.97: (Extrucción del muñón para ensamble)

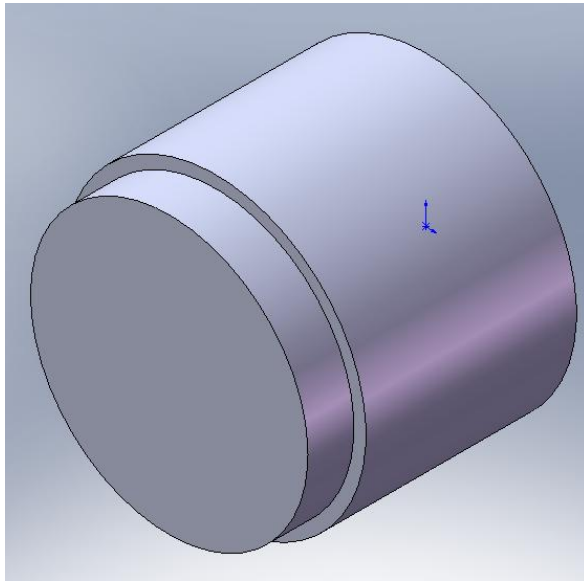


Figura 4.98: (Pieza muñón para ensamble)

5.15 El siguiente paso es modelar la segunda leva del primer juego. Se siguen los mismos pasos que en la primera, con la única diferencia que el eje se extruye 27,24 mm que son los 8,24 mm. del espesor de la leva más 19mm. que es la distancia entre la leva y el hexágono para herramientas. De la siguiente forma:

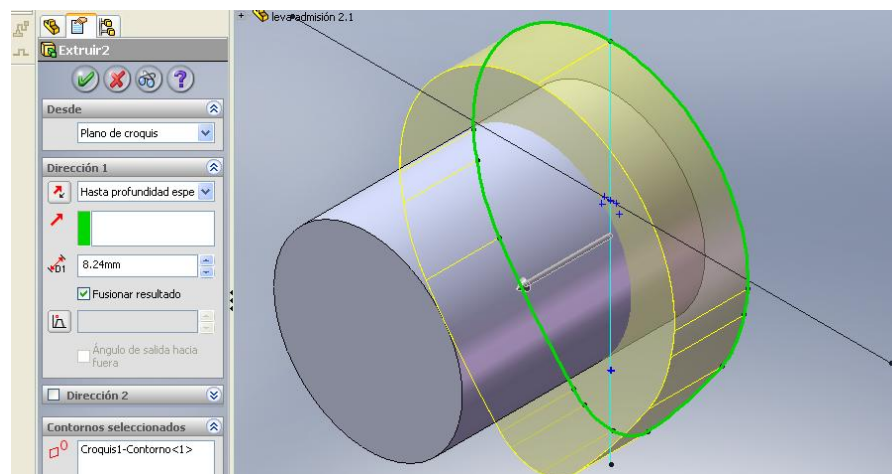


Figura 4.99: (Extrucción de perfil de la segunda leva del primer juego)

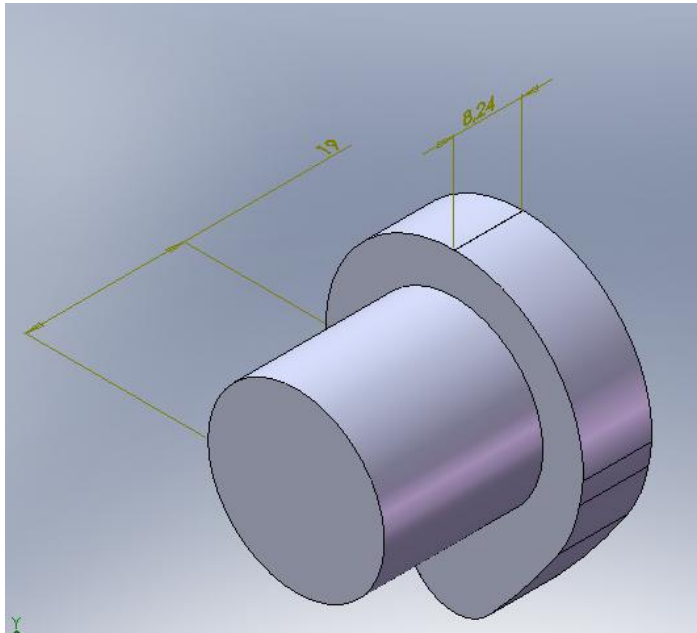


Figura 4.100: (Segunda leva para ensamble del primer juego)

- 5.16 A continuación se modela el hexágono, de 12,70 mm por lado y un espesor de 7 mm, para ello se hace el croquis en el plano alzado el hexágono, posteriormente se lo extruye los 7 mm. Como paso final se redondea las puntas de cada lado dando 1 mm. de radio y se dibuja el círculo de 10,58 mm de radio perteneciente al eje del árbol y se lo extruye 13 mm, los 7 mm del hexágono más 6 mm del eje que lo une con la siguiente pieza que es el primer anillo del árbol del levas. El resultado es el siguiente:

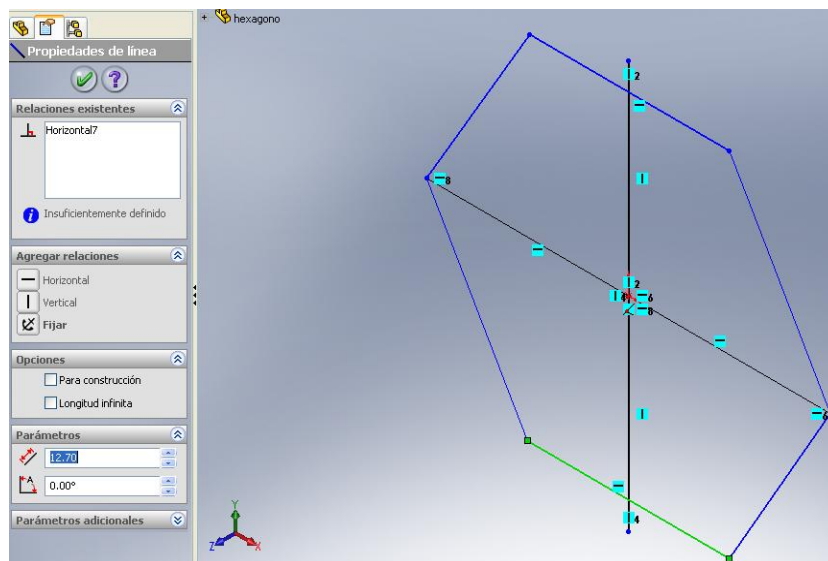


Figura 4.101: (Croquis para modelamiento del hexágono)

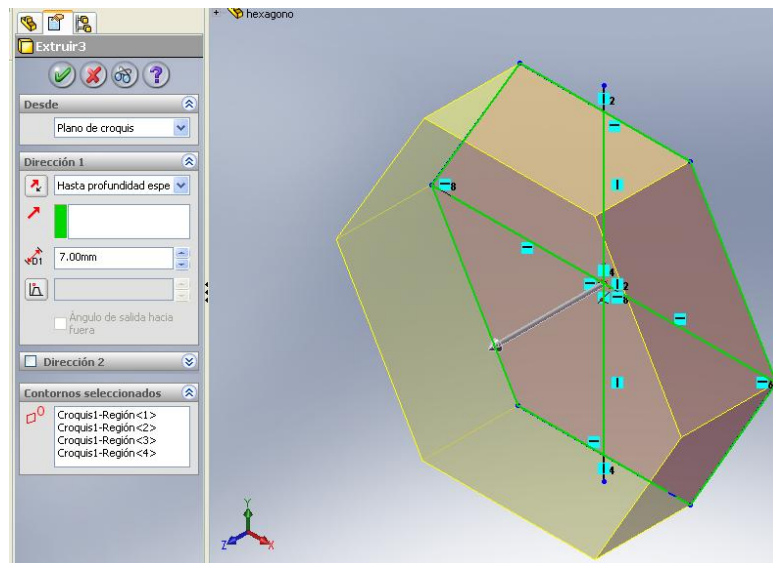


Figura 4.102: (Extrucción del hexágono)

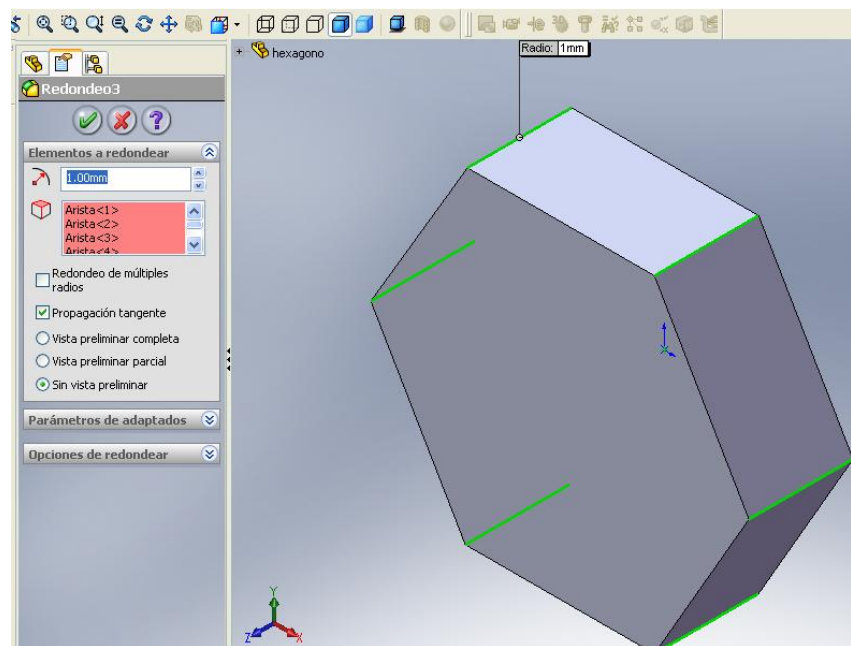


Figura 4.103: (Chaflanado de esquinas del hexágono)

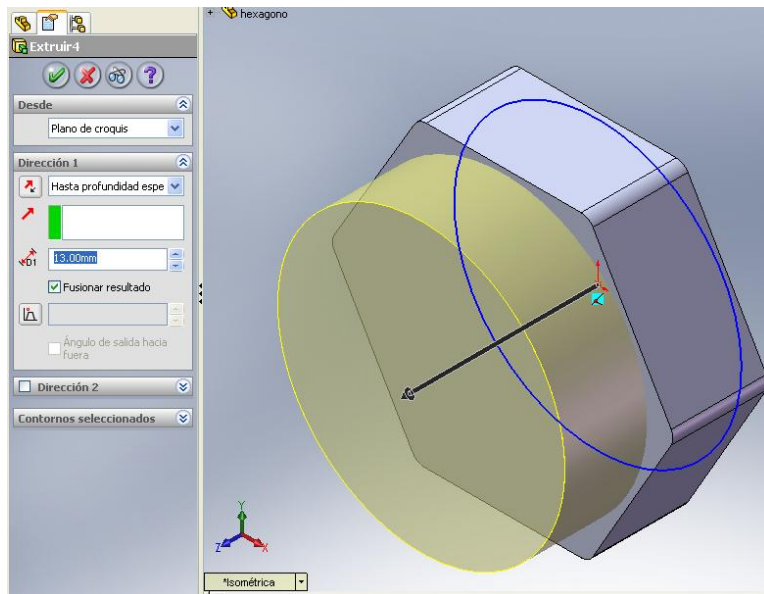


Figura 4.104: (Extrucción de hexágono para ensamble)

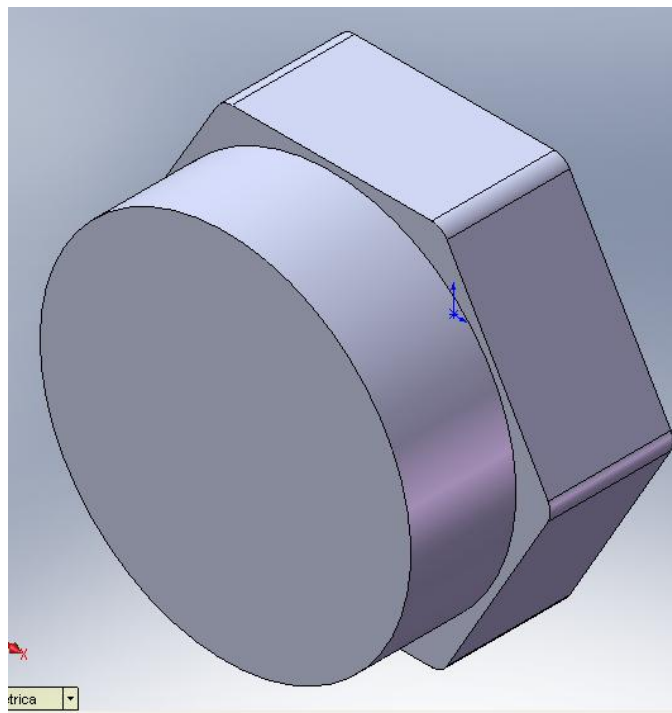


Figura 4.105: (Hexágono para ensamble)

5.17 La siguiente parte que conforma al árbol de levas es su primer anillo de 23 mm de diámetro y 3 mm. de espesor. De igual manera se dibuja el eje de 10,58 mm de radio y a este se lo

extruye 9 mm para unirse con el siguiente juego de levas. El resultado es el siguiente:

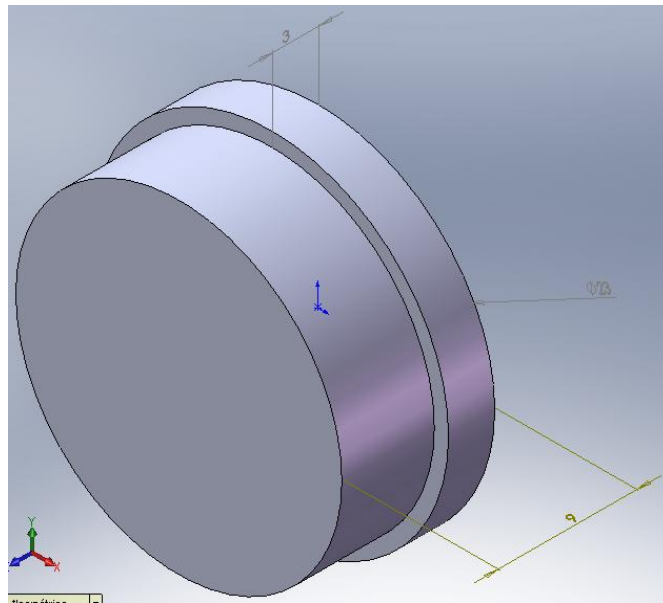


Figura 4.106: (Primer anillo para ensamble)

- 5.18 El segundo juego de levas, es similar al primero, es importante aclarar que el perfil de la leva es el mismo para cada juego, lo único que cambia es la rotación de cada uno. También hay que tomar en cuenta de que el muñón que une una leva con otra del mismo juego, es el que ya se modeló en el paso 5.14. Por lo tanto el resultado de la primera leva del segundo juego es el siguiente:

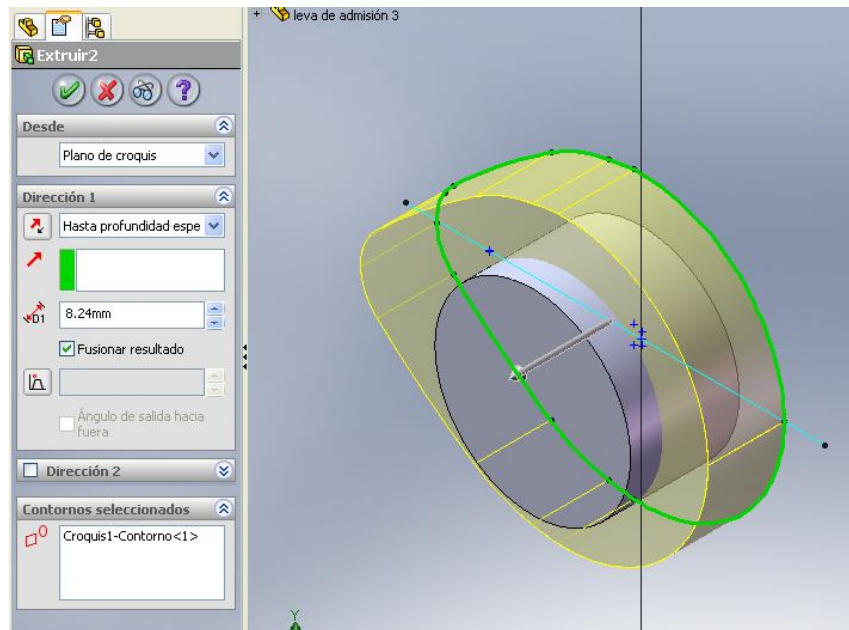


Figura 4.107: (Extrucción perfil de primera leva del segundo juego)

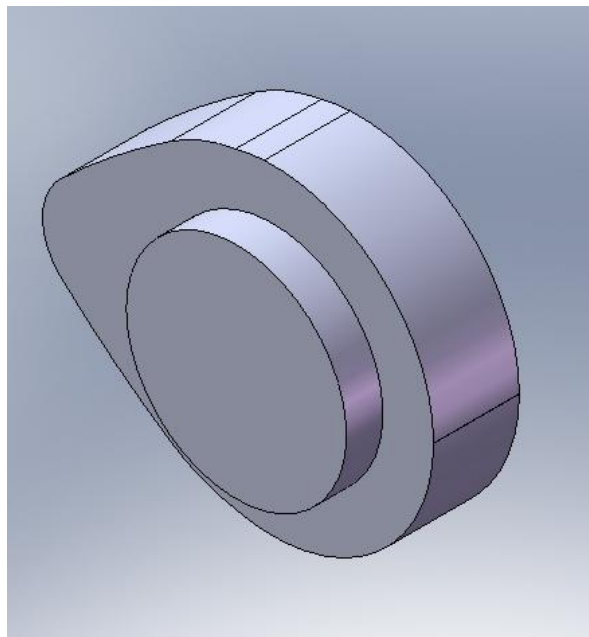


Figura 4.108: (Primera leva para ensamble segundo juego)

- 5.19 Como se explicó en el paso anterior, el muñón que une a dos levas del mismo juego es el mismo que ya está modelado, procedemos a modelar la segunda leva del segundo juego con la particularidad que al eje de 10,58 mm de radio se lo extruye 25,50 mm que son los 8,24 mm del espesor de la leva más 17,26 mm que es la distancia entre la leva y la pesa de balanceo del árbol. Da como resultado lo siguiente:

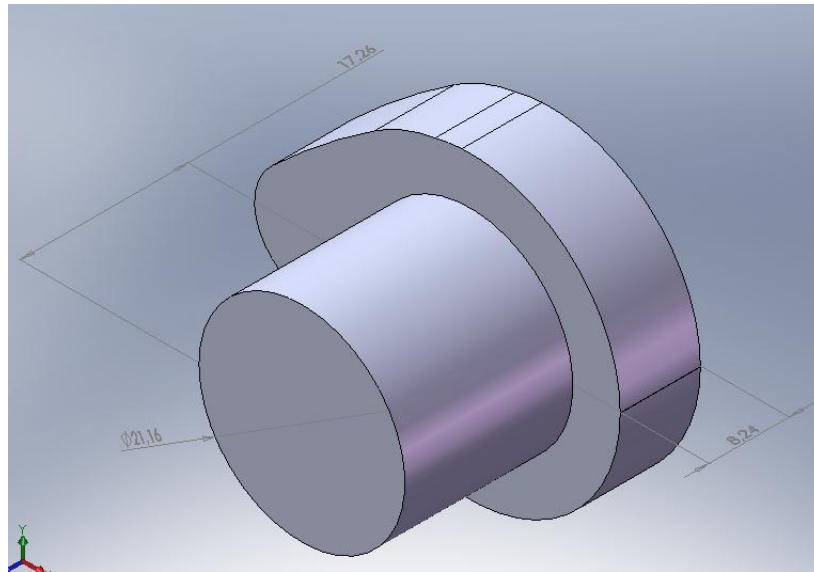


Figura 4.109: (Segunda leva para ensamble segundo juego)

- 5.20 La siguiente pieza que se modela es la pesa de balanceo, que son dos cubos sólidos de 6 mm. por lado unidos al eje principal del árbol donde el primer paso es dibujar en el croquis el círculo 10,58 mm de radio perteneciente al eje, y tanto en la parte superior como inferior del círculo se dibuja un cuadrado de 6 mm. por lado y se extruye 6 mm. que es el espesor de la pesa de balanceo. Es importante indicar que se redondearon las puntas del cubo con 0,50 mm de radio de redondeo y en el lado inferior del cubo se hizo un chaflán de 0,50 mm de distancia a 45° de inclinación; dando como resultado la siguiente pieza:

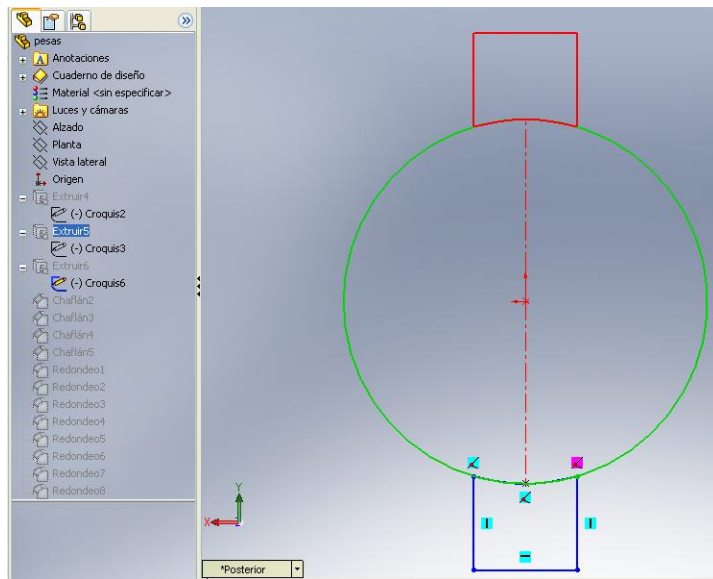


Figura 4.110: (Croquis de pesas de balanceo)

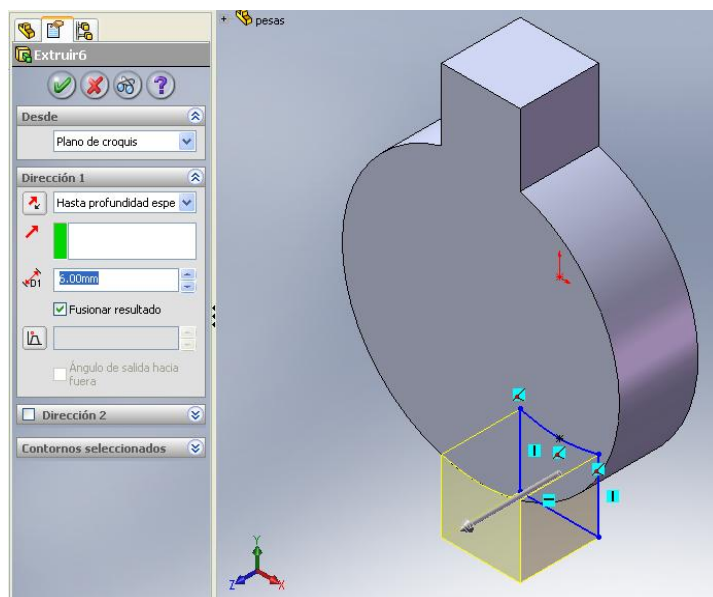


Figura 4.111: (Extrucción de pesas de balanceo)

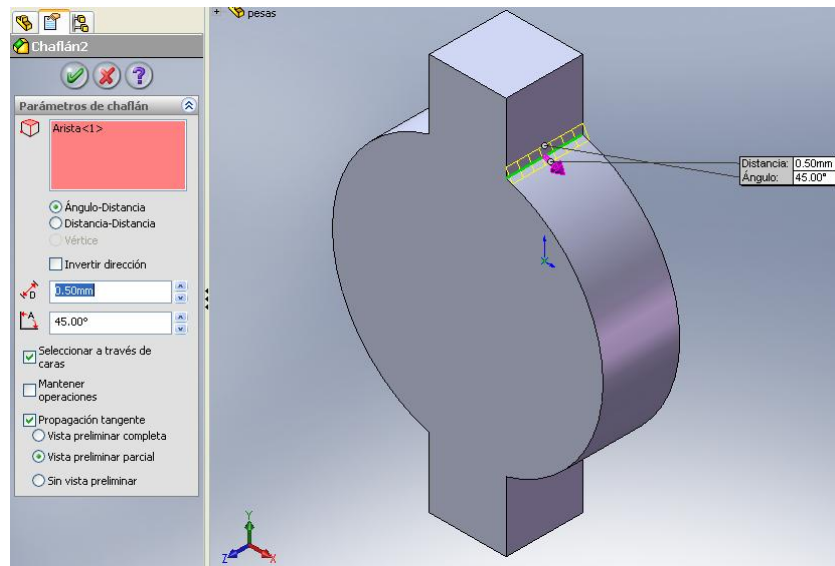


Figura 4.112: (Achaflanado de pesas de balanceo)

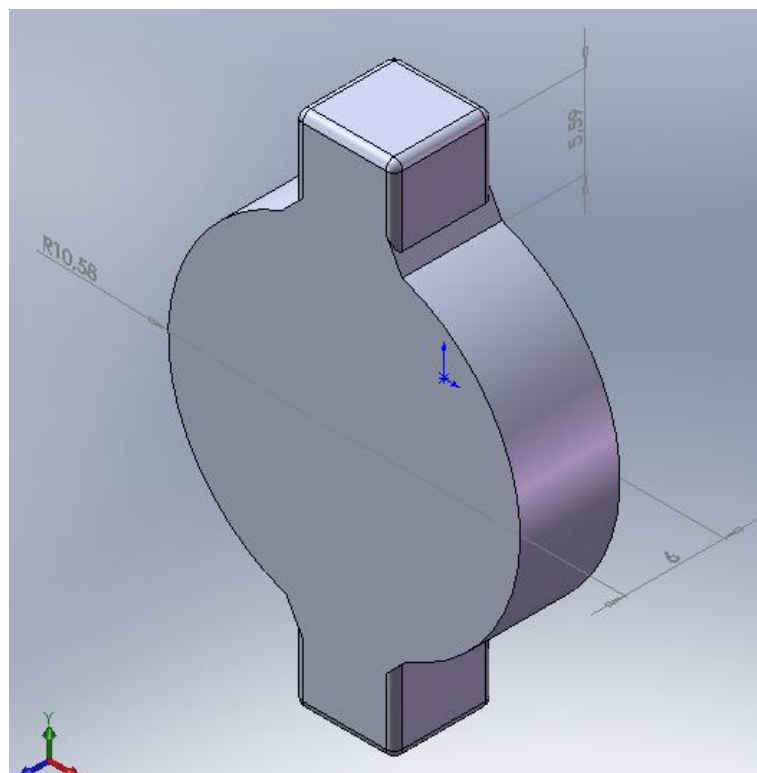


Figura 4.113: (Pesas de balanceo para ensamble)

- 5.21 Para unir a las pesas con el siguiente juego de levas, se modela una continuación del eje principal del 10,58mm de radio extruido 17,26mm.

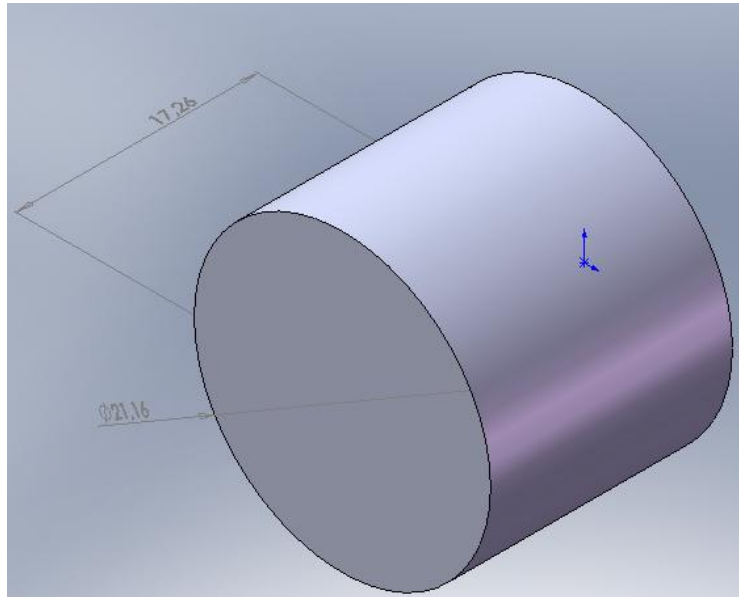


Figura 4.114: (Extensión de eje principal para ensamble)

5.22 Como se explicó anteriormente, el tercer juego de levas está rotado 180° del segundo y se modela de igual forma como se hizo con el primero y el segundo, con la diferencia de que la longitud del eje de unión que se extruye en la segunda leva del tercer juego es 31 mm que son los 8,24 mm del espesor de la leva más 22,76 mm. que es la distancia de la leva al segundo anillo. El resultado se presenta a continuación:

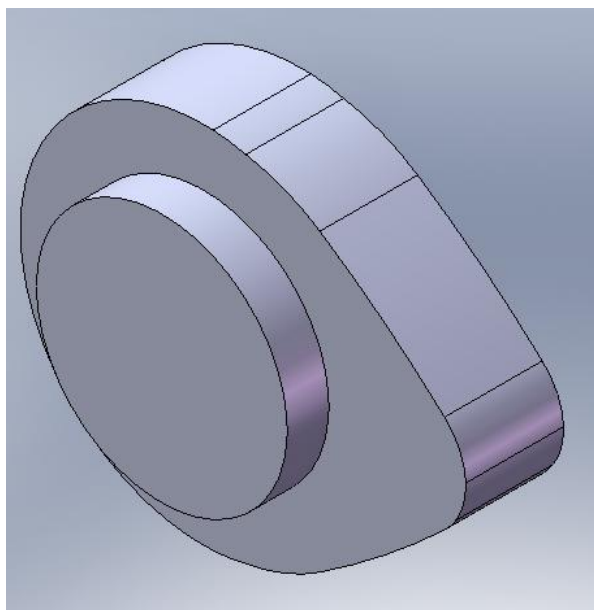


Figura 4.115: (Primera leva para ensamble tercer juego)

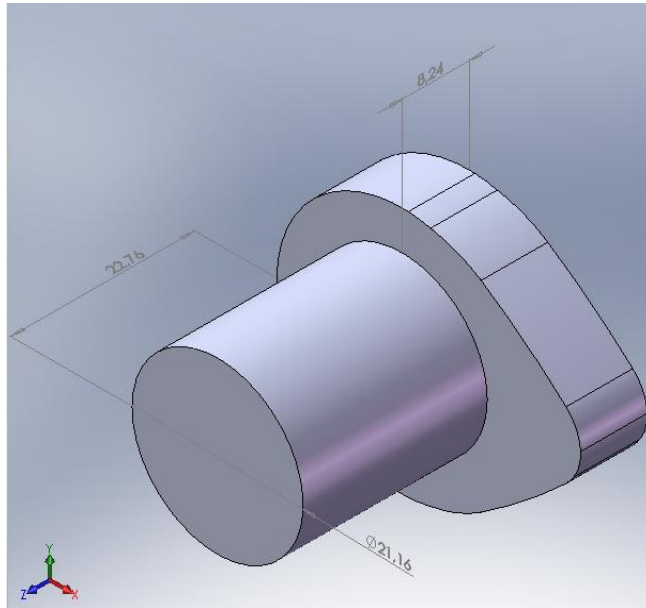


Figura 4.116: (Segunda leva para ensamble tercer juego)

- 5.23 El segundo aro, es el mismo que ya se modeló anteriormente, no es necesario realizarlo de nuevo.
- 5.24 A continuación se modela el cuarto juego de levas, con la particularidad que en la segunda leva del cuarto juego, al eje de $10,58$ mm. de radio perteneciente al eje principal se lo extruye $23,14$ mm que son $8,24$ mm. del espesor de la leva más $14,90$ mm. de la distancia de la leva al anillo de tope. El resultado es el siguiente:

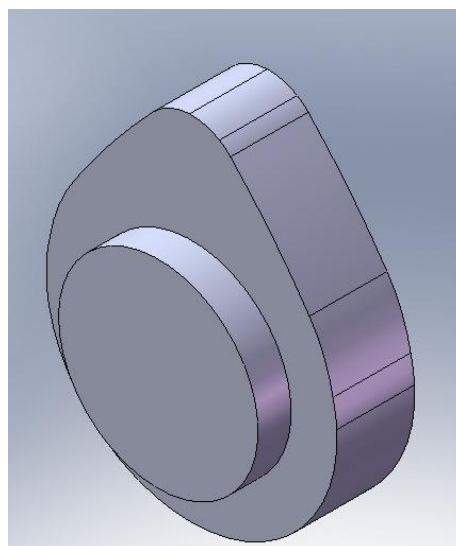


Figura 4.117: (Primera leva para ensamble cuarto juego)

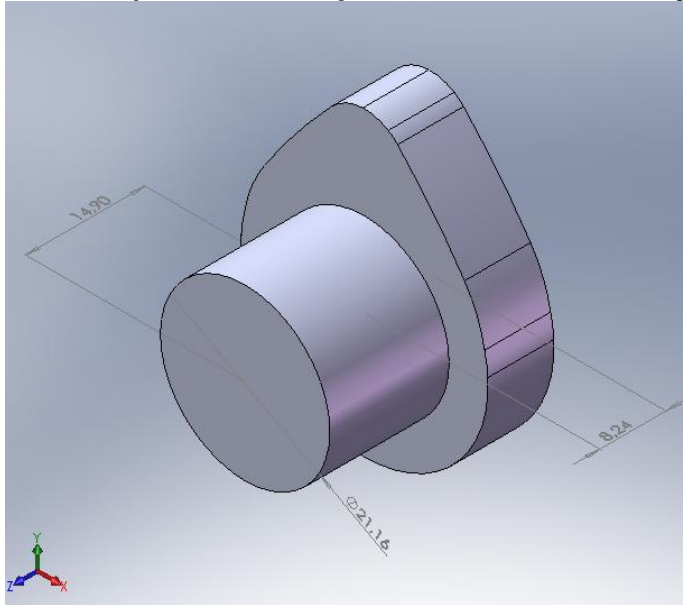


Figura 4.118: (Segunda leva para ensamble cuarto juego)

5.25 El anillo de tope es la siguiente pieza que se va a modelar, para ello se dibuja en el croquis un círculo de 36,35 mm de diámetro y se extruye 4,60 mm y se lo redondea con un radio 1,5 mm cada arista, por último se dibuja el círculo de 10,58 mm perteneciente al eje principal y se lo extruye 5,60 mm. El resultado es el siguiente:

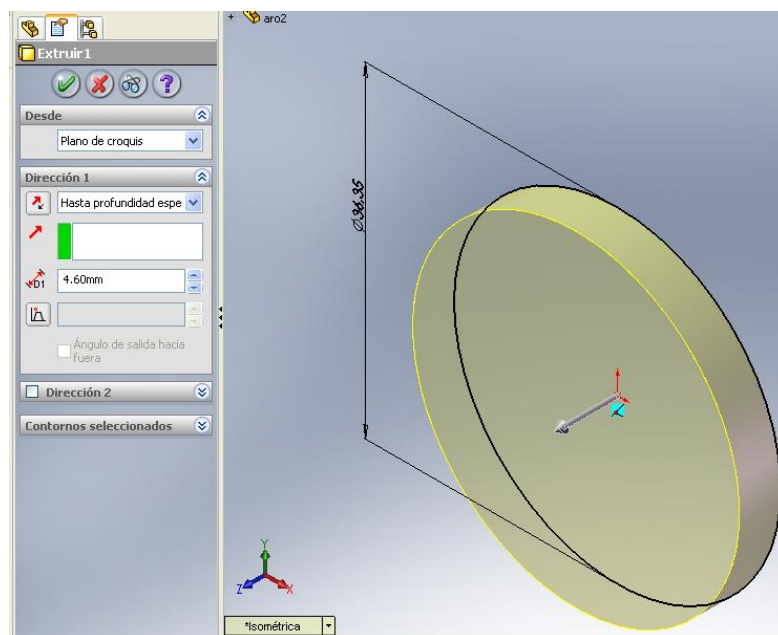


Figura 4.119: (Extrucción de pieza anillo de tope)

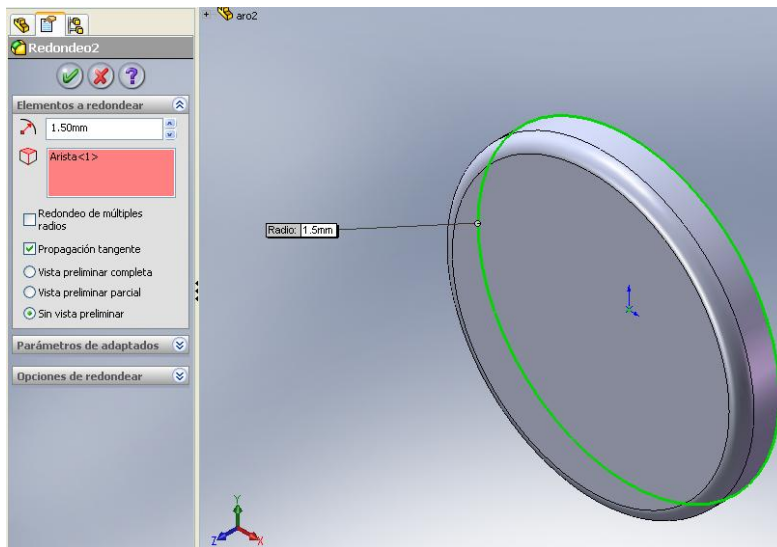


Figura 4.120: (Chafinado anillo de tope)

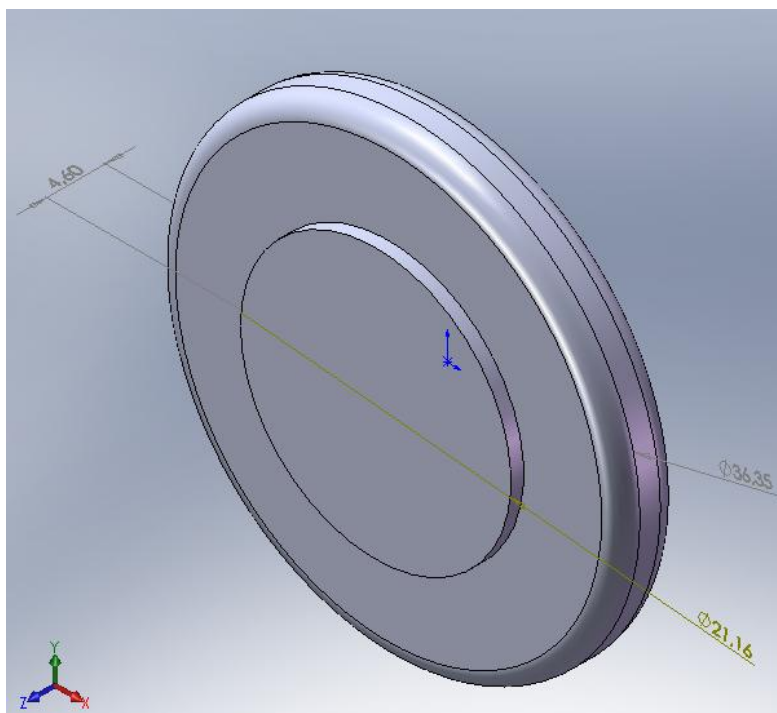


Figura 4.121: (Anillo de tope para ensamble)

5.26 La siguiente pieza que conforma el árbol es el muñón que va después del anillo de tope que difiere en dimensiones con el muñón que se ubica entre las levas. Este muñón tiene un círculo de 23 mm de diámetro al que se extruye 20 mm y al círculo de

10,58 mm que pertenece al eje principal se lo extruye 21mm.
dando como resultado:

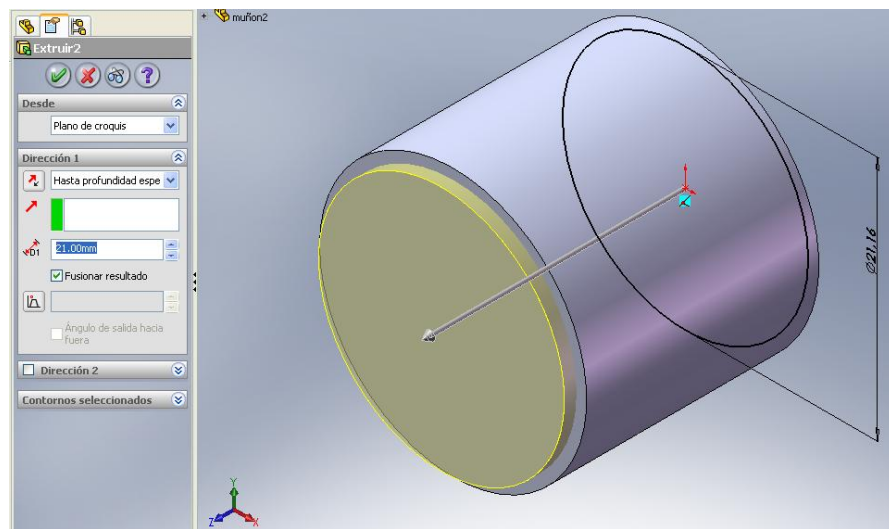


Figura 4.122: (Extrucción del muñón para ensamble)

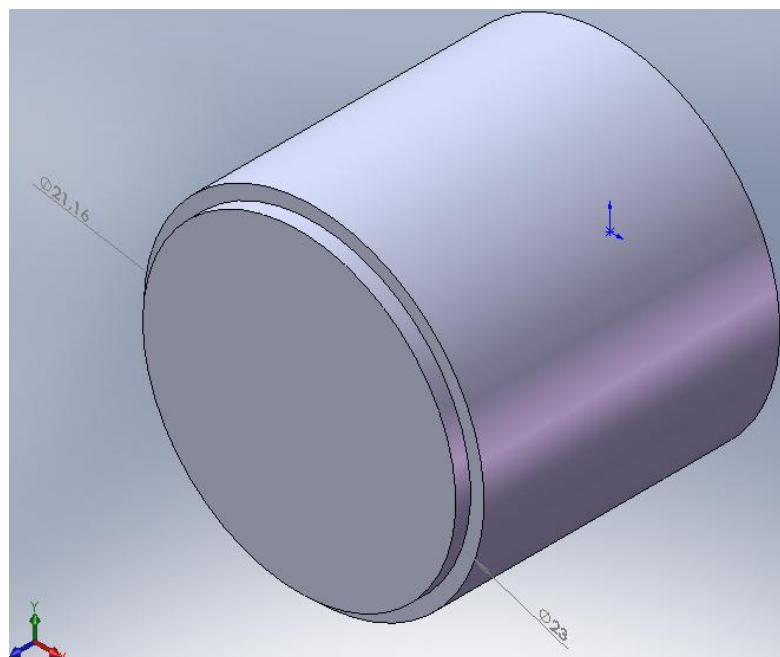


Figura 4.123: (Muñón para ensamble)

5.27 A continuación modelamos la parte frontal del árbol, con la cual se ensambla el engrane regulable para formar una sola pieza junto con el árbol de levas.

- 5.28 A este disco frontal se lo debe perforar los cuatro agujeros a donde se empernará el engrane regulable, cada perforación es de 5 mm.

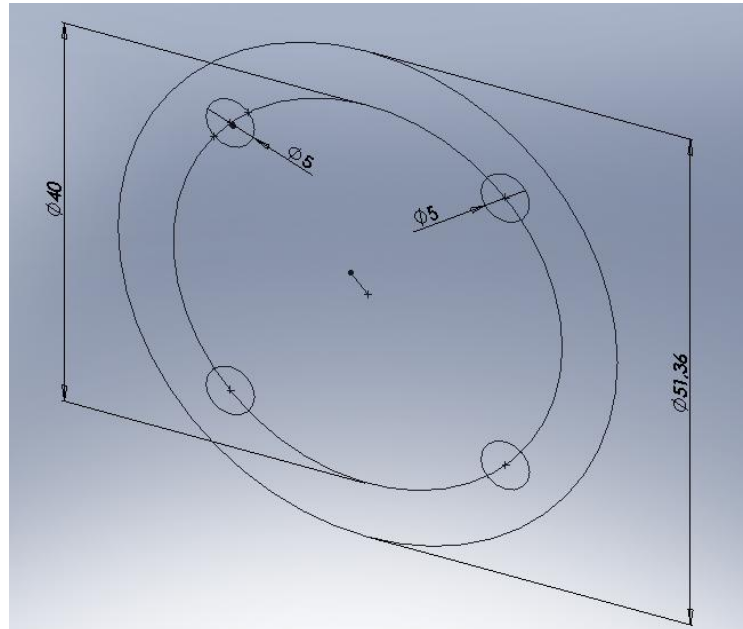


Figura 4.124: (Croquis disco frontal árbol de levas)

- 5.29 Una vez hechas las perforaciones se procede a extruir el círculo de 51,36 mm de diámetro una longitud de 10,50 mm así como indica la figura:

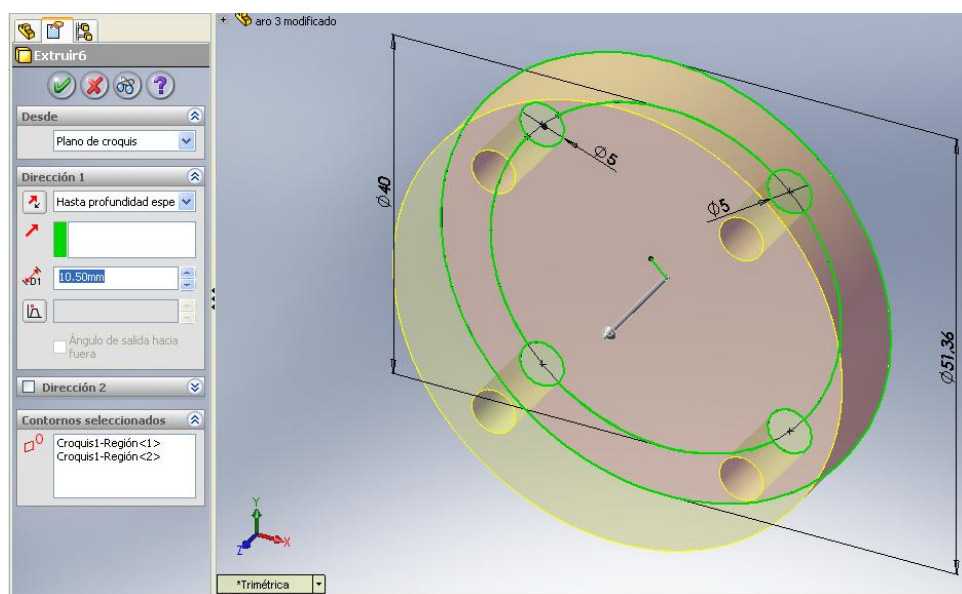


Figura 4.125: (Extrucción disco frontal árbol de levas)

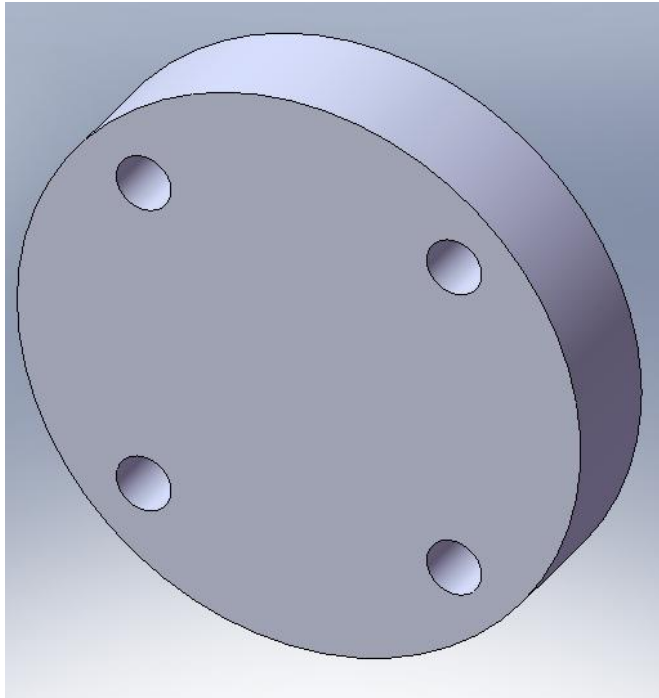


Figura 4.126: (Pieza disco frontal árbol de levas)

5.30 El siguiente paso es modelar el piñón regulable, basándonos en el diseño que se hizo en Autocad.

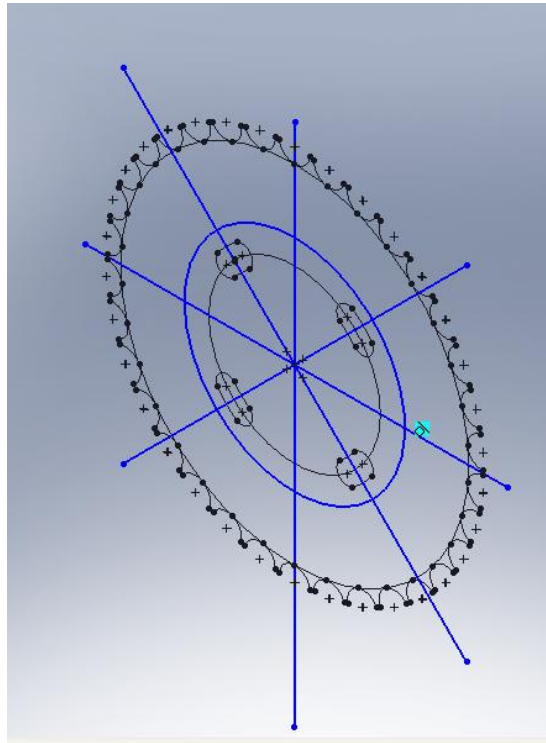


Figura 4.127: (Croquis piñón regulable)

5.31 Extruímos el círculo de 51,36 mm de diámetro en donde embonará el árbol de leva con su disco frontal una longitud de 10,50 mm.

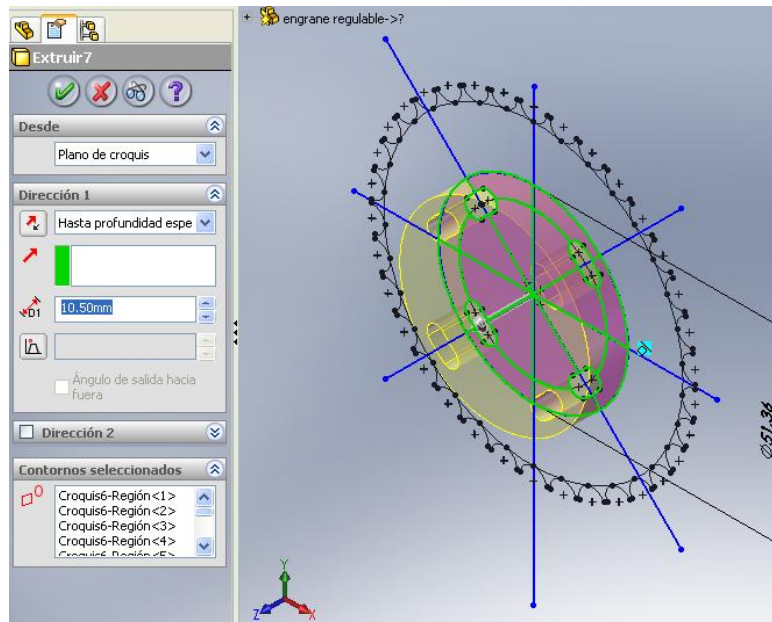


Figura 4.128: (Extrucción círculo base de piñón regulable)

5.32 Posteriormente extruímos 4 mm a los dientes del engranaje dándonos como resultado lo siguiente:

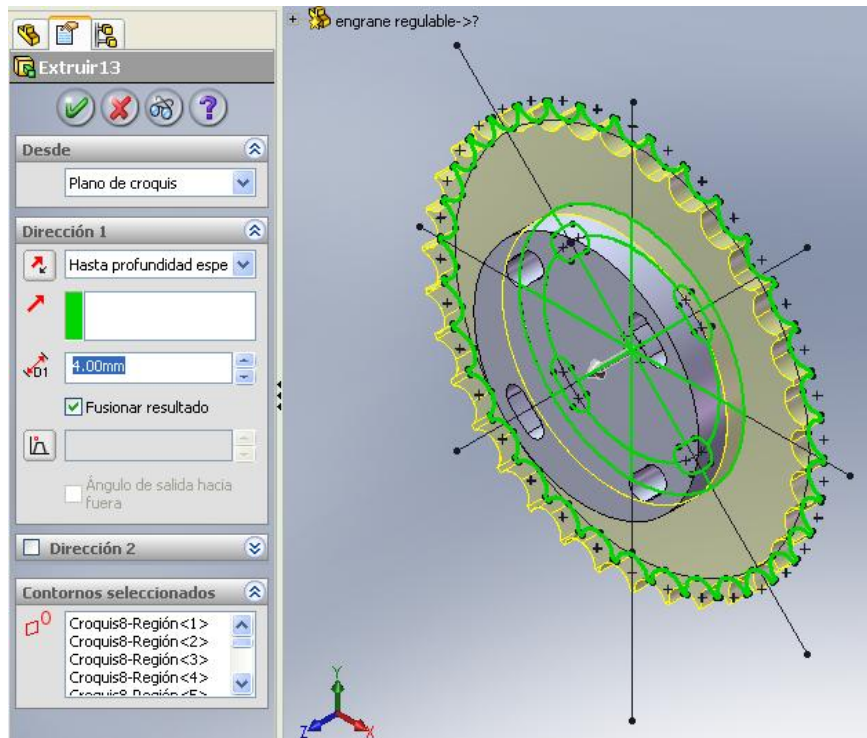


Figura 4.129: (Extrucción piñón regulable)

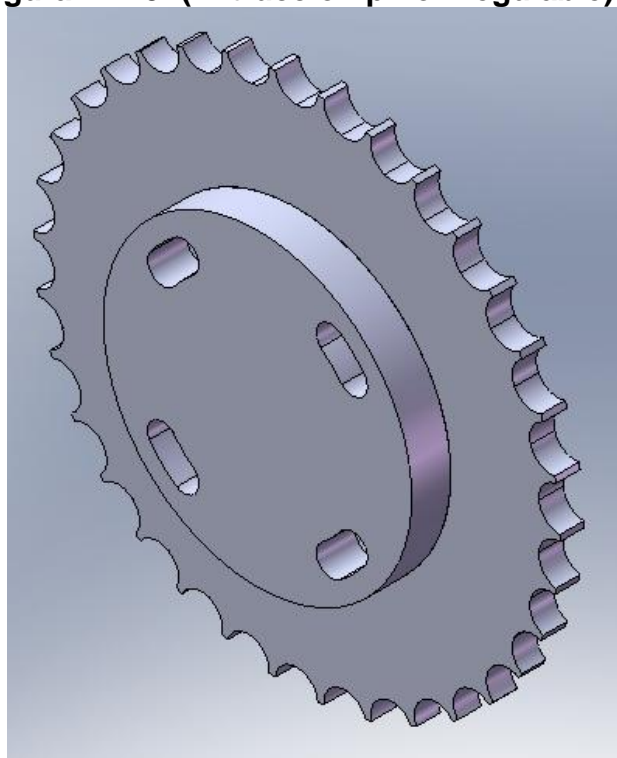


Figura 4.130: (Piñón regulable)

- 5.33 En la parte posterior del engrane regulable se hace un corte y se lo extruye hacia delante para que 4 mm en donde embonará el disco frontal del árbol de levas, así como se indica en la figura:

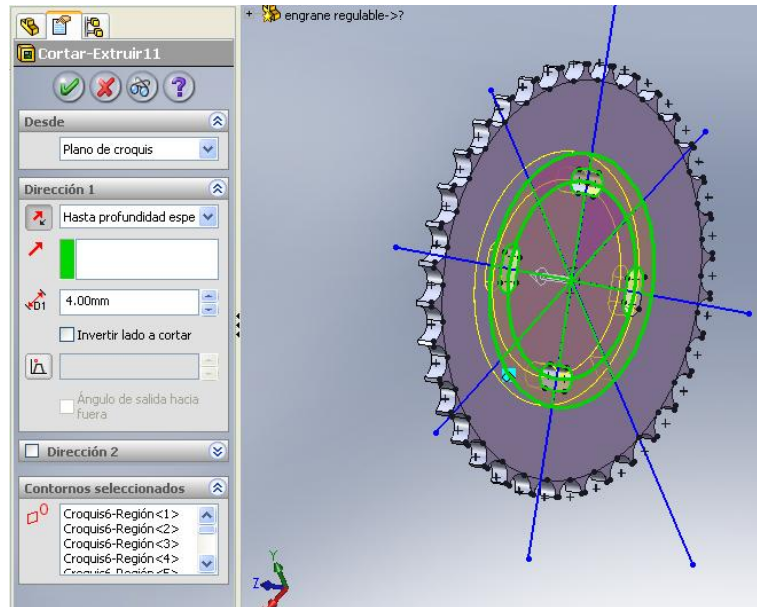


Figura 4.127: (Extrucción corte posterior Piñón Regulable)

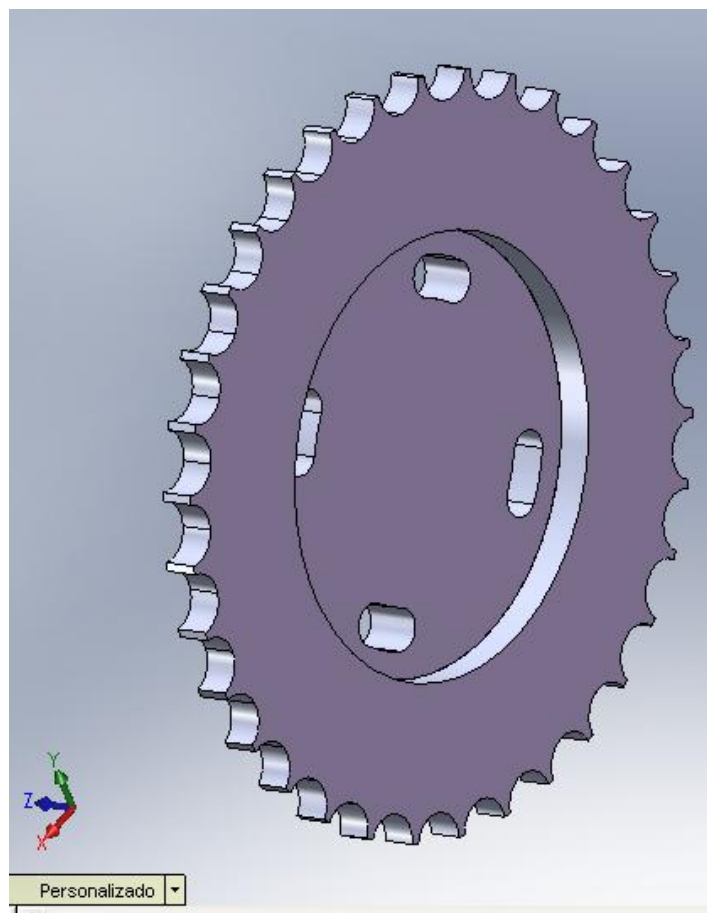
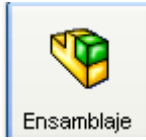


Figura 4.131: (Piñón Regulable para ensamble)

6. Una vez modeladas cada una de las piezas que van a formar el ensamble del árbol de levas, se procede de la siguiente manera

6.1. Se abre un documento nuevo dentro de SolidWorks y se escoge



la opción *Ensamblaje* y se hace clic en *aceptar*.

6.2. Dentro del cuadro de diálogo *Insertar Componente* se busca en *Examinar* una por una las piezas que se van a unir al ensamble, siguiendo el orden que se definió anteriormente.

6.3. Siendo así, la primera pieza a llamar es la parte posterior, que es la primera que se dibujó:

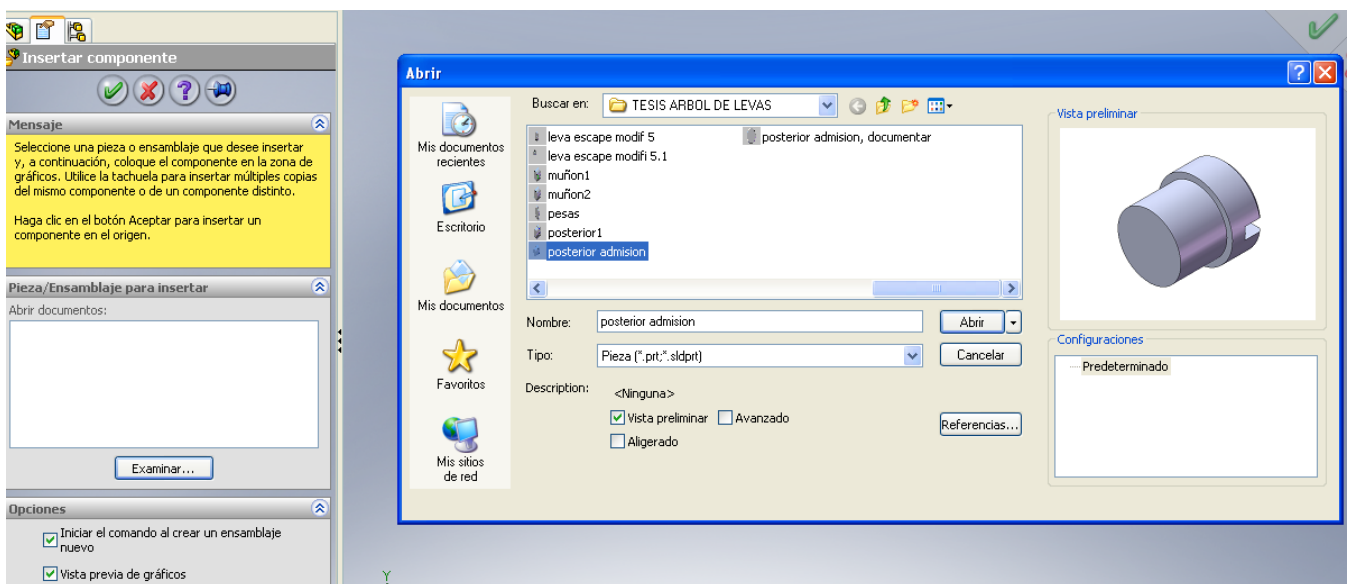


Figura 4.132: (Procedimiento para insertar componente a ensamble)

6.4. Una vez seleccionada se la ubica dentro de la plantilla de dibujo y se escoge la vista *Isometría* para mayor facilidad de observación.

- 6.5. A continuación se llama a la siguiente pieza que es la primera leva del primer juego y se la ubica dentro de la plantilla de dibujo.

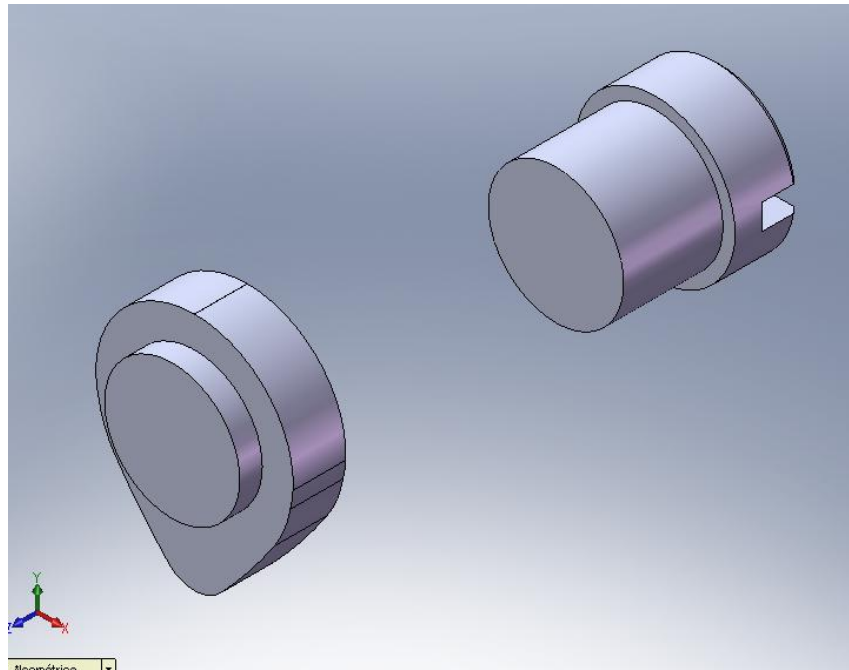



Figura 4.133: (Componentes para ensamble)

- 6.6. Para unir las dos piezas primero debemos relacionar la posición de las mismas, para ello SolidWorks nos presenta esta opción dentro de la barra de herramientas estándar con el siguiente



- 6.7. Haciendo clic en este ícono se abre el cuadro de diálogo presentado varias opciones de relación, de la cuales al ser un eje la primera relación de posición que deben dos piezas es la *concentricidad* entre sí . Para ello se escogen una arista que forme parte del eje principal del árbol que por lógica debe ser éste el que comande la concentricidad de todas las piezas que lo conforman, se escoge el ícono *concéntrica* y automáticamente se ubican concéntricas una a otra las piezas seleccionadas, así como se indica:

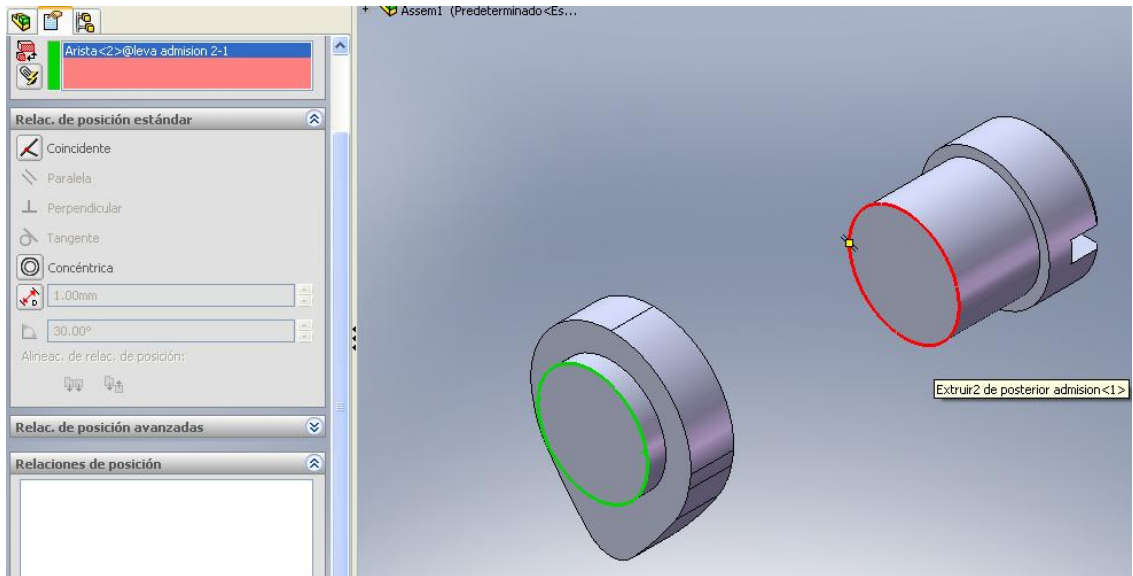



Figura 4.134: (Relaciones de posición Concéntrica y Coincidente entre dos componentes)

- 6.8. Una vez ubicadas concéntricamente entre sí, las piezas deben unirse, para ello siguiendo el orden de ensamblaje de atrás hacia delante, la cara posterior de la primera leva del primer juego debe ser *coincidente*  a la cara o arista del eje de la parte posterior del árbol de levas. Para ello se hace clic en el ícono *Coincidente* se señala la cara posterior de la leva y la arista de la parte posterior del árbol y se acepta, dándonos como resultado lo siguiente:

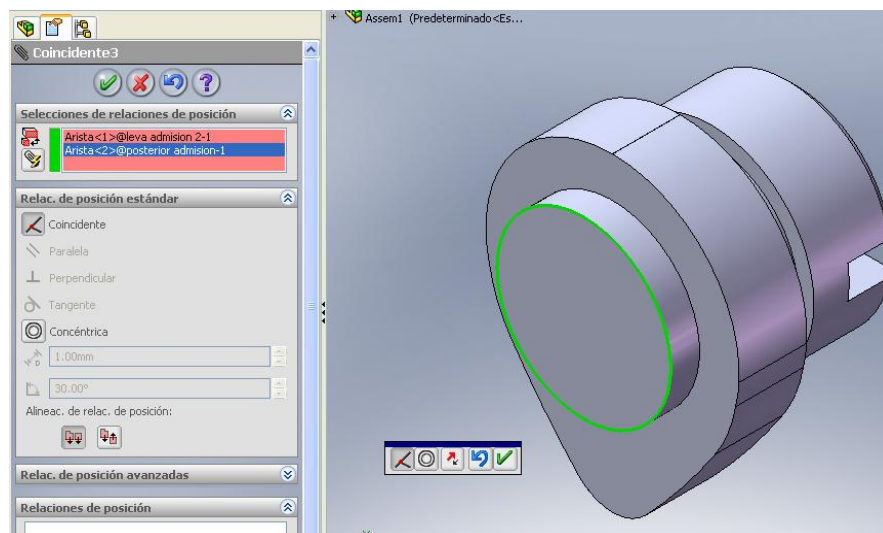


Figura 4.135: (Relaciones de posición Concéntrica y Coincidente para ensamble)

6.9. A continuación se llama al muñón y se sigue los mismos pasos anteriores de posicionamiento entre las piezas:

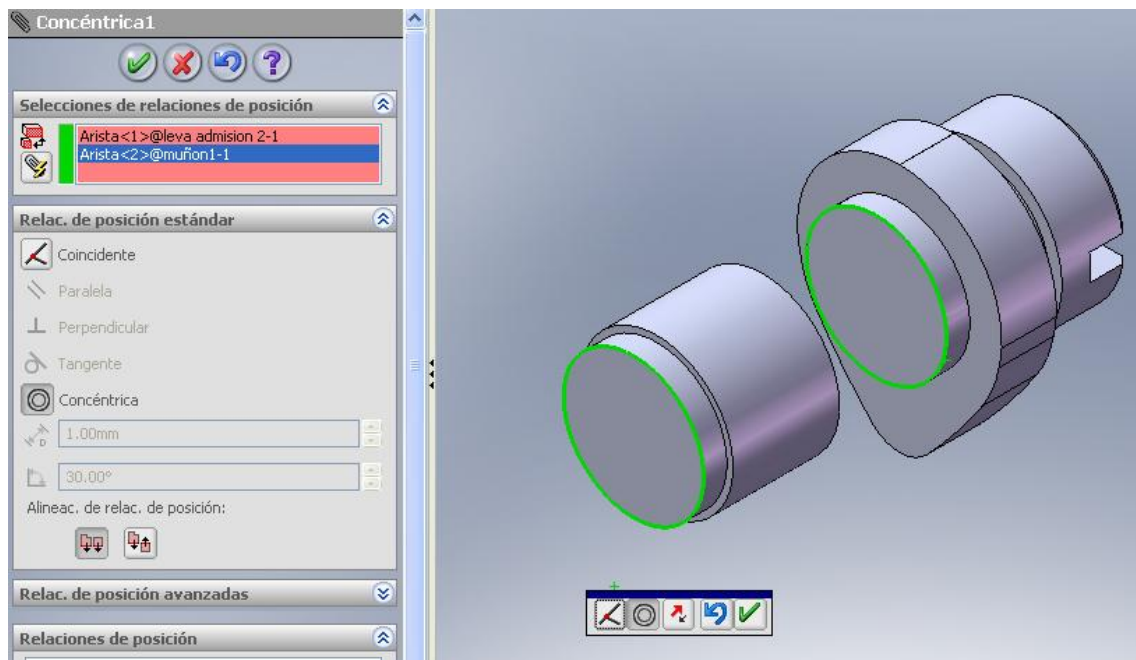


Figura 4.136: (Relaciones de posición Concéntrica y Coincidente para ensamble de tres componentes y más)

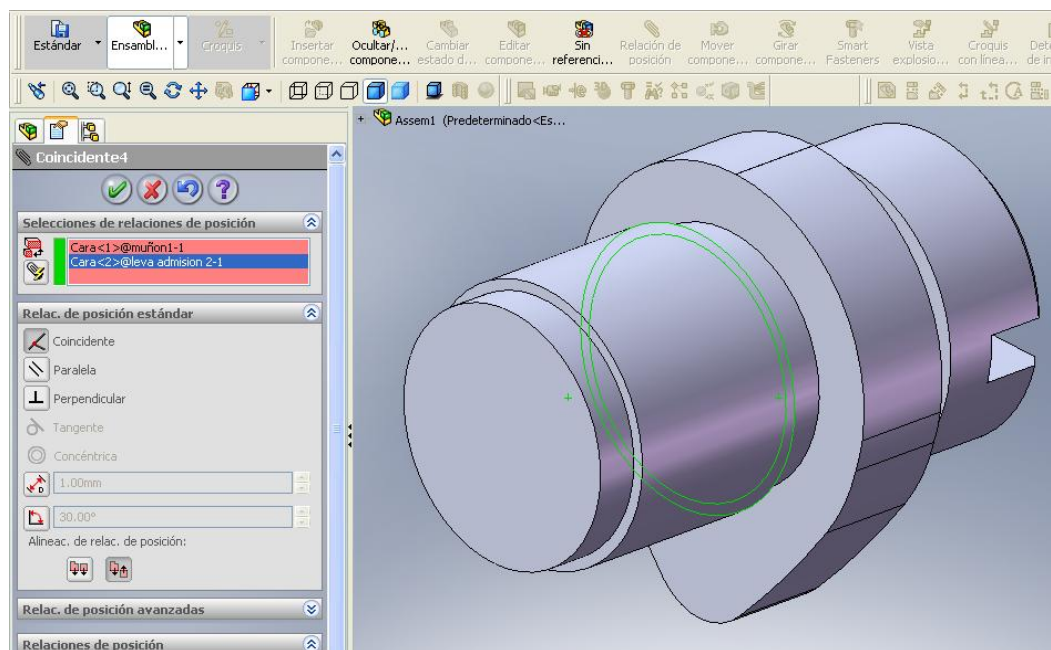


Figura 4.137: (Ensamble de tres componentes)

6.10. Siguiendo estos pasos, se llega a unir todas las piezas del árbol de levas manteniendo su concetricidad y coincidencia, y se lo puede apreciar en la siguiente figura donde se observa todos las piezas que conforman el ensamblaje y cada una de las relaciones de posición entre las mismas.

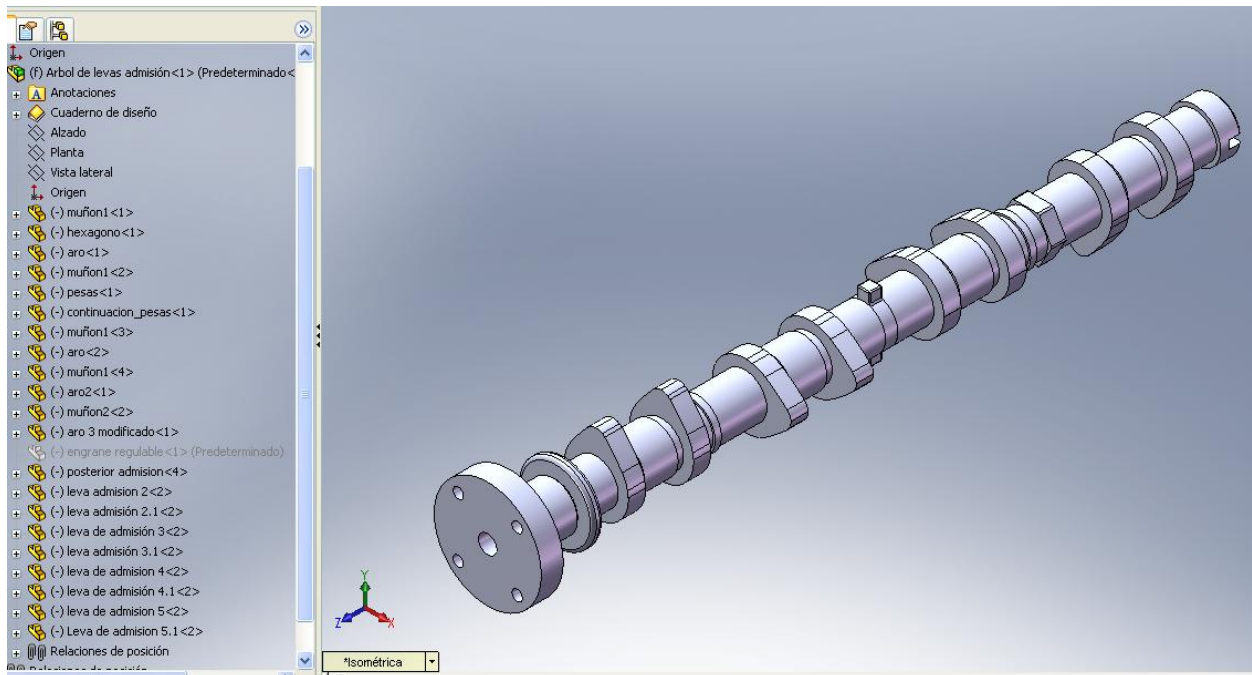


Figura 4.138: (Ensamble del árbol de levas)

6.11. Así por último se llama al piñón regulable y se sigue el mismo procedimiento:

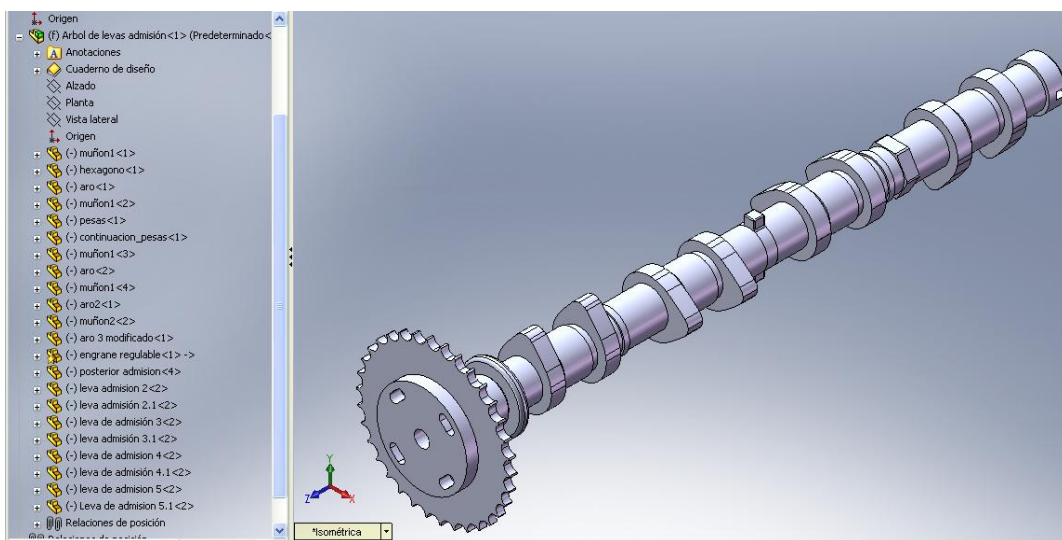


Figura 4.139: (Ensamble del árbol de levas y piñón regulable)

- 6.12. Como podemos observar el árbol es hueco, es decir tiene una perforación de 8,76 mm de diámetro a lo largo de todo el árbol. Esto es para la lubricación del mismo.
- 6.13. Para lograr esto, se extruye el corte por todo el eje así como indica la figura:

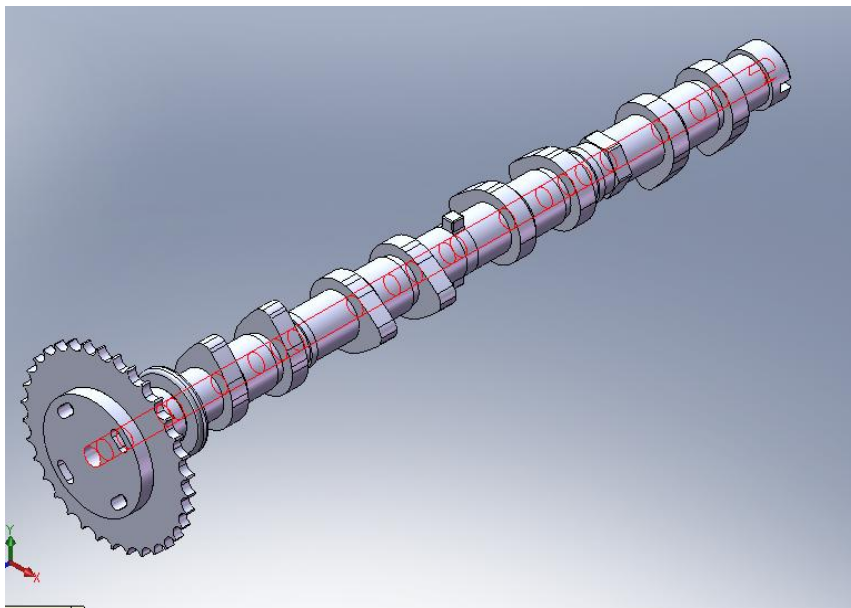


Figura 4.140: (Corte hueco a lo largo de todo el árbol para lubricación)

- 6.14. Como paso último y para que el ensamblaje que modeló sea un sólido, se lo graba con un nombre en este caso lo llamamos *Arbol_admisión_definitvio* y posteriormente se abre un nuevo documento de SolidWorks, se escoge ensamblaje y se abre el ensamblaje que acabamos de guardar y se tiene al árbol de levas completo listo para su construcción.

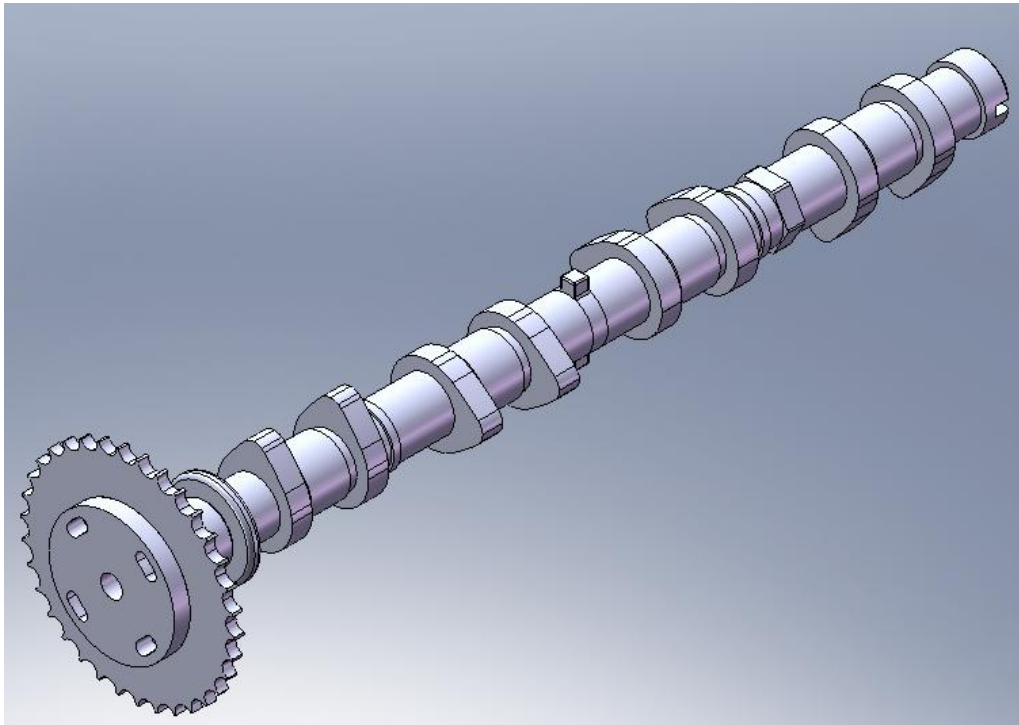


Figura 4.141: (Modelamiento digital árbol de levas en Solidworks)

4.6 GENERACIÓN DEL CÓDIGO NUMERICO EN SOFTWARE CAD CAM

Con los elementos teóricos desarrollados, debemos transformar todo lo alcanzado en información útil que pueda ser leída por las máquinas CNC en donde vamos a realizar la construcción de nuestro eje de levas. Para ello lo primero que debemos hacer encontrar el método adecuado para poder construir el árbol de levas, sin luego encontrarnos con problemas en el momento de la construcción. Luego de un minucioso análisis decidimos dividir la construcción en tres partes fundamentales:

- Torneado del eje de levas mediante torno CNC
- Fresado del perfil de las levas y elementos del eje mediante fresa CNC
- Fresado y taladrado de la rueda dentada regulable.

En el torneado vamos a proceder a dar la forma circular de todos los elementos del árbol de levas, se va a concluir con la forma de los muñones y parte del eje, sin embargo, no se dará en esta parte del proceso la forma a las levas, elemento hexagonal y contrapesas en el árbol. En el fresado se pasará a utilizar un torno CNC y 3 de sus cuatro ejes de movimiento para la construcción del elemento hexagonal y las contrapesas, mientras que mediante el cuarto eje procederemos a dar forma a las levas. El tercer punto consistirá en construir el engranaje regulable.

Cabe señalar que los tres procedimientos de construcción van a ser realizados automáticamente mediante generación de software por parte de la herramienta computacional SOLID CAM 2006.

Para el torneado procedemos a abrir nuestro árbol de levas en el programa Solid Works 2006, luego pasamos a abrir la pestaña de Solid Cam, en la opción Torno-fresado, luego damos clic en nuevo, aquí nos pedirá que ingresemos de nuevo el documento de Solid Works a ser analizado, vamos mediante el botón examinar a la carpeta donde se encuentre el ensamblaje, damos clic en OK. El archivo se empieza a generar en el Solid Cam.

Empezamos definiendo Cero del sistema, en la opción “definir cero” del Solid Cam, seleccionamos la superficie lateral en el eje de levas:

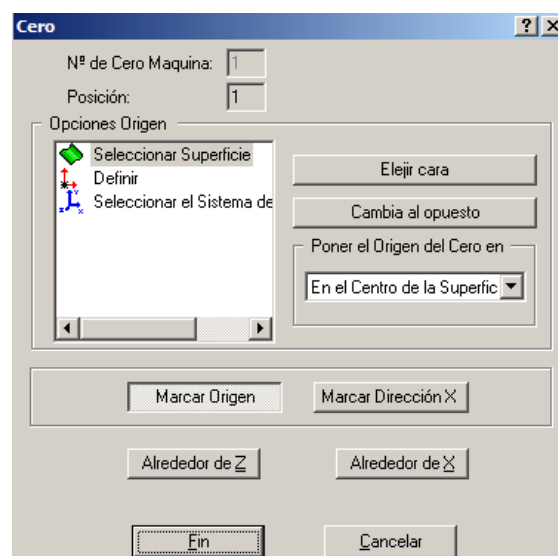


Figura 4.142: (Cuadro “definir cero” del Solid Cam)

Seleccionamos una de las caras laterales del eje:

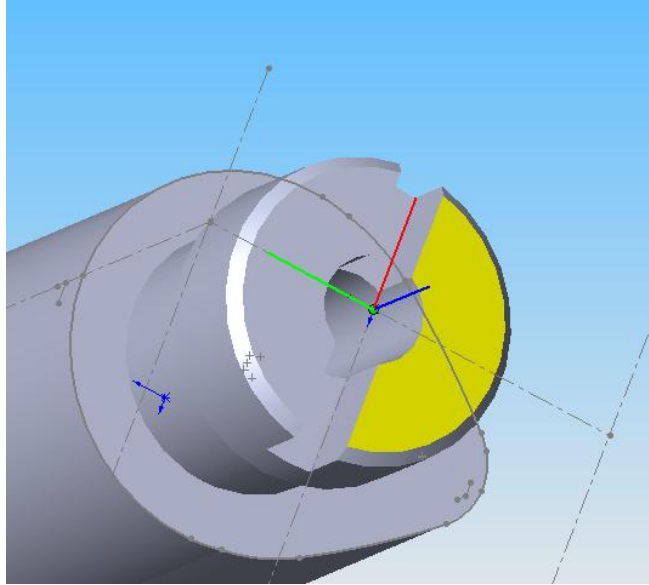


Figura 4.143: (Selección de la cara en donde se ubica el origen del sistema)

En la cara descrita procedemos a marcar el origen del sistema, colocamos previamente un punto en el centro del eje del árbol. Cambiamos a la vista frontal del árbol, en donde debemos esquematizar la forma de la herramienta de fijación del torno y dibujar el final del material para ser torneado:

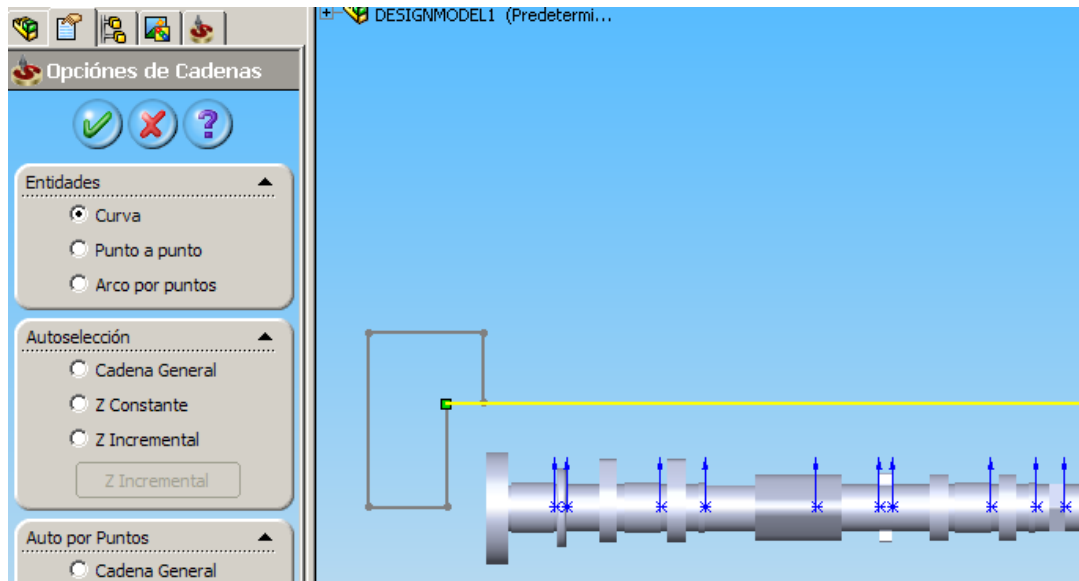


Figura 4.144: (Esquematación de herramienta de sujeción y límite del material)

En la pestaña del Solid Cam entramos a la opción límite del material, damos clic en definir, después en definir 2D, luego en definir cadena, seleccionar límite del material, luego en aceptar:

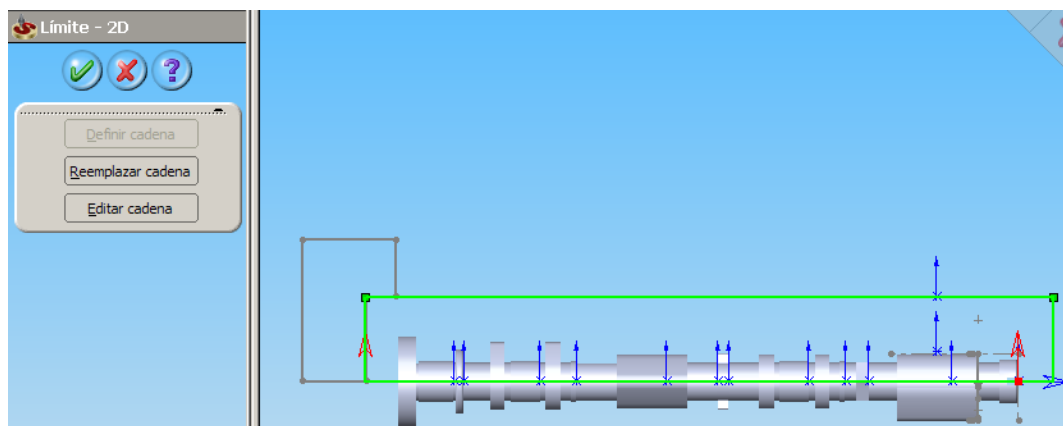


Figura 4.145: (Definición del límite del material)

Luego vamos a la opción "Fijación", luego a definir, definir cadena, selección de mordaza, y luego señalamos el esquema de la mordaza del torno mediante la opción punto a punto:

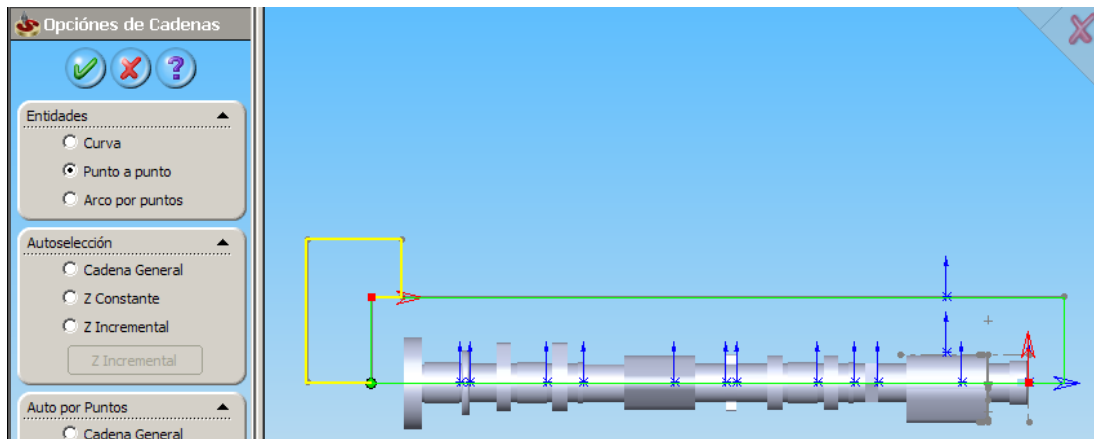
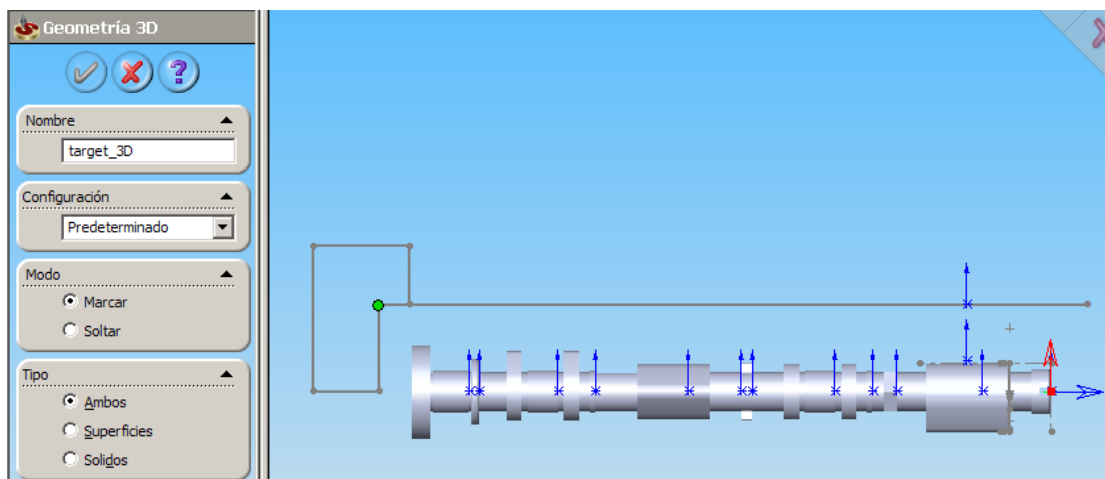
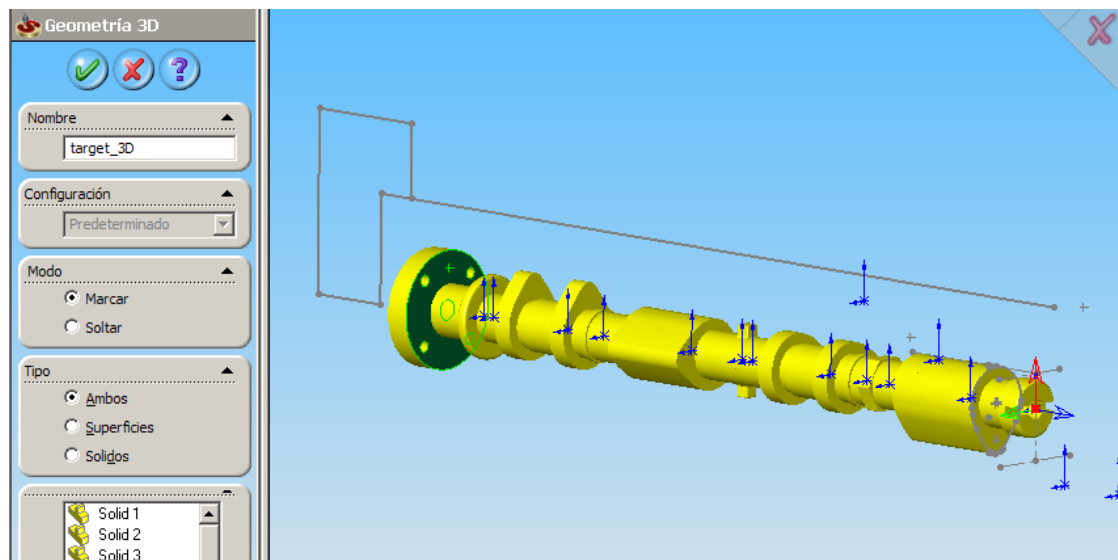
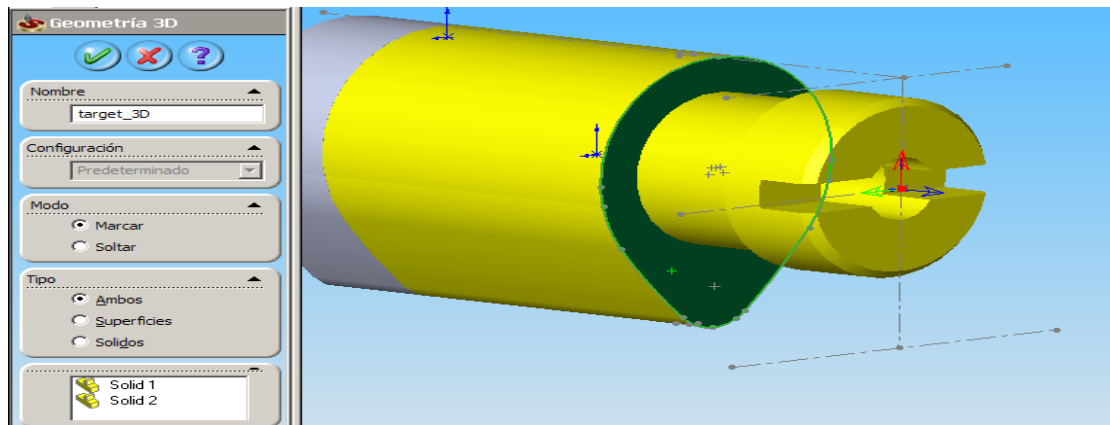


Figura 4.146: (Definición de la mordaza)

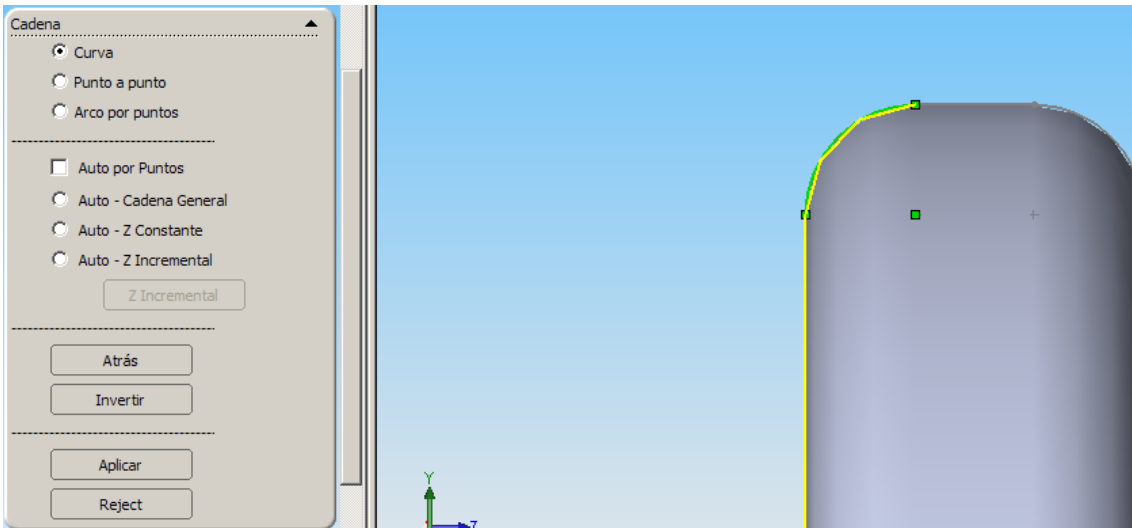
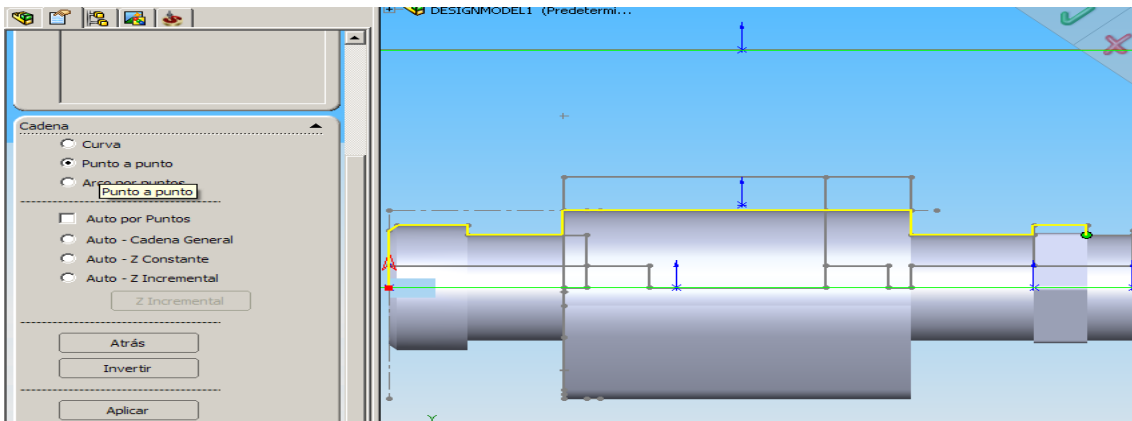
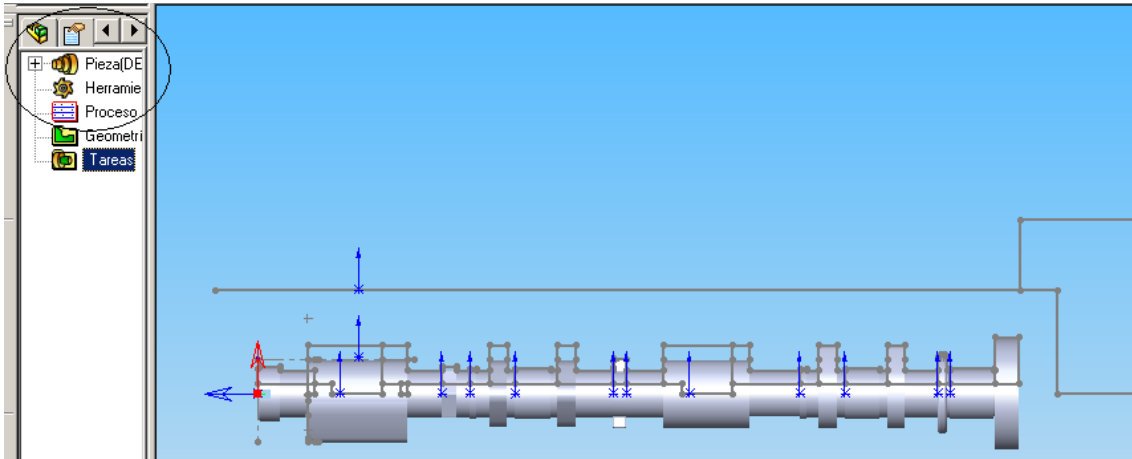
Una vez definida la mordaza, pasamos a seleccionar el modelo de destino; vamos a la opción modelo destino, modelo 3D, selección de CAD, seleccionamos una cara, y presionamos resumir: Luego en la ventana de modo señalamos marcar, y en la ventana tipo señalamos ambos. Luego empezamos a señalar todas las partes del ensamblaje, las cuales aparecerán una a una en la ventana inferior, al final damos clic en OK y salimos de la ventana.

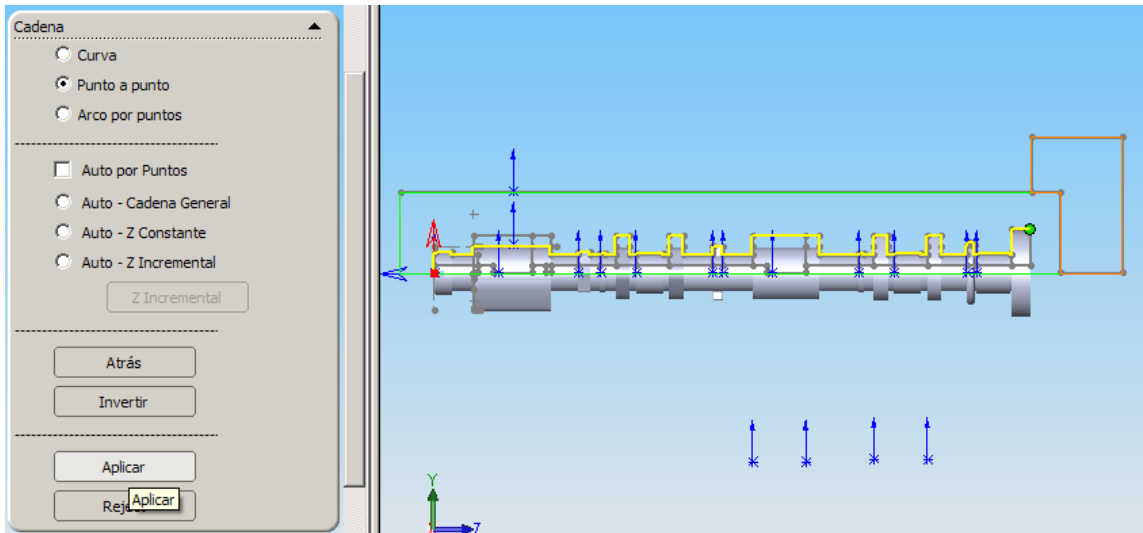




Figuras 4.147: (Procedimiento de definición del modelo de destino)

Vamos a la opción Tareas, damos clic derecho en ella y señalamos torneado, señalamos definir, en la ventana de opciones señalamos punto a punto, y vamos señalando todo el contorno del eje de levas. Cuando debamos señalar curvas, cambiamos la opción punto a punto por la opción curva; vamos con mucho cuidado señalando el perfil del árbol. Una vez terminado damos clic en aplicar, luego en aceptar.





Figuras 4.148: (Procedimiento de definición de tareas)

Este es el primer paso para proceder a la generación del código numérico del torneado, pues ya se encuentran definidas las tareas a ser realizadas en el árbol de levas. Es el momento de definir la herramienta. Vamos a la opción definir herramienta:

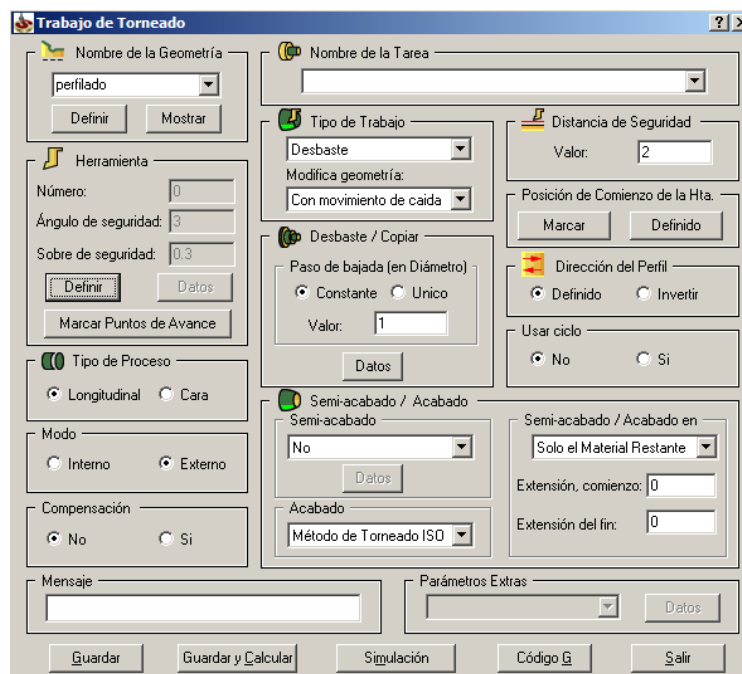


Figura 4.149: (Cuadro de datos de los pasos de torneado)

En la opción definir herramienta escogemos un tipo de herramienta ara ranurado exterior, señalamos en mostrar y luego en OK, colocamos los datos de la geometría de la herramienta. Los datos exactos de la herramienta se indicarán luego en la parte de herramientas y especificaciones.

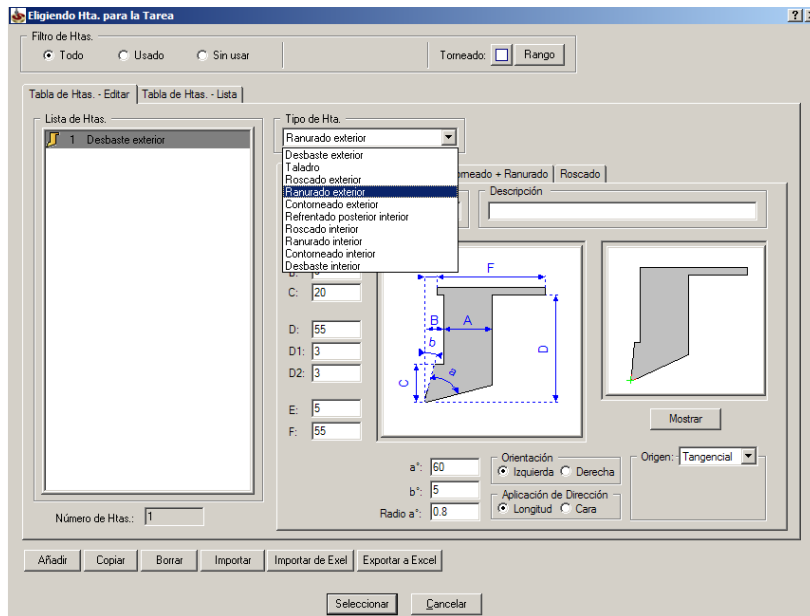


Figura 4.150: (Cuadro de elección de herramientas para la tarea)

Luego regresamos al cuadro de pasos de torneado, en éste vamos a los datos para la herramienta de torneado, colocamos ángulo de seguridad 0, RPM 500, acabado 500 RPM Avance 0.15 del acabado. Luego volvemos al cuadro de datos de herramienta de torneado y colocamos los datos de nuestra herramienta de ranurado exterior, las cuales vienen en el listado de especificaciones de la misma. Los datos de la herramienta utilizada se tomaron del manual de la misma, los datos se encuentran en la sección de listado de herramientas y especificaciones. Damos clic en mostrar para ver si la herramienta es similar a la que vamos a usar.

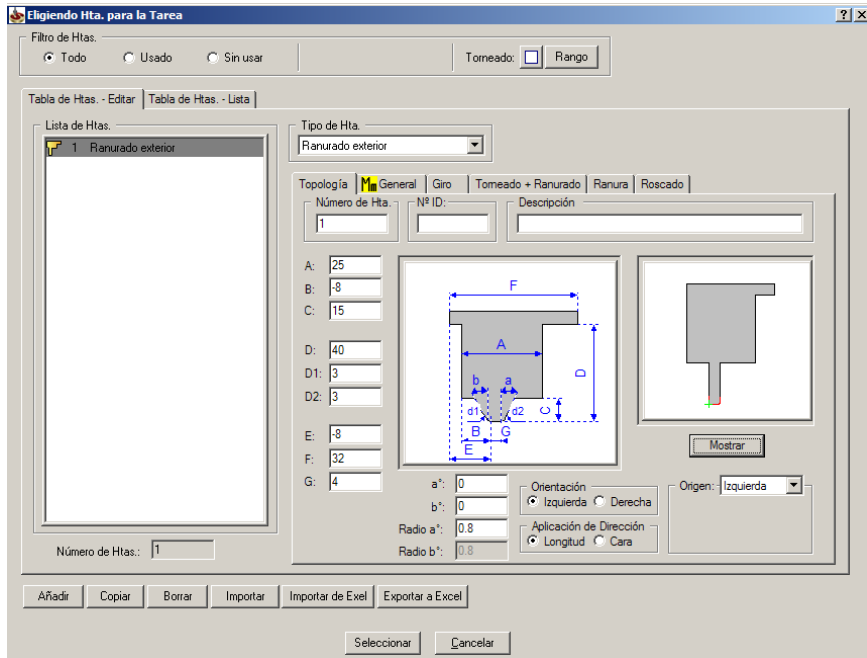


Figura 4.151: (Anotación de la geometría de la herramienta para ranurado)

Volvemos al cuadro de datos de la herramienta de torneado, indicamos la dirección de giro, la cual es con el reloj, en límite de ranura colocamos 1000 como superior, y como inferior 0, en avance señalamos Mm/Rev, en la parte normal señalamos 0.3 y cuando sea el acabado 0.15 en condiciones de giro 60 y en condiciones de avance 60. La seguridad desde pared es 0.1.

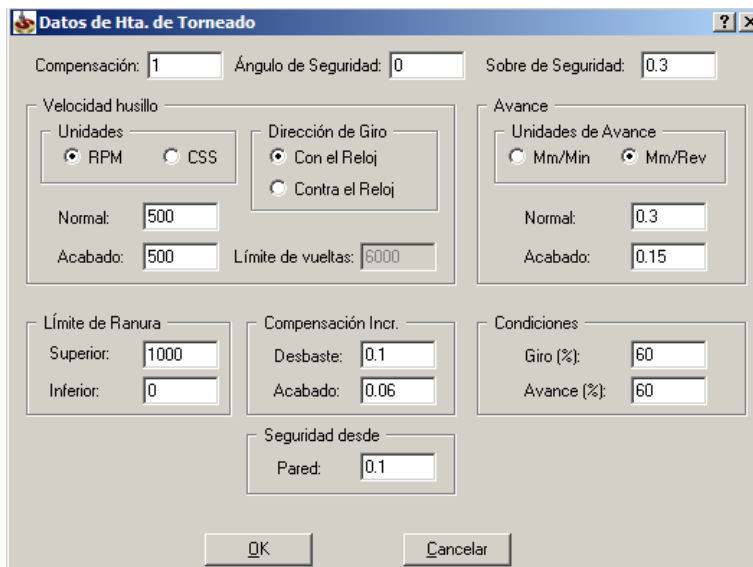


Figura 4.152: (Datos completos herramienta de torneado)

Debemos definir desde donde va a comenzar a trabajar la herramienta, vamos a la opción posición comienzo herramienta, damos clic en marcar, automáticamente volvemos a donde se encuentra dibujado nuestro árbol con la respectiva tarea de torneado y marcamos donde comienza nuestro material.

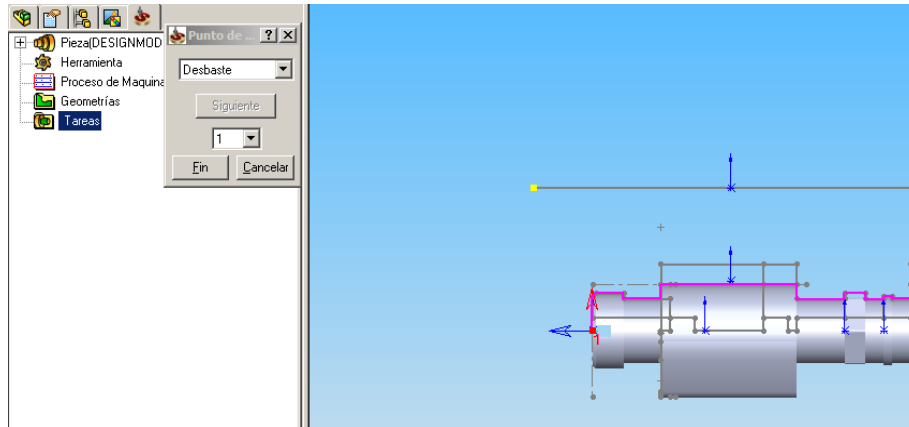


Figura 4.153: (Marcar comienzo de torneado)

Para finalizar en el cuadro de pasos de torneado, en la opción semiacabado-acabado señalamos geometría entera. El cuadro de pasos de torneado con toda la información queda así:

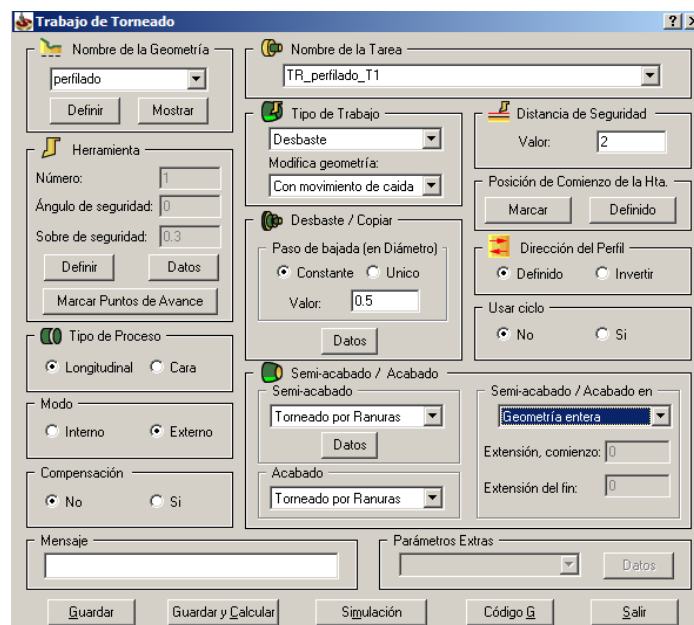


Figura 4.154: (Datos completos en el cuadro de trabajo de torneado)

Con los datos completos procedemos a dar clic en el cuadro de pasos de torneado en el botón guardar y calcular; una vez que el programa no haya detectado errores procedemos a simular el trabajo de torneado; mediante esta opción podemos ver todos los procesos de ranurado y acabado en el material, además el programa de simulación nos indica si existen choques de la herramienta con el material o si la herramienta se puede quedar trabada, o por ejemplo si la herramienta no puede entrar a cierto sector para devastar el material; indicándonos cualquier problema que se pueda suscitar durante la construcción de nuestro eje de levas en el proceso de torneado.

Para solucionar estos problemas podemos, por ejemplo, cambiar la manera en como la herramienta entra a desbastar el material, cambiando el sentido, y con pasos similares se van solucionando todos los problemas encontrados en la simulación. En nuestro caso a parte de la comprobación mediante la simulación decidimos hacer un prototipo de madera del eje de levas.

Una vez concluidas las correcciones en la simulación del torneado del árbol de levas procedemos a generar el código numérico mediante el cual se procederá al torneado del árbol. En el cuadro de pasos de torneado damos clic en el botón Código G, en el cual nos va a aparecer todo el código numérico correspondiente en formato txt. Se decidió colocar sólo un ejemplo del código numérico en el proyecto y colocar el respaldo electrónico ya que sólo para el proceso inicial de torneado el total de líneas de código numérico supera las 500 páginas.

```
Codigo Desvaste.txt - Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
O1001 (ARBOL_ADMISIÓN_DEFINITIVO1XAVI-OP#1)
(**WEAR-COMPENSATION**)
(TOOL 2 - DIA 20.)
G90 G17 G80 G40
(TOOL 2 - DIA 20.0)
M06 T2
M41
G90 G0 G90 A0.0
M40
G90 G54 G90 G90 G0 X35.8789 Y20.0902 S3500 M03
G43 H2 G90 G90 G0 Z50.
M08
(desbaste-plano)
Z25.0
Z24.1426
G90 G01 Z21.7426 F1200
X41.8782 Y19.9963
X41.4903 Y-4.7741
X-2.0643 Y-4.0922
X-1.7186 Y17.9864
X4.2806 Y17.8925
G90 G90 G0 Z25.0
X35.8789 Y20.0902
Z23.7426
G90 G01 Z21.3426
X41.8782 Y19.9963
X41.4903 Y-4.7741
X-2.0643 Y-4.0922
X-1.7186 Y17.9864
X4.2806 Y17.8925
G90 G90 G0 Z25.0
X35.8789 Y20.0902
Z23.3426
G90 G01 Z20.9426
X41.8782 Y19.9963
X41.4903 Y-4.7741
```

Figura 4.155: (Ejemplo del código numérico del torneado del eje)

Para poder utilizar el cuarto eje debimos aprender la definición de varios códigos, el tratamiento de los mismos lo daremos en la sección de utilización del cuarto eje.

Definido el código numérico para el proceso de torneado, vamos a generar el código numérico para el fresado de los perfiles de las levas, el fresado del elemento hexagonal para herramienta y las contrapesas centrales.

Para la generación del código numérico para el fresado del perfil de las levas y la utilización del cuarto eje realizamos tres prototipos en madera del eje de levas; los dos primeros no tuvieron problemas en la simulación, pero al momento de construir los prototipos, nos generaron problemas en la utilización del cuarto eje. Por este motivo decidimos generar el código de fresado independiente para cada par de levas, ya que al ser dos levas de admisión o escape por cilindro, y al estar cilindrada la leva hasta su diámetro mayor e inclusive refrentado el espacio entre leva y leva, podemos fresar al mismo

tiempo el perfil de cada par de levas con el mismo ángulo respecto al eje. Una vez generado este código procederemos a mover el plato universal, o cuarto eje, mediante modificaciones manuales en el código. Este método fue el que nos dio resultados exitosos para la construcción de los perfiles. El método de modificación manual estará descrito en la sección de utilización del cuarto eje, en esta parte nos limitaremos a indicar la generación del código numérico para cada par de levas.

En la pestaña de Solid Cam vamos a fresado, vamos a nuevo, entramos en examinar, buscamos nuestro ensamblaje y damos clic en aceptar. Luego de ello procedemos a ingresar en la opción target 3D, señalamos mostrar, y a continuación nos aparecerá una nueva pantalla con el eje de levas:

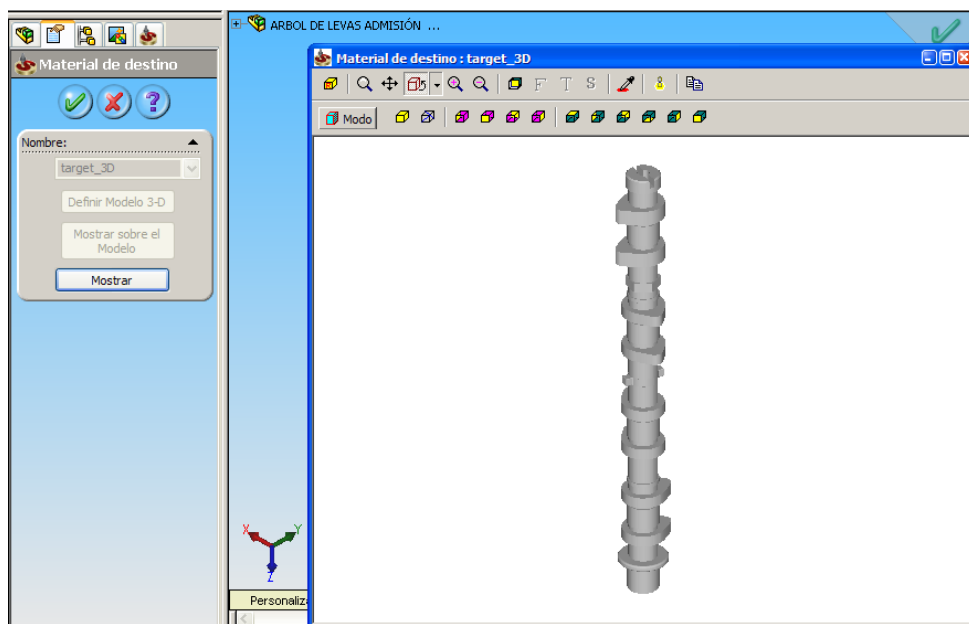


Figura 4.156: (Definir sistema en el proceso de fresado CNC)

Después de dar clic en aceptar nos dirigimos a la barra de tareas de la pestaña del Solid Cam en tareas, damos clic en perfilado, luego en añadir modelo 3D y nos debe aparecer nuestro eje de levas en verde:

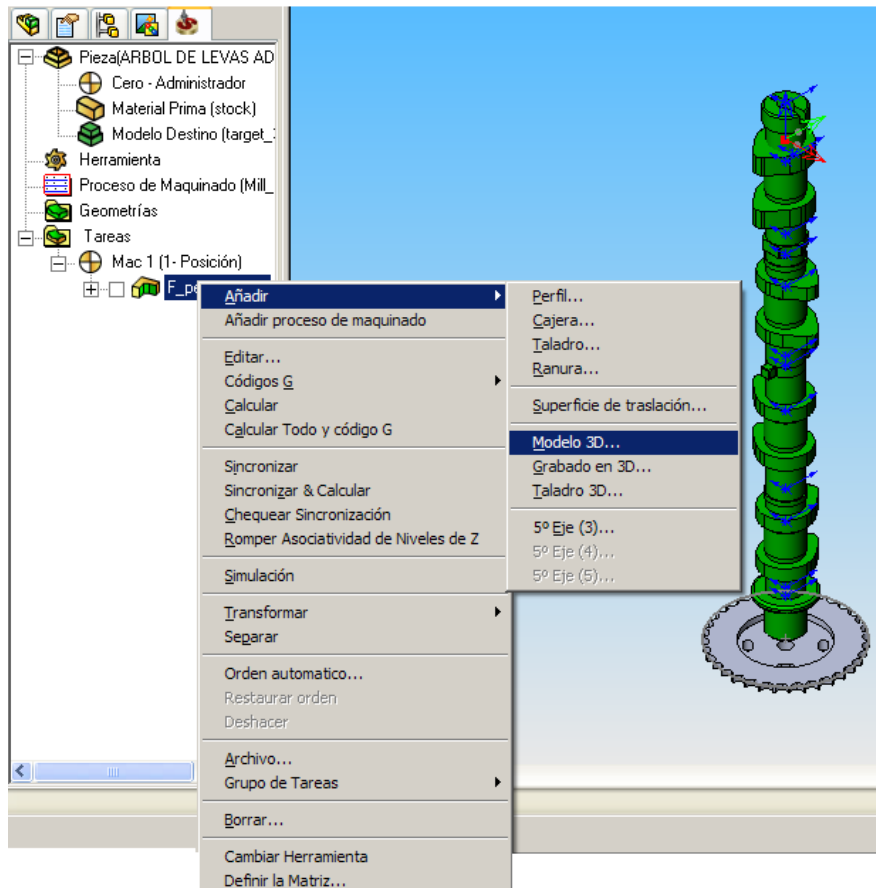


Figura 4.157: (Definición de la tarea de perfilado en el árbol de levas)

Luego al igual que en proceso de torneado procedemos a definir el cero, donde va a comenzar a trabajar la herramienta, luego definimos los ejes de movimiento donde se va a trabajar. El eje Z será el eje de dirección vertical, el eje X será el de dirección horizontal y el eje Y será el eje que nos dé la tercera dimensión. Luego procedemos a definir los parámetros para el desbaste del material, ya que en el proceso de torneado los perfiles de las levas no se encuentran definidos sino solo se dejaron de forma circular, debemos realizar primero el desbaste del material sobrante y luego realizar el acabado del perfil.

Se preciso que para el proceso antes mencionado lo más óptimo es mantener el eje Z constante en cada pasada de la herramienta; para esto ingresamos a la ventana de semi-acabado para Z constante y definimos los valores adecuados para el movimiento de la herramienta, entre ellos definido el paso de bajada, el ángulo mediante el cual va a ingresar la herramienta en el material, la forma de

acercamiento y retirada de la herramienta que en este caso es de tipo normal. También ingresamos los datos sobre el paso lateral máximo, la rugosidad y la tolerancia:

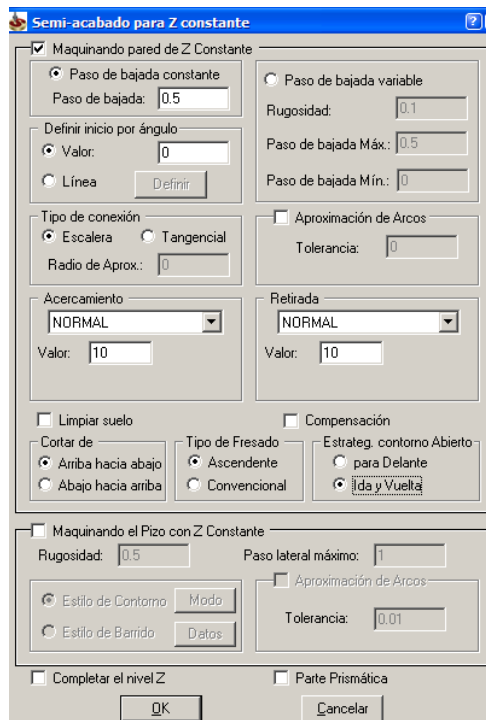


Figura 4.158: (Tabla de datos para eje Z constante)

El siguiente paso es indicar el área en donde se va a realizar el trabajo de fresado, como para ello nos dirigimos a la pantalla editar geometría, en ella colocamos al eje de levas en la vista lateral, dibujamos un croquis que contengan a un par de levas y damos clic en OK

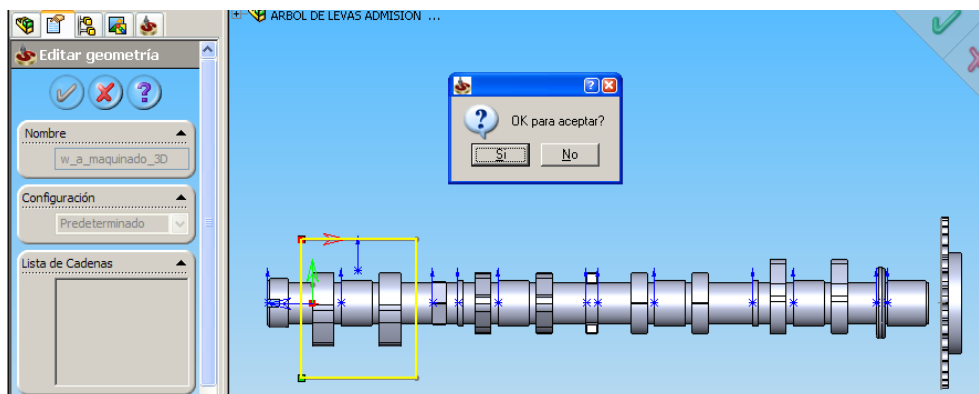


Figura 4.159: (Cuadro para indicar el área de trabajo del fresado)

Como se mencionó anteriormente, el código generado para el trabajo de fresado va a ser calculado por el programa Solid Cam solo para cada par de levas; mientras que la automatización del proceso con el funcionamiento del cuarto eje será cambiando el código de forma manual.

Para el proceso de dar forma al perfil de las levas y de acabado de las mismas, procedemos primero a aumentar la velocidad de avance de la herramienta, para ello ingresamos en el cuadro de datos de la herramienta y definimos la velocidad de giro en el acabado en 4000 Rev./min.:

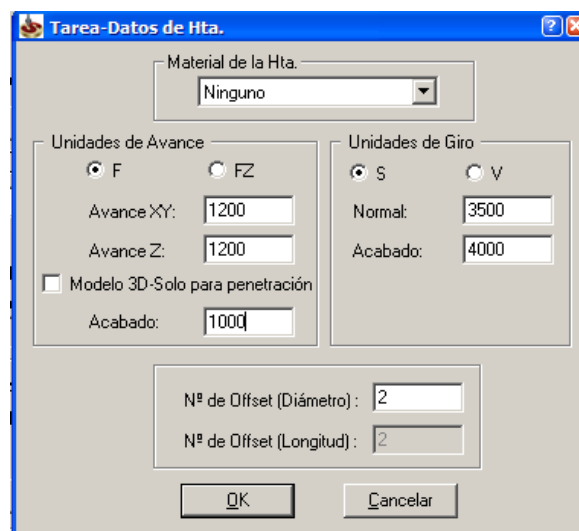


Figura 4.160: (Cuadro de datos de velocidad de giro de la herramienta)

Antes de generar el código para el fresado procedemos a entrar al cuadro de tareas e indicamos los datos de la herramienta, el sentido de giro, la dirección del perfilado, el tipo de profundidad, los datos de seguridad, el tipo de descenso:

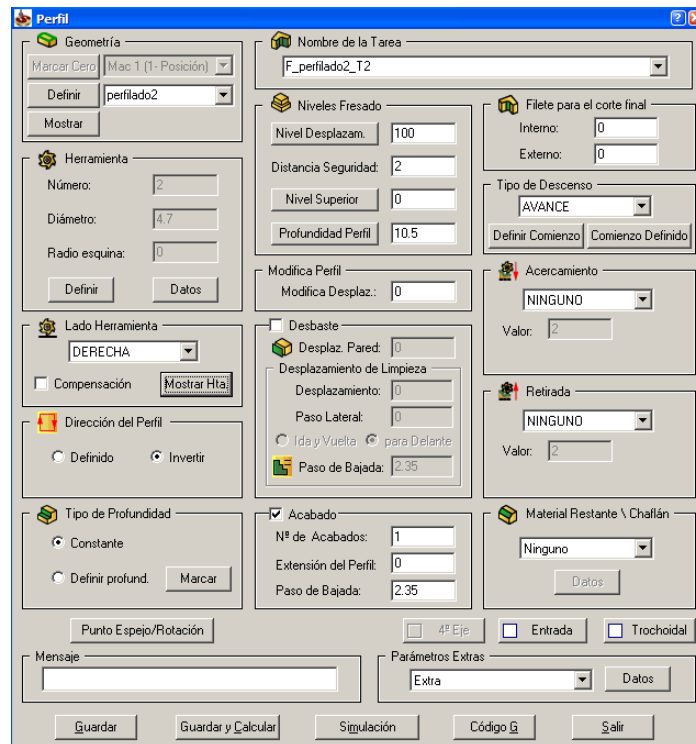


Figura 4.161: (Cuadro de tareas de fresado)

Una vez determinados todos los datos necesarios para el desbaste y acabados de cada par de levas debemos realizar la simulación de la construcción de los perfiles, todo esto para estar seguros de que no existan inconvenientes en el movimiento de la herramienta sobre el material. Cuando estemos seguro de ellos generamos el código G, el mismo que será modificado manualmente para la automatización del movimiento del cuarto eje y construcción de todas la levas a la vez.

Para finalizar este capítulo, la rueda dentada regulable también fue realizada de manera automatizada mediante código numérico. El procedimiento fue el siguiente:

En la pestaña Solid Cam señalamos nuevo, examinar, y abrimos nuestro documento, una vez abierto vamos a la parte de tareas, señalamos fresado, y luego perfilado. Al dar clic se nos abrirá la pantalla de datos de perfilado, primero vamos a escoger la herramienta, la cual nos servirá tanto para el perfilado de la rueda dentada como para el taladrado de los cuatro agujeros

que servirán de sistema regulable, Los datos exactos de las herramientas usadas se encuentran en el capítulo de listado de herramientas y especificaciones:

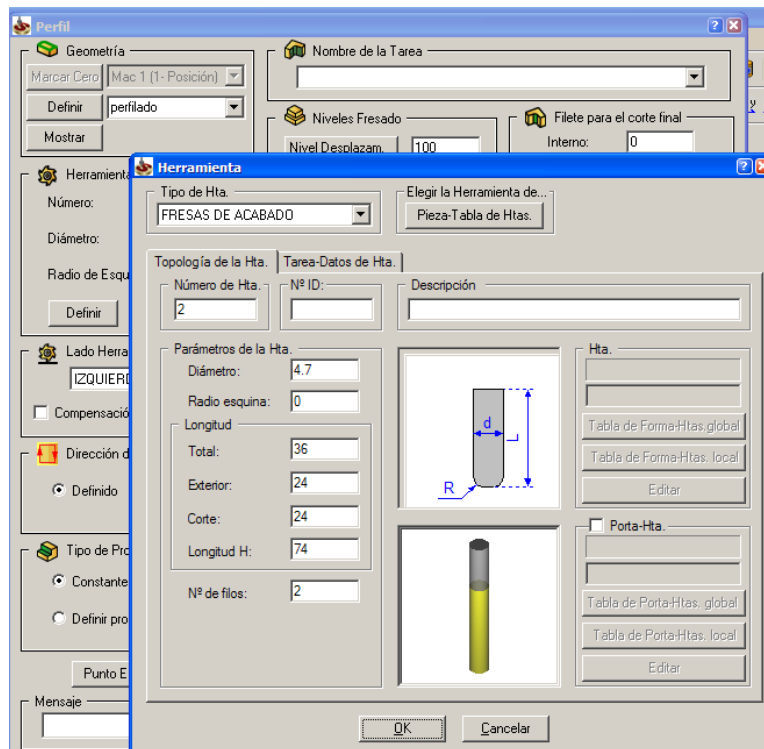


Figura 4.162: (Datos de la herramienta en el Solid Cam para el piñón regulable)

Una vez definida la herramienta vamos a definir los procedimientos de movimiento de la herramienta para el proceso de perfilado de la rueda dentada, para ello vamos al cuadro de datos de perfilado, y con supervisión del personal que opera la máquina escogemos los datos más adecuados para el proceso; definimos los datos de la herramienta, el lado de giro de la herramienta, la dirección del perfil, el tipo de profundidad de trabajo, el nivel de desplazamiento, el tipo de desplazamiento para el desbaste y el acabado, el tipo de acercamiento y retirada:

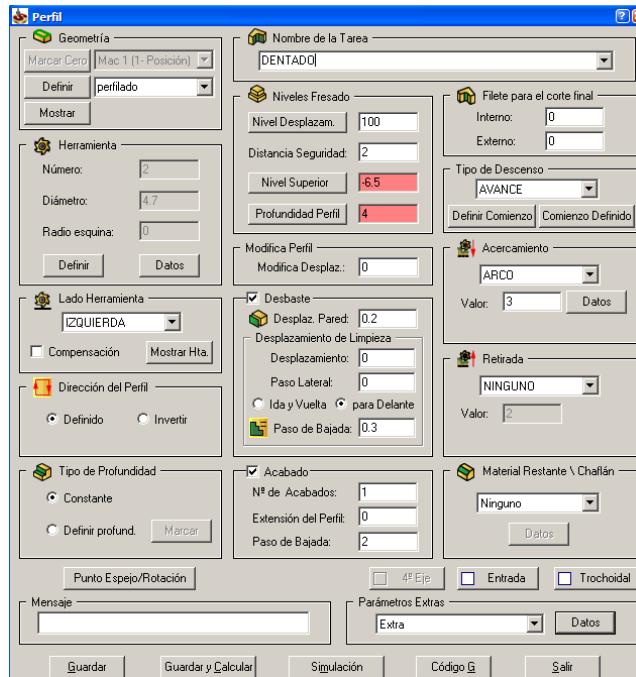


Figura 4.163: (Datos del perfilado del piñón regulable)

Para los datos de nivel superior y profundidad del perfil, señalamos la cara superior de la rueda dentada y la cara inferior respectivamente. Acto seguido entramos al cuadro de datos de herramienta y anotamos los valores de giro correspondientes:

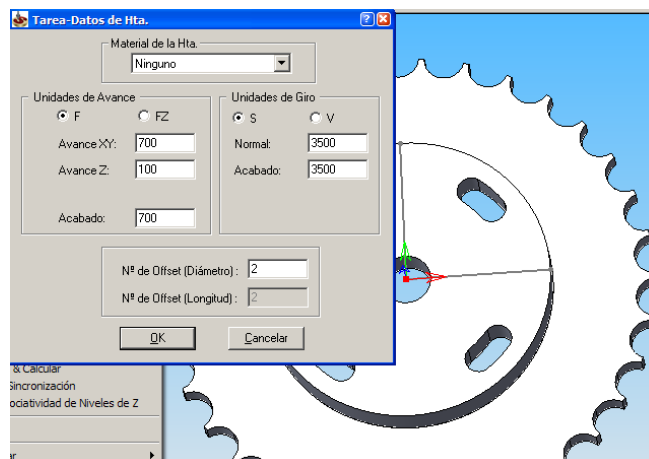


Figura 4.164: (Datos de las unidades de avance)

Con esto definido procedemos a indicar el perfil en la cual se va a realizar el perfilado, para esto nos vamos a la opción editar geometría, señalamos en la

opción cadena, señalamos curva, y además señalamos auto z constante, ya que queremos que en cada pasada z sea constante, termine la pasada por toda la rueda dentada, cambie el valor de z, y se mantenga constante en cada pasada:

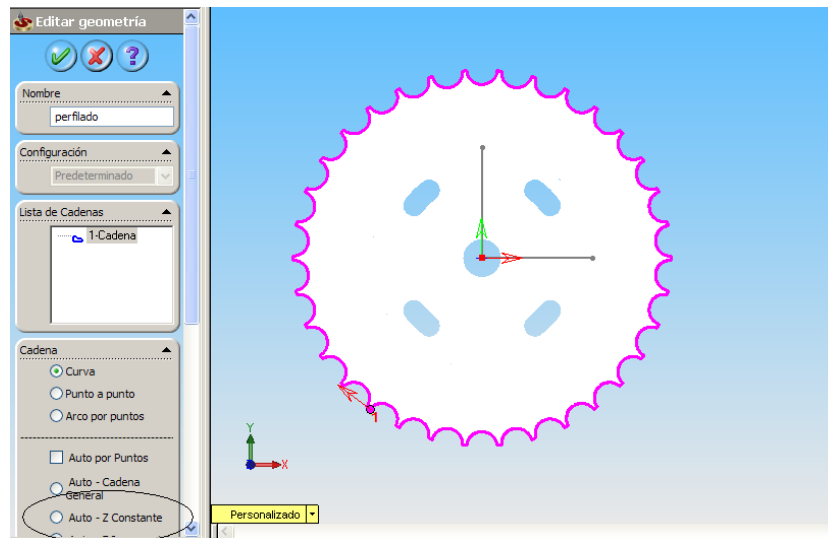


Figura 4.165: (Definición del perfil del piñón regulable)

El segundo paso será definir los datos necesarios para los agujeros regulables, aquí debemos tener mucho cuidado sobre el sentido de giro y la posición de la herramienta, pues podemos equivocarnos y colocar la herramienta al revés en cada uno de los agujeros. Cabe señalar que el tipo de acercamiento para realizar el dentado es de tipo arco, mientras que para el taladrado no se necesita ningún tipo de acercamiento especial. Los datos no variarán en gran medida respecto a los datos del dentado, excepto en los pasos de bajada:

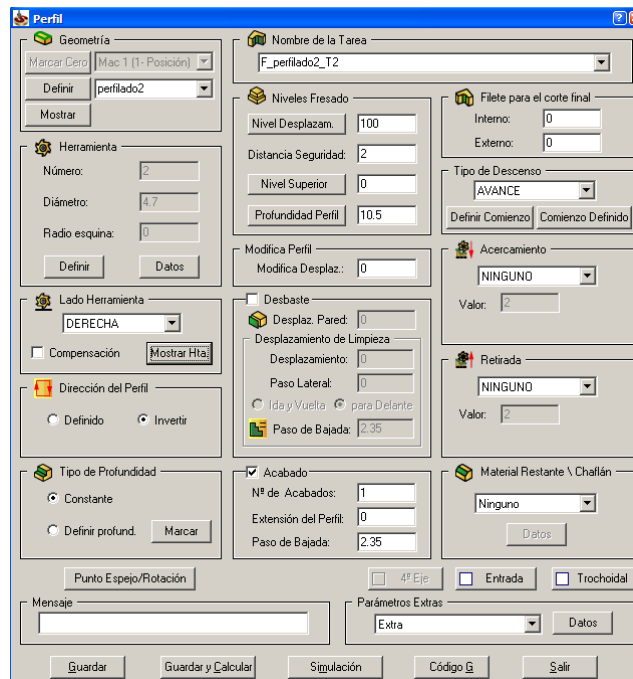


Figura 4.166: (Datos del taladrado de los agujeros regulables)

Ahora bien, vamos a pasar a definir el lado de la herramienta y la dirección del perfilado, dependiendo de cada agujero, ya que si ponemos una sola dirección para todos los agujeros, en uno la herramienta se encontrará en la parte interna, que es lo adecuado, y en otros la herramienta quedará en la parte externa, lo cual hará que dañemos la rueda dentada:

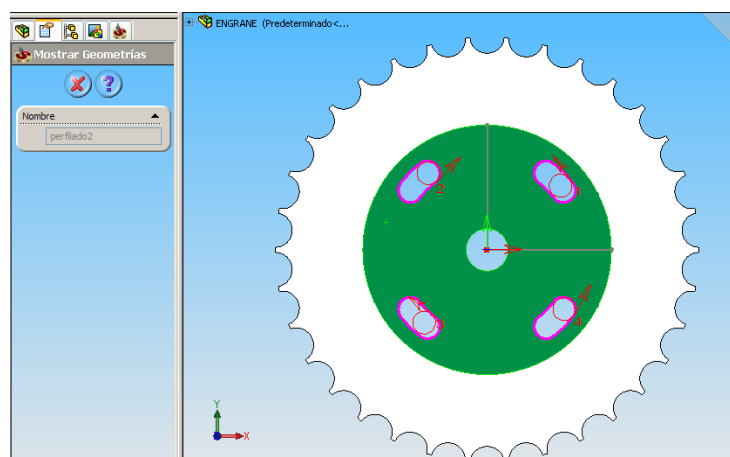


Figura 4.167: (Definición de sentido de giro de la herramienta dependiendo de cada agujero regulable)

Todas estas modificaciones se hacen en lado de herramientas, en dirección de sentido de perfil. Una vez definidos todos los parámetros pasamos a realizar la simulación del giro de la herramienta para realizar el taladrado de los agujeros regulables. Vamos al cuadro simulación y configuramos las opciones de simulación. Señalamos ver herramienta, cambio de z, señalamos ver datos, y cambio de z:

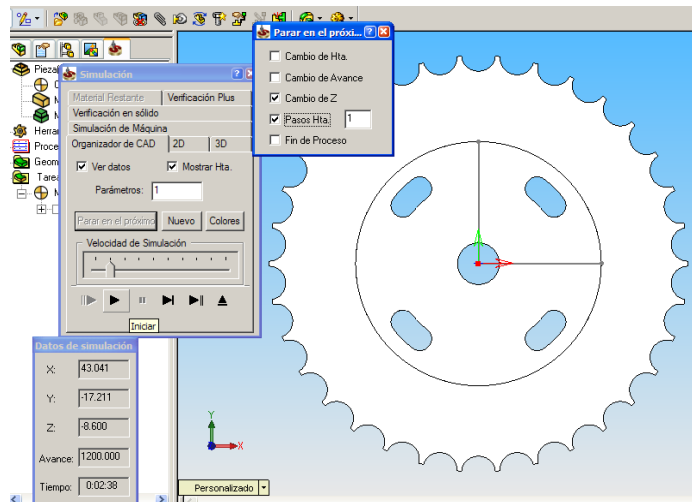


Figura 4.168: (Ajuste de datos para la simulación del taladrado)

Una vez configurado los datos procedemos a revisar la simulación, percatándonos que no haya choques de la herramienta y que el sentido de giro sea el correcto. Mediante la simulación podemos asegurarnos que no haya problemas en la construcción de la rueda dentada regulable:

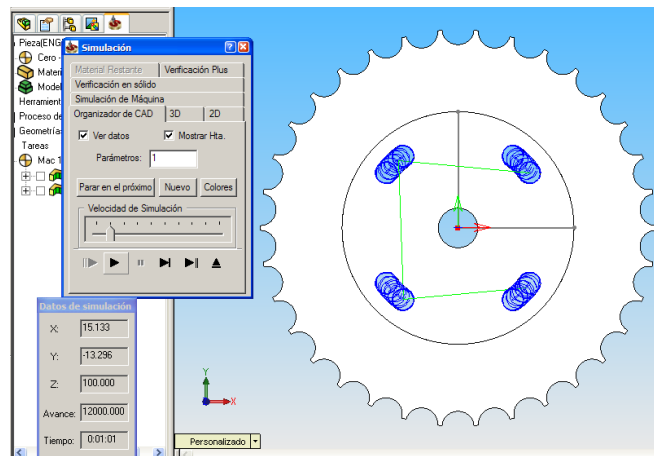


Figura 4.169: (Simulación del taladrado en el piñón regulable)

Para finalizar debemos generar el código necesario para la construcción de la rueda dentada. En la barra de herramientas, señalando la operación grabada en el Solid Cam, damos clic derecho y presionamos en la opción código g, generar código:

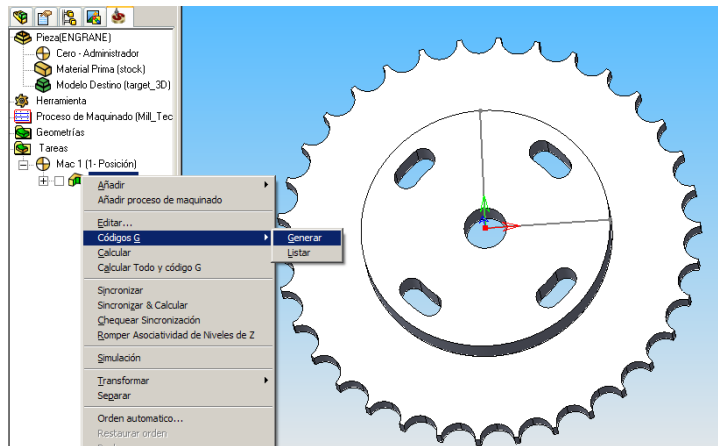


Figura 4.170: (Generación del código para la rueda dentada y el sistema regulable)

De esta manera hemos obtenido todos los códigos necesarios para la construcción de nuestro eje de levas; estamos listos para empezar la construcción del mismo.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN

5.1 UTILIZACIÓN DEL CUARTO EJE DEL LEADWELL CMV 760

AP

Mediante el código numérico obtenido con el programa Solid Cam para el fresado de los perfiles de cada par de levas vamos a empezar a usar el cuarto eje de la máquina de fresado CNC, pero para ello debemos realizar pequeñas

modificaciones en el código generado, ya que como se indicó en el capítulo de generación del código, el código G del Solid Cam con 4 ejes se simula adecuadamente en el programa, pero al llamar los datos desde la computadora estos no generan la construcción deseada. Por ello se tuvo que idear una forma de utilizar el cuarto eje modificando el código.

Lo primero que se realizó es generar un código de desbaste y acabado del perfil de la leva para cada par de levas, ya que al ser dos levas de admisión o escape por cada cilindro el perfil y el ángulo respecto del eje es el mismo por cada dos levas. Al estar ya torneado el árbol y el código de la operación ingresada anteriormente, el nuevo código reconoce la nueva forma del árbol, y genera un código acorde con la operación previa, esto logra que al empezar al fresado en el torno CNC el trabajo se realice tomando en cuenta por ejemplo el vacío existente entre leva y leva. Trabajo que nos ayuda a optimizar tiempo ya que si no se generara el código en el Solid Cam tomando en cuenta el trabajo previo en el torno CNC, nuevamente el código sería generado para tratar de devastar el espacio vacío entre leva y leva.

Por lo tanto, el único problema para la construcción sería básicamente el movimiento del plato universal o cuarto eje, el movimiento de la herramienta entre cada par de levas, girar el cuarto eje, y empezar el trabajo en el siguiente par de levas. Esta parte del código es la que fue realizada en forma manual.

Para empezar abrimos el código del desbaste para el fresado en el bloc de notas, ya que el archivo generado es txt. Luego de la primera sección de datos ingresamos el código correspondiente a desbloquear el 4to eje (M41), luego llamamos al usillo y a la bancada a la posición 0 absoluta de la máquina mediante el código G90, mientras que mediante el código (A) más la posición movemos el cuarto eje, luego volvemos a bloquear el 4to eje (M40), acto seguido el usillo y la bancada se deben colocar en la posición de trabajo mediante códigos predefinidos, y por último encendemos el usillo (M03), ponemos el número de revoluciones e indicamos que continúe con las coordenadas. Al finalizar debemos ponernos en la parte final del código para poder generar el código siguiente el siguiente para de levas.

Pues bien, el código para el movimiento del cuarto eje para el primer par de levas queda así:

M41

G90 G0 G90 A0.0

M40

G90 G54 G90 G90 G0 X35.8789 Y20.0902 S3500 M03

G43 H2 G90 G90 G0 Z50

M08

Las posiciones X35.8789 Y20.0902 del usillo y la mesa se tomaron mediante la herramienta de datos del torno CNC, las cuales son las posiciones para el primer par de levas. Si desactivamos la compensación del usillo se lo puede mover manualmente, topar una parte del árbol de levas, y en seguida nos da la posición relativa y absoluta en la pantalla del CNC, mediante esto pudimos sacar las posiciones relativas para cada inicio de trabajo en cada nuevo par de levas.



Figura 5.1: (Herramienta indicadora de posición)

Para cada par de levas el código para el cuarto eje es el mismo, salvo las coordenadas de la nueva posición en el eje x, el cual va a ser modificado tomando en cuenta el nuevo valor con la herramienta indicadora de posición, y el ángulo de giro del 4to eje. Para el ángulo de giro del 4to eje debemos considerar el ángulo de cada leva respecto a la posición absoluta del cuarto eje, por lo cual quedaría para cada par de levas de esta forma:

Posición segundo par de levas: G90 G0 A270.0

Posición tercer par de levas: G90 G0 A90.0

Posición cuarto par de levas: G90 G0 A180.0

Como ya disponemos de todos los datos regresamos al código generado en formato txt, aumentamos el código del primer par de levas, luego al final del código copiamos el código cambiando al posición y el ángulo del cuarto eje, colocando la posición del adecuada del segundo par de levas, después copiamos el código generado por el Solid Cam, en el final colocamos los datos del cuarto eje cambiando la posición y el ángulo de giro del cuarto eje, volvemos a copiar el código del Solid Cam para el perfil de la leva y al final colocamos los datos del cuarto eje. Este procedimiento lo realizamos tanto para el desbaste como para el acabado, solo aumentando en cada uno de los códigos las líneas necesarias para el movimiento del cuarto eje. Para probar esta modificación se realizó un prototipo final del árbol en madera, el cual nos confirmó la efectividad del mismo.



Figura 5.2: (Prototipo en madera del eje de levas)

Al estar seguros del código generado por el Solid Cam y la modificación manual para el movimiento del cuarto eje por el resultado satisfactorio obtenido en la construcción del último prototipo, podemos pasar a escoger el material adecuado para la construcción de nuestro eje de levas modificado.

5.2. DEFINICIÓN DE MATERIAL

Una gran variedad de materiales está disponibles para la construcción de levas, dependiendo de la aplicación para la que están diseñadas las mismas. Los diseñadores pueden escoger entre materiales como: plásticos, bronce, hierro fundido, hierro nodular y maleable y aceros.

En adicional, existen también diferentes caminos para modificar y mejorar las propiedades de los materiales y reducir los costos de manufactura. Estos pueden ser reforzamientos para plásticos y cementación o endurecimiento en los distintos tipos de aceros.

Para la selección del material en cualquier aplicación, debemos primero determinar los parámetros de diseño de la leva o conjuntos de levas. Estos parámetros dependerán de la carga, la velocidad, material y limitaciones de ruido, y entre más rigurosos sean estos parámetros mayor será el costo de construcción de las levas o conjunto de levas.

Algunas propiedades y especificaciones que se deben considerar en la selección de materiales para el diseño y construcción de levas y árboles de levas son:

- Esfuerzo de contacto.
- Resistencia al desgaste.
- Resistencia al agua y a la corrosión.
- Costo de manufactura.
- Dimensiones.
- Peso.
- Regularidad de Funcionamiento.
- Requerimientos de Lubricación.

Los aceros bajo tratamiento térmico cumplen con la mayoría de las especificaciones que se exponen para construcción de los seguidores de rodillo y el hierro fundido blanco es excelente para la construcción de seguidores deslizantes.

Además pruebas que se han realizado en la construcción de levas y seguidores muestran que el rango de esfuerzo cíclico no tiene un efecto significativo para la superficie en desgaste de los metales en contacto.¹⁵

Por otro lado, tal vez uno de los mayores puntos a tomar en consideración al momento de seleccionar el material en la construcción de levas es la propiedad de reducir la tendencia al desgaste por rozamiento y a esta propiedad se la conoce como la *lubricación de sí mismo (self lubrication)* que consiste en la

¹⁵ Cam Design Hand Book; HAROLD A. ROTHDBART; página 269

lubricación de los metales a través de sus poros, y son materiales como el hierro fundido, aceros con grafito, aleación de bronce con plomo, etc. Estos metales son porosos y tienden a sufrir menor desgaste por rozamiento, a comparación de otros metales que necesitan de una lubricación adicional para incrementar durabilidad.¹⁶

5.2.1. Cálculo del Esfuerzo de Contacto

Cuando una leva y un seguidor de rodillo o plano entran en contacto, el área de contacto entre ambos es de forma rectangular. La presión distribuida de contacto será de una forma similar ala mitad de un prisma semi-elíptico como se indica en e la figura.¹⁷

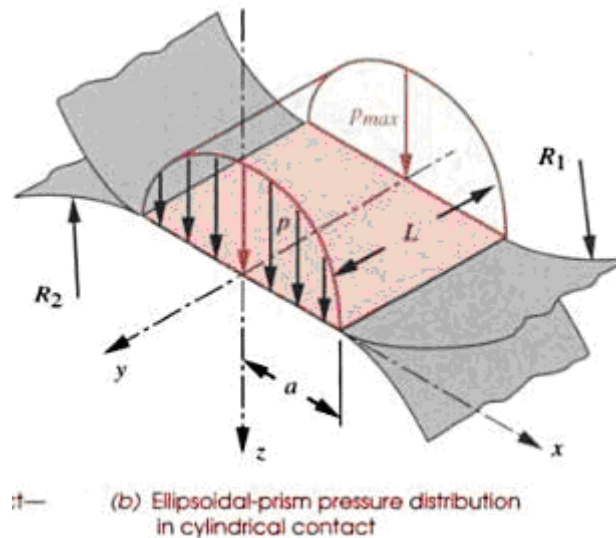


Figura 5.3: (Presión Distribuida, Área de Contacto Cilíndrica y Contacto Cíclico (Hertzian Cotact))

La carga aplicada P en el área de contacto es igual al volumen de la mitad del prisma semi-elíptico, así como indica la siguiente fórmula:

$$(5.1) \quad P_{max} = \frac{2P}{\pi a \cdot L}$$

Donde:

P = Carga de contacto.

¹⁶ Cam Design Handbook; HAROLD A. ROTHDBART; página 270

¹⁷ Cam Design and Manufacturing Handbook; ROBERT L. NORTON; página 359

a = La mitad del área de contacto.

L = Ancho del área de contacto

Una vez definida la presión máxima de contacto, debemos definir una constante geométrica que al ser para una leva y un seguidor de rodillo dependerá de los radios de curvatura de los mismos r_c y r_s . Dado que en nuestro caso no es un seguidor de rodillo sino plano, el radio r_s tenderá a infinito.¹⁸

Por tanto la fórmula de constante para la geometría cilíndrica de contacto es:

$$B := \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_c} + \frac{1}{r_s} \right) \quad \text{Para un seguidor plano} \longrightarrow \quad B := \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_c} + \frac{1}{\infty} \right)$$

(5.2)

Para definir a , es decir, la mitad del área del prisma semi-elíptico se debe tomar en cuenta los coeficientes de Poisson y los módulo de elasticidad la leva y el seguidor que estarán en contacto, para nuestro caso los dos son de acero, por lo que el coeficiente de Poisson promedio para acero es 0,30 y el módulo de elasticidad promedio del acero es 30000000 psi; y se aplica la siguiente fórmula:¹⁹

$$(5.3) \quad a := \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{\frac{1 - \nu_c^2}{E_c} + \frac{1 - \nu_s^2}{E_s}}{B}} \cdot \frac{P}{L}$$

Una vez definido el cálculo de la mitad del área de contacto que existirá entre la leva y el seguidor, se definen los esfuerzos que existirían en dicho contacto. Para ello si nos fijamos en la siguiente figura donde podemos apreciar el esfuerzo máximo de corte distribuido a través del ancho del área de contacto a lo largo del eje Z (eje axial); siendo esto para dos cilindros en contacto estático.

¹⁸ Cam Design and Manufacturing Handbook; ROBERT L. NORTON; página 359

¹⁹ Cam Design and Manufacturing Handbook; ROBERT L. NORTON; página 360

El esfuerzo normal es la compresión total en el contacto, y es el máximo esfuerzo que va a soportar la superficie. Estos esfuerzos disminuyen rápidamente lejos de la línea central como indica la figura:

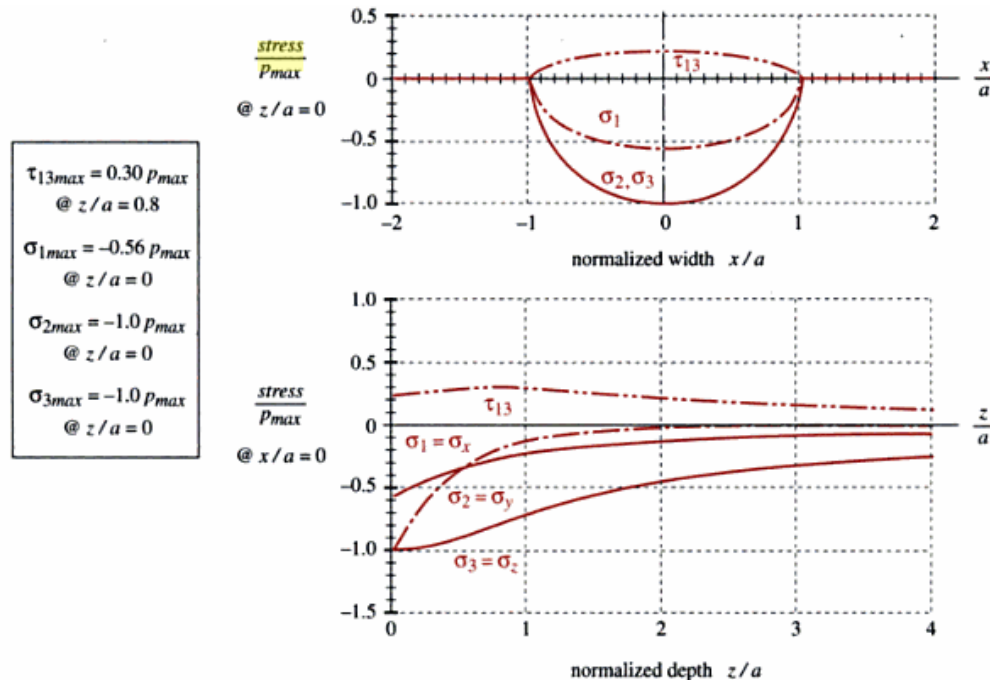


Figura 5.4: (Cortante máximo y Distribución de Esfuerzos según Von Mises para cilindros de acero con carga estática)

Cabe recalcar que tratamos el contacto de la leva y el seguidor como dos cilindros, sin olvidarnos que para el caso de nuestro árbol de levas se considera al taqué como el seguidor y por ende es de cara plana, pero teóricamente se lo analiza como dos cilindros, y cuando trate del radio de curvatura del seguidor simplemente a este se lo pondrá como *infinito* por ser plano.

Como indica la figura, sobre la línea central, el máximo esfuerzo aplicado es:

$$\begin{aligned} \sigma_x = \sigma_z &= -P_{max} \\ \sigma_y &= -2\mu P_{max} \end{aligned}$$

(5.4)

Y el máximo esfuerzo cortante para dos cilindros de acero en contacto estático es:

$$\tau = 0,304P \max$$

(5.5)

Definido el cálculo del esfuerzo de contacto entre la leva y el seguidor, procedemos a evaluar según estas fórmulas a una de nuestras levas:

Datos:

P := 40.1 lb	Carga de Contacto
rc := 0.6 in	Radio de Curvatura de la leva
rs := ∞	Radio de Curvatura del Seguidor
uc := 0.30	Coefficiente de Poisson para acero en la leva
us := 0.30	Coefficiente de Poisson para acero en el seguidor
Ec := 30·10 ⁶	Módulo de elasticidad promedio para acero en la leva
Es := 30·10 ⁶	Módulo de elasticidad promedio para acero en el seguidor
L := 0.3 in	Ancho del área de contacto

Constante para geometría cilíndrica

$$B := \frac{1}{2} \left(\frac{1}{rc} + \frac{1}{\infty} \right)$$

$$B = 0.82 \text{ in}$$

Área de Contacto:

$$a := \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{\frac{1 - uc^2}{Ec} + \frac{1 - us^2}{Es}}{B} \cdot \frac{P}{L}}$$

$$a = 2.431 \times 10^{-3} \text{ in}$$

$$at := 2 \cdot a$$

$$at = 4.861 \times 10^{-3} \text{ in} \quad \text{Área total de contacto}$$

Presión máxima de Contacto:

$$P_{pc} := \frac{P}{at}$$

$$P_{pc} = 8.253 \times 10^3 \text{ psi} \quad \text{Presión promedio de contacto}$$

$$P_{maxc} := \frac{2P}{\pi a \cdot L}$$

$P_{max} = 3.284 \times 10^4$
Cálculo de Esfuerzo

Normal Máximo de contacto:

$$\sigma_{xmax} := -P_{max}$$

$$\sigma_{zmax} := \sigma_{xma}$$

$$\sigma_{zmax} = -3.284 \times 10^4 \text{ psi}$$

$$\sigma_{ymax} := -2uc \cdot P_{max}$$

$$\sigma_{ymax} = -1.97 \times 10^4 \text{ psi}$$

Cálculo del Esfuerzo Cortante Máximo:

$$\tau_{max} := 0.304 P_{max}$$

$$\tau_{max} = 9.983 \times 10^3 \text{ psi}$$

Factor de Seguridad:

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_{xmax}^2 + \sigma_{ymax}^2 - \sigma_{xmax}\sigma_{ymax} + 3\tau_{max}^2}$$

(5.6)

$$\sigma_{eq} = 3.345 \times 10^4 \text{ psi}$$

Para un acero AISI 4340

$$F_s := \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$S_y := 100000 \text{ psi}$$

$$F_s = 2.99$$

A través de este cálculo, podemos darnos cuenta que al usar un acero, en este caso el AISI 4340 tenemos un excelente resultado, teniendo un factor de seguridad de 1,805, que es un factor de seguridad normal, que nos da la confianza de poder usarlo para la construcción del nuestro árbol de levas.

Pero para no dejar de lado las otras especificaciones que nombramos anteriormente para la selección de un material para la construcción de levas y por ende de un árbol de levas, haremos un análisis del comportamiento del acero para estas aplicaciones.

5.2.2. Aceros en la construcción de levas

Una larga variedad de tipos de hierro y acero pueden ser usados para la construcción de levas y ejes de leva. Cuando las condiciones de trabajo de la leva son moderadas, es decir con cargas bajas de contacto, y condiciones ambientales normales, una leva fabricada de acero puede llegar a funcionar sin necesidad de un costo adicional en tratamientos térmicos y procesos adicionales.

Para condiciones más severas de funcionamiento como es el caso de un árbol de levas, que trabaja a velocidades que sobrepasan las 3000 RPM, temperaturas mayores a los 100 °C y prominente a un desgaste por fricción es necesario darle un tratamiento térmico para alargar la vida útil del árbol de levas dándole mejor desempeño y mayor resistencia al desgaste, llegando algunos aceros con tratamientos térmicos adicionales a tener una resistencia a esfuerzos de contacto de 1600000 a 180000 psi.²⁰

Aceros como el AISI 4140, 4150, 4320, 4340 y 4615 son muy usados para la construcción de levas y árboles de levas, en especial el AISI 4140 y 4340 con tratamientos de recocido o nitruración llegan a ser muy resistentes al desgaste para este tipo de trabajo y que cumplen sin dificultad las especificaciones antes descritas.

5.2.3. Acero AISI 4340

²⁰ Cam Design Handbook; HAROLD A. ROTHDBART; página 272

Una vez analizados los cálculos de esfuerzo de contacto, y los tipos de acero que cumplan con las especificaciones al momento de seleccionar un material para la construcción de un árbol de levas, hemos escogido al AISI 4340 por las siguientes propiedades:

Tipo de aleación: C 0.34 Si 0.30 Mn 0.50 Cr 1.50 Mo 0.20 Ni 1.50 %

Propiedades:

Acero especial bonificado aleado al cromo-níquel-molibdeno, especialmente apto para altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes, como tracción, torsión y flexión. Gracias a su contenido de molibdeno es insensible a la fragilidad del revenido. Su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación sin necesidad de un tratamiento térmico adicional.²¹

Empleo:

Para la fabricación de partes y piezas de mayores dimensiones como: aviones, maquinaria pesada, ejes para hélices, cigüeñales, barras de torsión, ejes de leva, ejes de bombas, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos para transportadoras, vástagos y pines, brazos de dirección, ciertos engranajes sometidos a varios esfuerzos, discos de embrague.²²

Mercado:

Este tipo de acero se encuentra a disposición de nuestro mercado en geometría redonda, de varias dimensiones y pesos, a un costo módico según el almacén. Para nuestro caso encontramos este acero tanto en Bohler como en Ivan Bohman.

²¹ Manual de Aceros Especiales BOHLER, página 69.

²² Manual de Aceros Especiales BOHLER, página 69.

Tabla 5.1: (Comparación de Acero AISI 4340 según fabricantes nacionales)

AISI 4340	Nombre Comercial	Costo \$/ Kg.
Bholer	V 155	5,50
Ivan Bhoman	705	5,00

Este acero con las bondades que brinda será utilizado para la construcción del árbol de levas y la rueda dentada regulable en nuestro proyecto.

5.3. LISTADO DE HERRAMIENTAS Y ESPECIFICACIONES

Para la construcción de nuestro árbol de levas, seguimos dos procedimientos de mecanizado, en los cuales se trabajan con distintas herramientas dentro de estos procesos, estos son:

1. Torneado.
2. Fresado.
3. Taladrado y Ranurado.

Por lo tanto, también las herramientas se clasifican según la aplicación, que corresponden a los procesos de mecanizado ya mencionados; es decir tenemos:

1. Herramientas para Torneado.
2. Herramientas para Fresado.
3. Herramientas para Taladrado y Ranurado.

A continuación se definirá la lista de herramientas y sus especificaciones según la aplicación.

5.3.1. Herramientas para Torneado.

Las herramientas que se usan en el torneado son muchas, por ello se debe tener claro el proceso de mecanizado que se desea hacer para escoger la herramienta adecuada.

En el mercado del mecanizado profesional, existen varias marcas de herramientas sea para torneado, fresado y taladrado. Bajo la asesoría de gente especializada en el mecanizado en máquinas CNC se utilizaron herramientas de marca **Sandvik Coromant** y el listado que presentamos es en base al catálogo de dicho fabricante:

Sandvik Coromant define a sus herramientas según las siguientes especificaciones:

- Aplicación.
- Área de trabajo.
- Operación.
- Sistema de embridado.
- Sistema de montaje.
- Especificaciones de portaherramientas.
- Especificaciones de plaquita.

Aplicación:

Torneado



Figura 5.5: (Catálogo Sandvik Coromant Torneado)

Área de Trabajo:

Perfilado Longitudinal externo.



Figura 5.6: (Perfilado externo-Catálogo Sandvik Coromant)

Operación:

Plaquita Redonda a un ángulo de copiado de 27°



Figura 5.7: (Plaquita Redonda para perfilado – Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de Embridado:

CoroTurn 107 montaje por tornillo.

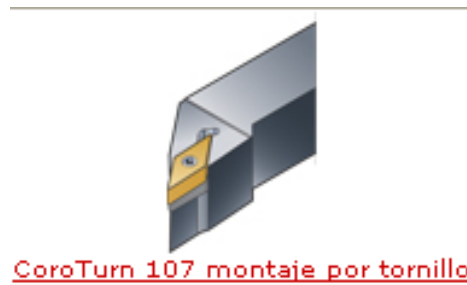


Figura 5.8: (Embridado para plaquita – Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de montaje:

Mango de Conexión Cuadrado y Rectangular



Figura 5.9: (Mango de Conexión Cuadrado y Rectangular – Catálogo Sandvik Coromant)

Especificaciones Portaherramientas:

Portaherramientas Sandvik Coromant SRSCR 20200K 10

Producto SRSCR 2020K 10 [Cerrar](#)

Seleccione tipo de información **Dibujo de catálogo**

[Recibir Modelo 3D](#)
[Recibir Dibujo en CAD](#)
[Vista Dibujo en CAD](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.401
Insert_Size	10
b	20
f1	25
h	20
h1	20
l1	125

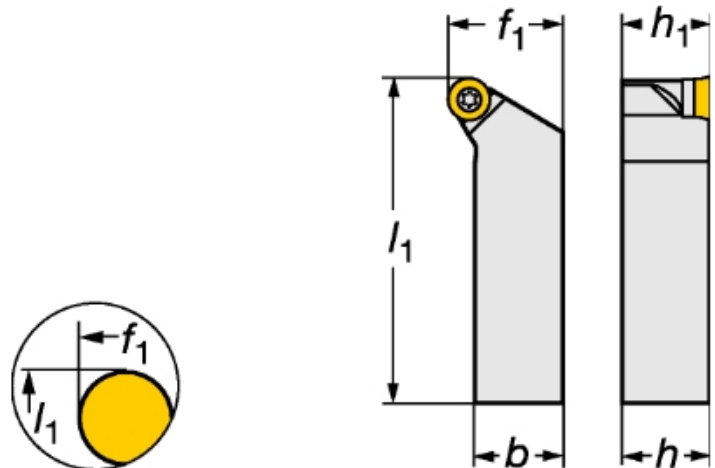


Figura 5.10: (Especificaciones de porta herramienta SRSCR 20200K 10 Catálogo Sandvik)

Especificaciones de plaquita:

Plaquita Sandvik Coromant RCGX 10 T· M0.AL 1005

[Recomendación datos de corte](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.0033
Insert_Size	10
s	3.96875
iC	10
re	5

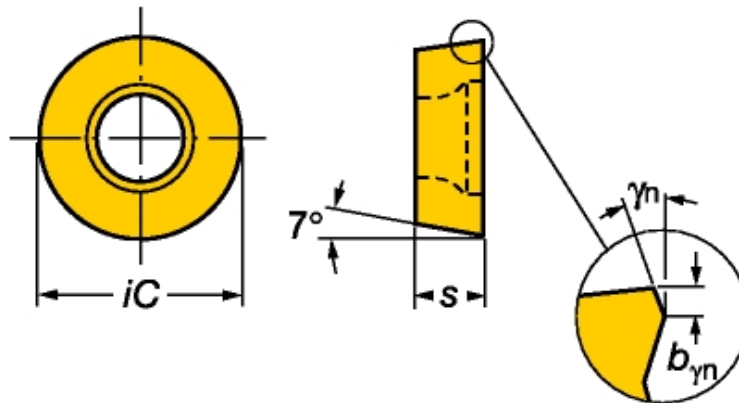


Figura 5.11: (Especificaciones de plaquita redonda RCGX 10 T- M0.AL 1005 Catálogo Sandvik)

Siguiendo con el torneado como la aplicación, la siguiente herramienta es:

Área de Trabajo:

Tronzado y Ranurado



Figura 5.12: (Tronzado y Ranurado - Catálogo Sandvik Coromant)

Operación:

Perfilado



Figura 5.13: (Perfilado - Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de embridado:

Q-Cut sujeción por tornillo, ap corto.



Figura 5.14: (Embridado sujeción por tornillo – Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de Montaje:

Mango de Conexión Cuadrado y Rectangular



Figura 5.15: (Mango de Conexión Cuadrado y Rectangular – Catálogo Sandvik Coromant)

Especificaciones de Portaherramientas:

Portaherramientas Sandvik Coromant RF151.23-2020-30M1

[Recibir Dibujo en CAD](#)
[Vista Dibujo en CAD](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.374
ar_max	20
Insert_Size	30
b	20
f1	21
h	20
h1	20
l1	125
l3	41

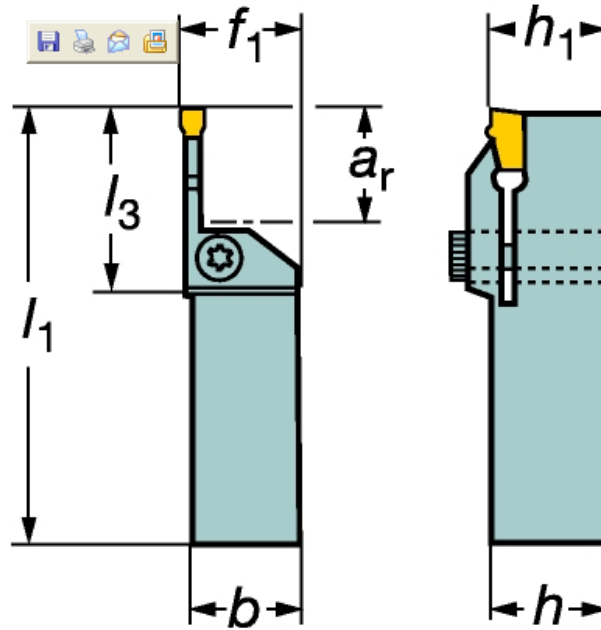


Figura 5.16: (Especificaciones de embridado sujeción por tornillo RF151.23-2020-30M1 Catálogo Sandvik)



Figura 5.17: (Embridado sujeción por tornillo RF151.23-2020-30M1 utilizado en el torneado árbol de levas)



Figura 5.18: (Embridado sujeción por tornillo RF151.23-2020-30M1 utilizado en el torneado árbol de levas)

Especificaciones Plaquita:

Plaquita Sandvik Coromant 330.20-30-AA 4030

i Producto 330.20-30-AA 4030

[Cerrar](#)

Seleccione tipo de información

Dibujo de catálogo

[Recomendación datos de corte](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.0016
Insert_Size	30
LE	3.12
l1	10
s1	5.6
s	6.787
re	0.3

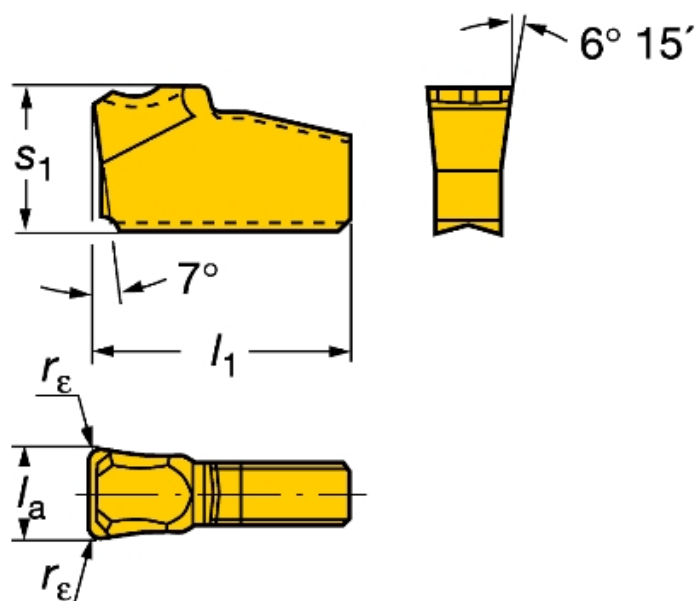


Figura 5.19: (Especificaciones de plaquita 330.20-30-AA 4030 Catálogo Sandvik Coromant)



Figura 5.20: (Torneado de árbol de levas con herramientas Sandvik Coromant)

5.3.2. Herramientas para Fresado

En lo que se refiere al fresado, se utilizaron dos tipos de herramientas para dos aplicaciones distintas, primero para el desbaste y luego para el acabado.

Siguiendo la misma temática que en el torneado, las herramientas que se utilizaron son las siguientes:

Aplicación

Fresado



Figura 5.21: (Catálogo Sandvik Coromant Fresado)

Área de Trabajo:

Fresado en general.



Figura 5.22: (Fresado Geral Catálogo Sandvik Coromant)

Operación:

Fresado frontal – desbaste.



Figura 5.23: (Fresado frontal Catálogo Sandvik Coromant)

Tipo de Fresa:

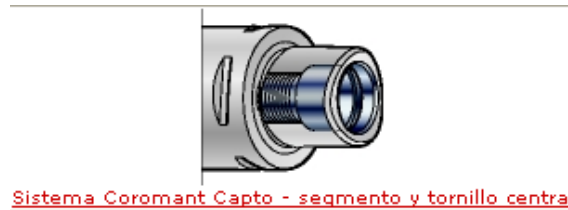
CoroMill 490



Figura 5.24: (Fresa tipo CoroMill 490 Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de montaje:

Sistema Coromant Capto – Segmento y tornillo central.



**Figura 5.25: (Montaje de Herramienta de segmento y tornillo central
Catálogo Sandvik Coromant)**

Especificaciones Portaherramientas:

Portaherramientas Coromant Sandvik 490-020C3-08L

Producto 490-020C3-08L

[Cerrar](#)

Seleccione tipo de información

Dibujo de catálogo

[Recibir Modelo 3D](#)
[Recibir Dibujo en CAD](#)
[Vista Dibujo en CAD](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.365
Insert_Size	08
Dc	20
Kappa_r	90
Pitch	L
ItemWeight	0.25
D5m	32
l1	80
l3	40
ap_max	5.5
Max_rpm	48500
Zn	2
Zc	2

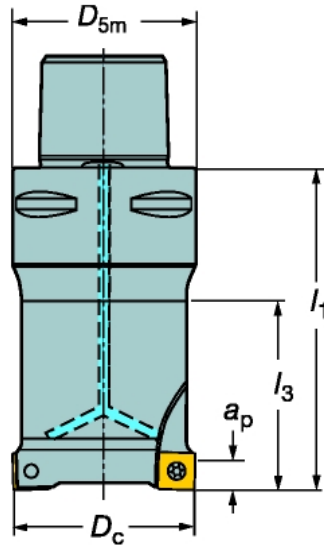


Figura 5.26: (Especificaciones de porta herramientas de fresa 490-020C3-08L Catálogo Sandvik)

Especificaciones Plaquita:

Plaquita Coromant Sandvik 490R-08T304E-ML 2030

Producto 490R-08T304E-ML 2030

[Cerrar](#)

Seleccione tipo de información

Dibujo de catálogo

[Recomendación datos de corte](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	2
Insert_Size	08
s	3.3
bs	1.5
re	0.4

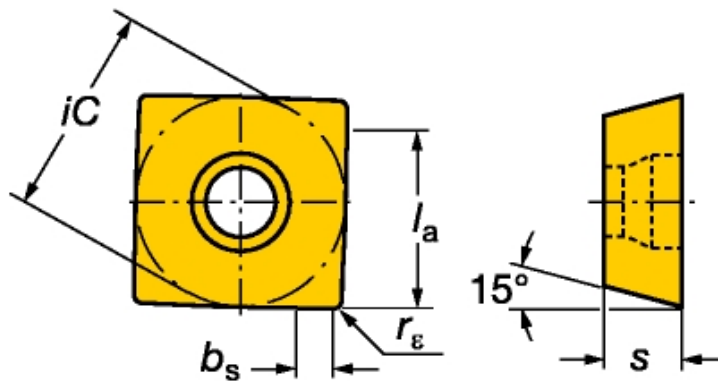


Figura 5.27: (Especificaciones de plaquita para fresa 490R-08T304E-ML 2030 Catálogo Sandvik)



Figura 5.28: (Fresado de árbol de levas con herramientas Sandvik Coromant)



Figura 5.29: (Fresado de árbol de levas con herramientas Sandvik Coromant)

Operación:

Fresado Frontal – Acabado



Figura 5.30: (Fresado de acabado frontal Catálogo Sandvik Coromant)

Tipo de Fresa:

CoroMill 316 Recta 90°



Figura 5.31: (Fresa tipo CoroMill 316 Recta 90° Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de Montaje:

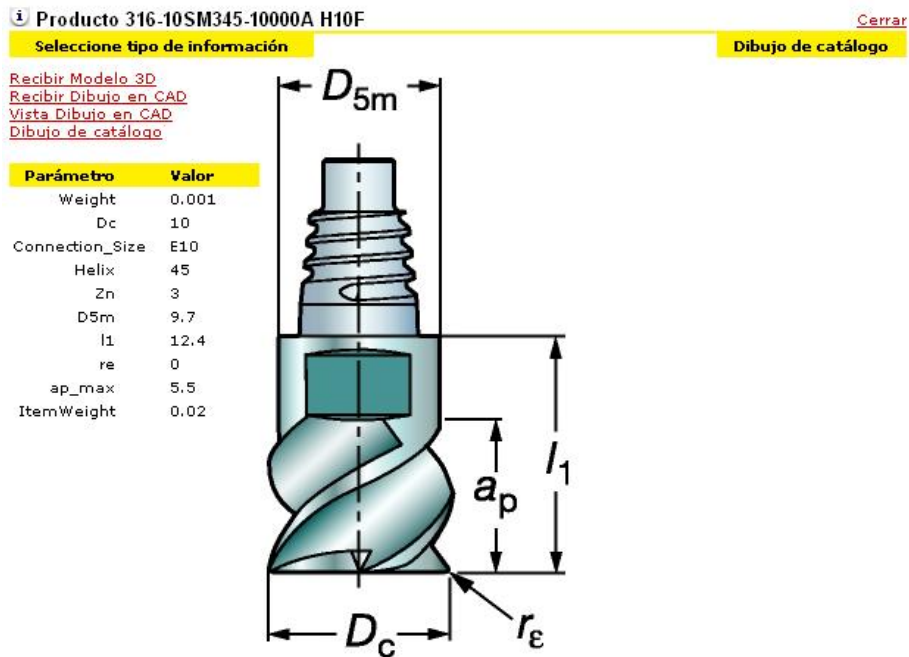
Acoplamiento roscado ETOP



**Figura 5.32: (Montaje de Herramienta de acoplamiento roscado ETOP
Catálogo Sandvik Coromant)**

Tipo de cuerpo de fresa:

Cuerpo de fresa Coromant Sandvik 316-10SM345-10000 H10F



**Figura 5.33: (Tipo de cuerpo de fresa 316-10SM345-10000 H10F Catálogo
Sandvik)**



Figura 5.34: (Fresado de acabado árbol de levas con herramientas Sandvik Coromant)

Operación:

Contorneado 3/5 ejes – acabado



Figura 5.35: (Fresado de acabado contorneado Catálogo Sandvik Coromant)

Tipo de Fresa:

Fresa de ranurar con punta esférica CoroMill Plura



Figura 5.36: (Fresa tipo CoroMill 316 Plura Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de montaje:

Mango Cilíndrico sin elementos intermedios.



Figura 5.37: (Montaje de Herramienta Mango Cilíndrico Catálogo Sandvik Coromant)

Cuerpo de fresa:

Fresa Coromant Sandvik R216.42 – 00430 – AE04G 1620

i Producto R216.42-00430-AE04G 1620

[Cerrar](#)

Seleccione tipo de información

[Dibujo de catálogo](#)

[Recibir Dibujo en CAD](#)
[Vista Dibujo en CAD](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.0297
Zn	2
re	0.2
l2	54
l3	1
ap_max	0.4
D4	0.36
dmm	6
Helix_lsh	2.24

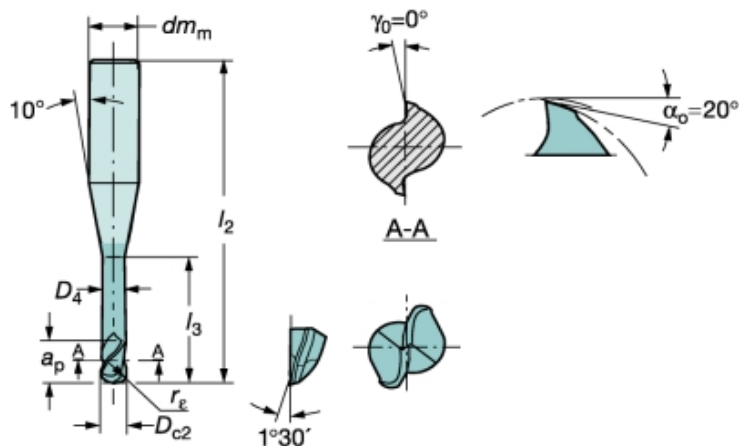


Figura 5.38: (Tipo de cuerpo de fresa R216.42 – 00430 – AE04G 1620 Catálogo Sandvik)



Figura 5.39: (Fresado de contorneado en piñón regulable con herramientas Sandvik Coromant)

5.3.3. Herramientas para Taladrado y Ranurado

Para el anclaje entre la rueda dentada regulable y el árbol de levas, se debe perforar estas dos piezas para poder anclarlas a través de 4 pernos conforme indica el diseño en el Capítulo 4 de nuestro proyecto. Para ello se debe usar una herramienta que nos permitan taladrar tanto a la rueda dentada como al árbol de levas.

Siguiendo la misma temática que en el torneado y el fresado, la herramienta que usamos en el taladrado es:

Aplicación

Taladrado.



Figura 5.40: (Catálogo Sandvik Coromant Taladrado)

Área de Trabajo:

Taladrado, brocas enterizas / soldadas.



Figura 5.41: (Brocas según Catálogo Sandvik Coromant)

Operación:

Taladrado en general.



Figura 5.42: (Taladrado General según Catálogo Sandvik Coromant)

Tipo de broca:

CoroDrill Delta-C R842



Figura 5.43: (Tipo de broca CoroDrill Delta – C R842 según Catálogo Sandvik Coromant)

Sistema de Montaje:

Mango cilíndrico sin elementos intermedios



Figura 5.44: (Sistema de montaje mango cilíndrico según Catálogo Sandvik Coromant)

Cuerpo de taladrado (broca):

Broca Coromant Sandvik R842-0500-30-A0A 1210

Producto R842-0500-30-A0A 1210

[Cerrar](#)

Seleccione tipo de información

Dibujo de catálogo

[Recibir Modelo 3D](#)
[Recibir Dibujo en CAD](#)
[Vista Dibujo en CAD](#)
[Dibujo de catálogo](#)

Parámetro	Valor
Weight	0.027
Dc	5
dmm	6
l2	66
l4	18
l6	28
Kappa_r	70

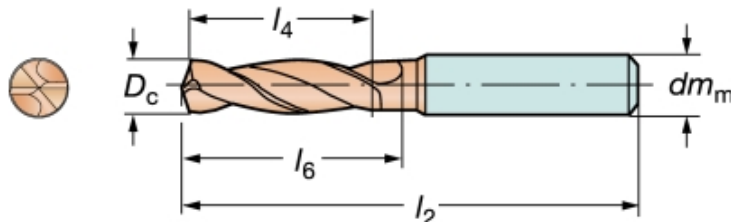


Figura 5.45: (Cuerpo de Taladro tipo R842-0500-30-A0A 1210 según Catálogo Sandvik Coromant)



Figura 5.46: (Taladrado en rueda dentada con herramientas Sandvik Coromant)

5.4. PROCESOS DE PRODUCCIÓN

El primer proceso en la construcción del árbol de levas es el proceso de torneado. Para iniciar señalamos los centros en los lados del material de aporte, luego colocamos el material en el plato universal y el contrapunto, fijándonos que el material esté centrado. Una vez fijado el material procedemos a colocar en el porta herramientas el sistema de embrizado y la plaquita correspondientes para el torneado, luego procedemos a encerrar la máquina y a realizar los ajustes correspondientes. Luego con un palpador sensible movemos el material y confirmamos que se encuentre centrado. Una vez realizado procedemos a abrir los datos en la computadora desde el software de

conexión Cimco Software V5, en el cual ponemos abrir, y luego buscamos en la carpeta de códigos el código de torneado, después que se haya abierto el código procedemos a dar clic en la opción transferir, señalamos el torno CNC y aceptamos. Si el proceso se ejecutó de forma adecuada se nos abre una ventana indicando que la transferencia se realizó con éxito.

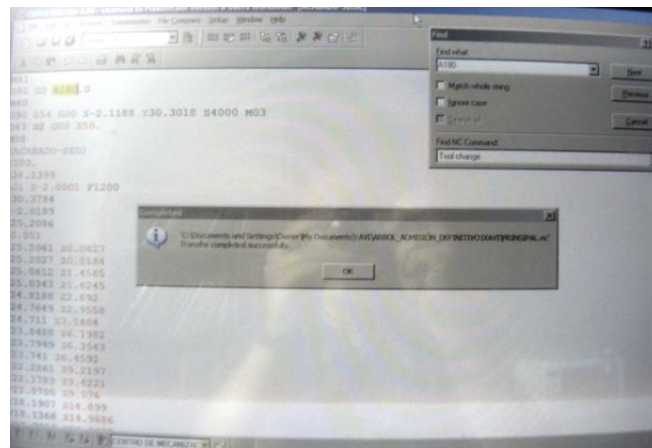


Figura 5.47: (Ventana indicativa de transferencia de datos)

Luego vamos al torno CNC y procedemos a presionar los botones AUTO y CICLE START en el teclado de datos del torno CNC:



Figura 5.48: (Teclado del torno CNC)

Automáticamente el porta herramientas y el plato universal empiezan a girar, la placa de corte se acerca tal como se indicó en el código de torneado y empieza a desbastar al material:



Figura 5.49: (Ranurado en el acero AISI 4340)

Poco a poco podemos observar como empieza a tomar forma el árbol de levas, empieza a tener forma los cilindros que luego serán las levas, además de las bancadas y demás partes que conforman el eje de levas:



Figura 5.50: (Torneado del árbol de levas)

Siempre estuvimos pendientes del torneado del eje, a pesar de ya haber construido un prototipo previo en madera, porque debíamos ver que el refrigerante caiga adecuadamente o que no exista ninguna irregularidad en el proceso:



Figura 5.51: (Ranurado de uno de los muñones árbol de levas)

El proceso se fue desarrollando tal como fue descrito en el programa Solid Cam, y sobre todo como se simuló en la herramienta del programa para pre visualizar los procesos, como ya construimos tres prototipos anteriormente, y no presentaron fallas en el proceso de torneado, estábamos seguros de la correcta ejecución en el mismo:

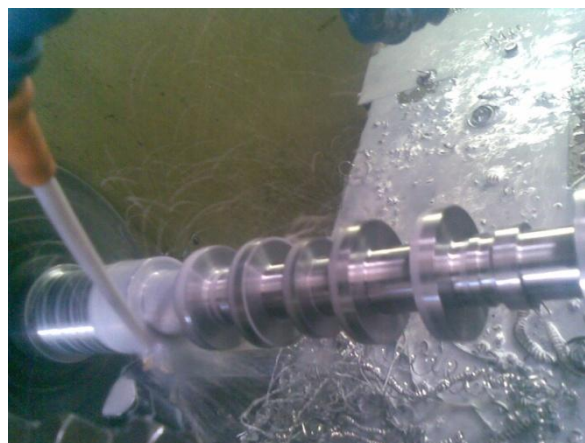


Figura 5.52: (Desbaste del material en el proceso de torneado)

Al finalizar, antes de sacar el eje de levas del torno CNC, nos aseguramos que no existan fallas en el proceso girando el árbol y visualizando el cilindrado en todo su contorno. No hubo problemas en el torneado con el acero AISI 4340.



Figura 5.53: (Eje de levas luego del proceso de torneado)

Después de realizar la inspección visual procedemos a sacar el árbol de levas del torno CNC y compararlo con el estándar:



Figura 5.54: (Comparación del eje de levas modificado luego del torneado y el Eje estándar)

EL tiempo de trabajo total del torneado fue de 263,10 minutos. Una vez realizado queda en si construido el cuerpo del eje de levas, los muñones de

eje, y dados la forma cilíndrica las levas, la contrapesa centrar y la forma geométrica para la herramienta.



Figura 5.55: (Final del proceso de torneado)

El detalle en concreto de todas las operaciones en el proceso de torneado se encuentran descritas en la hoja de procesos. Con esto concluido vamos a proceder en primera parte a la construcción y los procesos de operación para poder dar forma a las levas modificadas, la construcción de las pesas y de la forma geométrica para la herramienta en el eje.

Para la construcción de las pesas en la parte central de árbol utilizamos el código generado por el programa Solid Cam, en el mismo colocamos la opción de cuatro ejes y procedemos a simular. Al parecer, como solo debe realizar un giro de 180 grados, el código no tiene fallas, y nos dio buenos resultados en los prototipos anteriores, así que procedemos a construirlos mediante este código. Para ello colocamos el árbol de levas dentro del centro de mecanizado Leadwell MCV 760 AP, fijamos al eje en el mecanismo divisor y el contrapunto, nos percatamos mediante un palpador girando el árbol y colocándolo en varias posiciones que el árbol se encuentra centrado y listo para el trabajo.



Figura 5.56: (Centro de mecanizado Leadwell MCV 760 AP y eje de levas modificado luego del proceso de torneado instalado)

Una vez colocado el eje de levas modificado procedemos con el palpador sensible a sacar el centro y el cero del árbol de levas, y encerramos la máquina, Después procedemos desde el computador a abrir el código de las pesas en el programa Cimco Software V5, damos clic en transferir, luego señalamos el centro de mecanizado y aceptamos. Una vez concluida la transferencia nos saldrá un mensaje de transferencia exitosa. Luego vamos al teclado del centro de mecanizado y damos clic en el botón AUTO, y luego en CICLO START:



Figura 5.57: (Teclado y pantalla de estado del centro de mecanizado Leadwell MCV 760 AP)

Como el proceso fue realizado anteriormente en tres prototipos de madera y no presentó dificultades, procedemos a supervisar si las velocidades de corte son las adecuadas, cuando empieza a desbastar el material y a dar la forma de las pesas. El proceso se realizó sin problemas.

Una vez concluido procedemos a realizar la construcción de los perfiles de las levas, para lo cual existieron varios subprocesos de construcción. Para el desbaste grueso del material, se procedió a utilizar el primer código numérico generado por el software Solidcam con el eje z constante, el cual va realiza un desbaste grueso sobre la superficie de cada par de levas, devastando la superficie cilíndrica de cada una y dando la forma inicial del perfil, con acabado grueso. Del código generado por el programa debemos corregir el código de giro del eje z, ya que va a girar 180 grados; esto se realiza cambiando el código de giro del 4to eje dado por el Solidcam por el de A180, lo que hará que el 4to eje gire 180 grados. Esto siempre y cuando se haya ingresado correctamente el código M41 de desbloqueo del eje.



Figura 5.58: (Desbaste grueso del perfil del primer par de levas con el eje z constante)

Cuando termina el desbaste grueso de cada par de levas, por el aumento en el código de la construcción e los perfiles indicado en la utilización del cuarto eje, el usillo se moverá hacia el segundo par de levas y el cuarto eje girará, dejando en la posición adecuada para empezar a realizar primero el desbaste de las pista de la leva que no ataque a la válvula, luego gira como en el primer par de levas y desbasta el material dejando la forma del perfil de las levas.



Figura 5.59: (Desbaste grueso del perfil del segundo par de levas con el eje z constante)

Al haber realizado dos prototipos anteriormente en madera, y al resultar uno exitoso en el proceso de construcción de las levas, tenemos mayor seguridad, pero aún así no debíamos perder de vista la construcción de los perfiles, sobre

todo por ser distinta la velocidad de corte para nuestro material que para la madera utilizada como material para los prototipos. El listado de herramientas y los pasos del proceso se encuentran descritos en sus literales correspondientes. Una vez concluido el segundo par de levas, el código aumentado manualmente procederá a desplazar el usillo hasta la posición de inicio del tercer par de levas y además girar el cuarto eje hasta la posición de inicio, repitiendo el proceso nuevamente.



Figura 5.60: (Desbaste grueso del perfil del tercer par de levas con el eje z constante)

El proceso de desbaste grueso no presentó problemas, al llegar al cuarto par de levas el usillo y el giro del cuarto eje cumplen su movimiento a la perfección, respetando el orden de encendido del motor, 1,3,4,2 el cuarto eje gira cada vez para colocarse en la posición adecuada e inicia el proceso de desbaste con el eje z constante:



Figura 5.61: (Desbaste grueso del perfil del cuarto par de levas con el eje z constante)

Una vez concluido el desbaste del cuarto par de levas se concluye el primer proceso para la construcción de los perfiles de las levas. Ahora tenemos la forma de los perfiles en los cuatro pares de levas pero con un acabado tosco y con sobre medida; por lo cual el siguiente paso es el de dar el acabado a los perfiles de las levas.

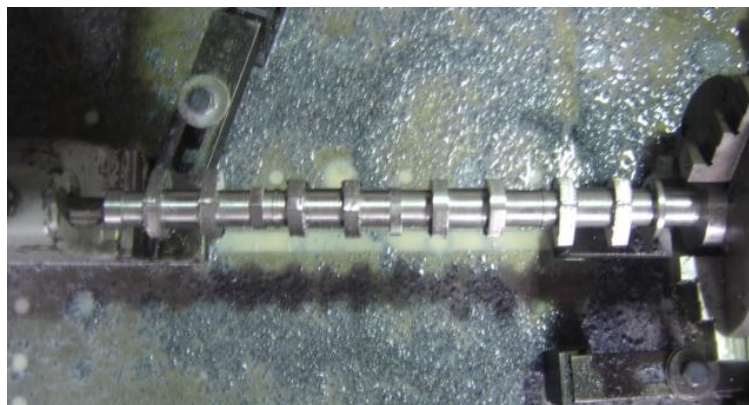


Figura 5.62: (Árbol de levas luego del primer proceso de perfilado y desbaste grueso)

Para el siguiente paso debemos poner nuevamente al centro de mecanizado CNC en movimiento, pues concluyó su primer proceso leyendo todo el código desde la computadora, para ello en la computadora que se encuentra enlazada abrimos el programa Cimco Software V5, en el cual ponemos la opción abrir,

luego buscamos la carpeta en donde se encuentra el código de acabado de los perfiles, luego damos clic en abrir y se empieza a carga el código, luego damos clic en la opción transferir, la cual mediante una ventana nos informará cuando la información pase correctamente al centro de mecanizado. Luego en la CNC procedemos a presionar los botones AUTO y CICLE start, con lo cual empezará a funcionar el centro de mecanizado.

En este proceso la forma en que el usillo trabaja en el perfil es completamente distinto, la herramienta se acerca perpendicular al perfil y trabaja variando básicamente el eje z, desplazándose de forma paralela al contorno del perfil de la leva, esto sumado al aumento de la velocidad de corte genera un excelente acabado en cada leva.



Figura 5.63: (Acabado en el primer par de levas mediante el movimiento de la herramienta con el eje z variable)

Al igual que en el primer proceso, variamos el código de giro del cuarto eje, para que trabaje la parte inferior de la leva, el movimiento es el mismo que cuando da el acabado a la leva. Cuando termina el primer par de levas, colocamos el mismo aumento de código manual para girar el árbol hasta encontrarse el segundo par de levas con la punta hacia arriba, además desplazamos el usillo hasta la posición adecuada para que comience el trabajo. Y el proceso vuelve a repetirse:

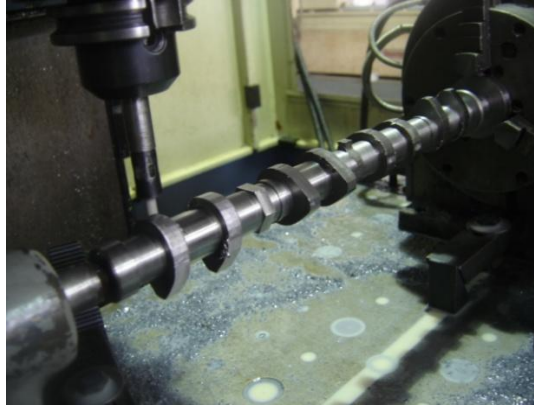


Figura 5.64: (Medición de posiciones relativas de las levas)

El proceso es el mismo para cada par de levas, realiza el acabado con el eje z variable y moviendo la herramienta paralela al contorno del perfil de las levas, luego termina y se realiza el giro del cuarto eje y la colocación de la herramienta cerca de la primera leva de cada par para comenzar a realizar el trabajo. Como en el prototipo realizado, el acabado en cada leva no presentó inconvenientes, las velocidades fueron adecuadas por lo que el terminado del árbol de levas es óptimo, quedando idéntico al eje de levas original. El trabajo de construcción del eje de levas fue todo un éxito.



Figura 5.65: (Eje de levas original y eje de levas con perfiles modificados)

Como se puede observar en la gráfica, el eje de levas con perfiles modificados tiene exactamente las mismas características de forma que el eje original, con la diferencia del aumento en el perfil de cada leva, por lo demás su forma y sus

detalles son exactos. El siguiente paso será la construcción del piñón con sistema regulable para poder facilitar el calado del nuevo árbol con perfiles modificados al ser instalado en el motor de combustión interna.



Figura 5.66: (Detalle del cilindro en donde irá colocado el piñón regulable en el árbol de levas con perfiles modificados)

Pues bien, una vez concluida la construcción del eje, se procedió a construir el piñón regulable, para lo cual se utilizó el código numérico generado por el programa Solidcam; el primer paso que realizamos fue llamar el código generado por el Solidcam desde el moldeamiento del piñón en el Solidworks. El procedimiento para importar los datos desde la computadora al centro de mecanizado es el mismo utilizado con el eje de levas.



Figura 5.67: (Detalle del material donde se construyó el piñón regulable)

Lo primero que debemos realizar es fijar el material del piñón regulable en el banco del centro de mecanizado, luego con el palpador sensible señalamos las nuevas posiciones relativas para la construcción del piñón, e ingresamos las posiciones relativas donde va a empezar a trabajar la herramienta. Una vez confirmados los datos procedemos a presionar los botones AUTO y CICLE start, con lo cual empezará a funcionar el centro de mecanizado.



Figura 5.68: (Inicio del proceso de dentado en el piñón regulable)

Acorde al código generado y simulado, el primero proceso a realizarse en el piñón fue el proceso de dentado, para lo cual realiza pasadas alrededor de toda la circunferencia con el eje z constante, una vez que termina la pasada se procede automáticamente a variar el eje z y realiza la siguiente pasada de mayor profundidad. El proceso dura poco tiempo ya que la cuchilla escogida realiza adecuadamente su trabajo.



Figura 5.69: (Dentado del piñón regulable con el eje z constante)

Cuando concluye el proceso de dentado, automáticamente acorde al código generado la máquina se detiene para poder cambiar la herramienta dispuesta para el proceso de ranurado, en el cual realizaremos el sistema autorregulable para poder calar el árbol de levas, una vez cambiada la herramienta presionamos el botón CICLE START y empezamos el proceso de ranurado de los agujeros del sistema regulable.



Figura 5.70: (Ranurado o Contornado del sistema regulable del piñón)

El proceso se sigue adecuadamente mediante el código generado. Como comprobamos en la simulación del ranurado y la adecuada posición de la

herramienta para cada agujero el código no presenta problemas. Así concluimos la construcción del piñón regulable.



Figura 5.71: (Piñón regulable terminado)

Una vez concluida la construcción del piñón procedemos a desmontarlo del centro de mecanizado, para luego revisarlo. No tuvimos inconvenientes en la construcción del piñón, por lo cual procedemos a realizar el montaje del piñón mediante presión en el árbol de levas, ya que este será fijado totalmente una vez encontrada la posición adecuada para el calado de la distribución, motivo por el cual se realizó el sistema regulable.



Figura 5.72: (Piñón original y piñón regulable)

Una vez realizado el montaje del piñón regulable podemos proceder a comparar el árbol de levas original con el árbol de levas con perfiles modificados ya con todos sus componentes, a simple vista parecen totalmente

iguales los dos árboles de levas, solo al visualizarlos bien se puede apreciar levemente el aumento de tamaño en el perfil de las levas.



Figura 5.73: (Árbol de levas original y Árbol de levas con perfiles modificados terminado)

Hemos terminado satisfactoriamente la construcción de nuestro árbol de levas. Luego de un exhaustivo análisis en el diseño, del cual no existen precedentes previos sobre diseño de levas en el país, analizar y encontrar el método de resolución de una matriz de 12 X 12 con métodos no aprendidos en la universidad, de encontrar las curvas de comportamiento de giro, velocidad, aceleración y Jerk de cada leva mediante ecuaciones de trece incógnitas, realizar el análisis cinemático y dinámico, realizar el modelado de todas las partes del árbol en software especializado, simular la construcción del eje de levas, realizar una construcción totalmente automatizada de todas las partes del árbol de levas; podemos concluir que hemos realizado un proyecto de tesis de última tecnología que puede brindar un aporte significativo en la construcción de partes automotrices que no hayan sido construidas aún en el país.

5.6. HOJA DE PROCESO

En la construcción o fabricación de piezas por mecanizado, es muy importante el orden de todas las acciones y pasos que se realizarán para llegar a fabricar dicha pieza, e nuestro caso, un árbol de levas. Una *hoja de procesos* recoge desde la elección de los procesos o máquinas necesarias, las formas de sujeción de la pieza, el detalle de las herramientas y sus datos de corte.

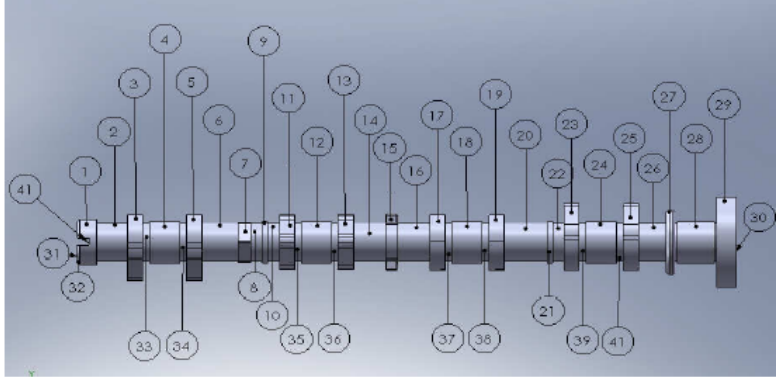
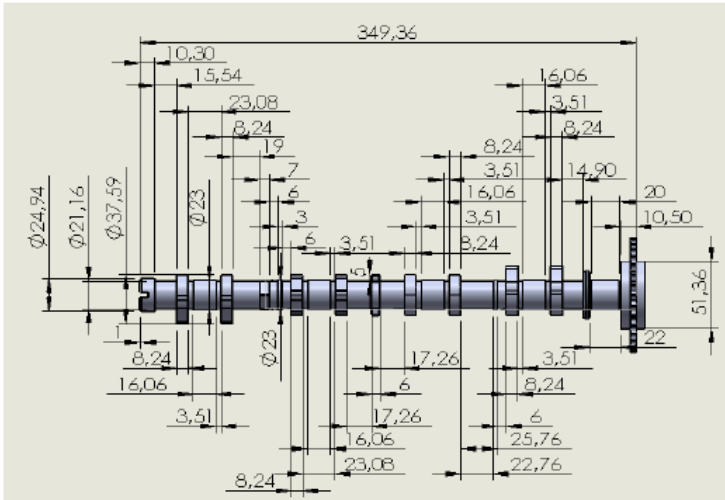
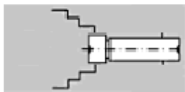
Las hojas de proceso que utilizaremos es de *Subfase*, donde detallaremos las operaciones realizadas sin desmontar la pieza. En una hoja de procesos de subfase cada fase del proceso se compone de tantas subfases como cambios de sujeción tengamos en mientras mecanizamos la pieza.

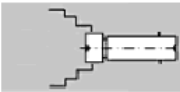
En el mecanizado de nuestro árbol de levas, se realizaron 5 fases de producción, cada una con una hoja de procesos, y son las siguientes:

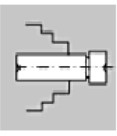
1. Fase 1 – Torneado del árbol de levas.
2. Fase 2 – Fresado del árbol de levas en CNC.
3. Fase 3 – Torneado de piñón regulable.
4. Fase 4 – Fresado de piñón regulable.
5. Fase 5 – Taladrado de árbol de levas.

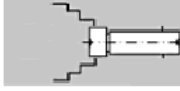
A continuación detallaremos cada hoja de proceso donde se determinará el tiempo de mecanizado para cada fase:

5.6.1. Fase 1 – Torneado del árbol de levas

HOJA DE PROCESOS				Fase 1						
Máquina: Torno CNC Pieza: Árbol de Levas Admisión		Material: Acero AISI 4340 Nº de piezas: 1		Tolerancia DIN 7168 Dimensiones en bruto: Φ 55 x 355						
										
Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte					
					Vc	n	a	Va	L	Tm
					m/min	rpm	mm/rev	mm/m	mm	min
1	1.1	Sujetar pieza plato	Plato		45	500	0,3	150		5
	1.2	Perfilar 1 (Φ 24,94x10,30)	T1						806,61	5,38
	1.3	Perfilar 2 (Φ 21,16x15,54)	T1						1032,5	6,88
	1.4	Perfilar 3 (Φ 37,59x8,24)	T1						972,59	6,48
	1.5	Perfilar 4 (Φ 23x23,08)	T1						1666,8	11,1
	1.6	Perfilar 5 (Φ 37,59x8,24)	T1						972,59	6,48
	1.7	Perfilar 6 (Φ 21,16x19)	T1						1262,4	8,42
	1.8	Perfilar 7 (Hexágono lado 10 ancho 7)	T1						505,54	3,37
	1.9	Perfilar 8 (Φ 21,16x6)	T1						398,65	2,66
	1.10	Perfilar 9 (Φ 23 x 3)	T1						216,66	1,44
	1.11	Perfilar 10 (Φ 21,16x6)	T1						398,65	2,66
	1.12	Perfilar 11 (Φ 37,59x8,24)	T1						972,59	6,48
	1.13	Perfilar 12 (Φ 23x23,08)	T1						1666,8	11,1
	1.14	Perfilar 13 (Φ 37,59x8,24)	T1						972,59	6,48
	1.15	Perfilar 14 (Φ 21,16x17,26)	T1						1146,8	7,65
	1.16	Perfilar 15 (Pesa 5 altura 6 de lado)	T1						432	2,88
	1.17	Perfilar 16 (Φ 21,16x17,26)	T1						1146,8	7,65

Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte					
					Vc	n	a	Va	L	Tm
					m/min	rpm	mm/rev	mm/m	mm	min
1	1.18	Perfilar 17 ($\Phi 37,59 \times 8,24$)	T1		45	500	0,3	150	972,59	6,48
	1.19	Perfilar 18 ($\Phi 23 \times 23,08$)	T1						1666,8	11,1
	1.20	Perfilar 19 ($\Phi 37,59 \times 8,24$)	T1						972,59	6,48
	1.21	Perfilar 20 ($\Phi 21,16 \times 22,76$)	T1						1512,2	10,1
	1.22	Perfilar 21 ($\Phi 23 \times 3$)	T1						216,66	1,44
	1.23	Perfilar 22 ($\Phi 21,16 \times 6$)	T1						398,65	2,66
	1.24	Perfilar 23 ($\Phi 37,59 \times 8,24$)	T1						972,59	6,48
	1.25	Perfilar 24 ($\Phi 23 \times 23,08$)	T1						1666,8	11,1
	1.26	Perfilar 25 ($\Phi 37,59 \times 8,24$)	T1						972,59	6,48
	1.27	Perfilar 26 ($\Phi 21,16 \times 14,90$)	T1						989,99	6,6
	1.28	Perfilar 27 ($\Phi 36,35 \times 4,60$)	T1						525,04	3,5
	1.29	Perfilar 28 ($\Phi 23 \times 22$)	T1						1588,8	10,6
	1.30	Perfilar 29 ($\Phi 51,36 \times 10,50$)	T1						1693,3	11,3
1.31	Refrentado 30	T1	35	335	0,2	67	156,62	2,34		
TOTAL FASE 1									199	

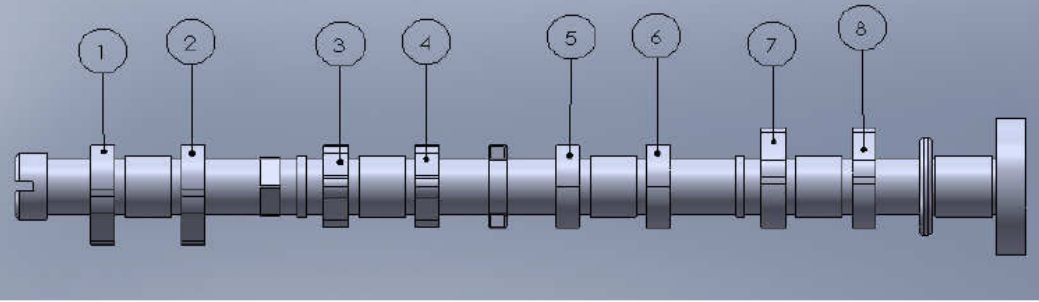
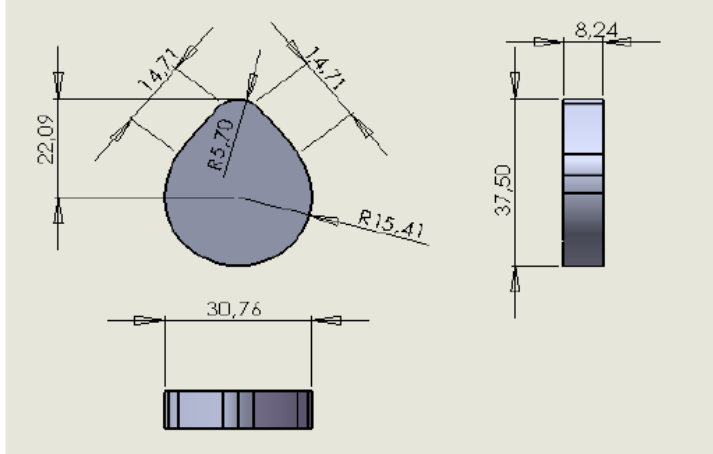
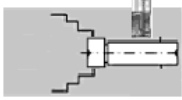
2	2.2	Girar pieza en plato	Plato		35	335	0,2	67	161,27	2,41				
	2.3	Refrentado 31	T1						45	500	0,3	150	78,312	1,92
	2.2	Chaflán 32	T1											
TOTAL FASE 2									9,32					

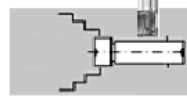
3	3.1	Girar pieza en plato	Plato		30	280	0,15	42		5
	3.2	Trunzar 33 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.3	Trunzar 34 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.3	Trunzar 35 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.4	Trunzar 36 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.3	Trunzar 37 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.5	Trunzar 38 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.6	Trunzar 39 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
	3.3	Trunzar 40 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2						233,21	5,55
3.7	Trunzar 41 ($\Phi 21,16 \times 3,51$)	T2	233,21	5,55						
TOTAL FASE 2									55	

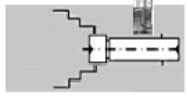
MINUTOS	
TOTAL TIEMPO DE TORNEADO	263,10

Herramient Código según Catálogo Sadnvik Cor.
 T1 Plaquita Redonda RCGX 10 T• M0.AL 1005
 T2 Plaquita 330.20-30-AA 4030

5.6.2. Fase 2 – Fresado del árbol de levas

HOJA DE PROCESOS					Fase 2							
Máquina: Fresadora CNC Pieza: Árbol de Levas Admisión		Material: Acero AISI 4340 Nº de piezas: 1		Tolerancia DIN 7168 Dimensiones en bruto: Φ37,59x8,24								
												
												
Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte							
					Vc	n	a	Va	L	Tm		
					m/min	rpm	mm/rev	mm/min	mm	min		
1	1.1	Sujetar pieza plato	Plato		180	3500	0,3	1200		5		
	1.2	Perfilar 1 (R 15,41)	Tf 1							2605	2,17	
	1.3	Perfilar 2 (R 15,41)	Tf 1							2605	17,4	
	1.4	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A									
	1.5	Perfilar 1 (R 5,70)	Tf 1								348,8	2,33
	1.6	Perfilar 1 (14,71 dado por CN)	Tf 1								484,8	3,23
	1.7	Perfilar 2 (R 5,70)	Tf 1								348,8	2,33
	1.8	Perfilar 2 (14,71 dado por CN)	Tf 1								484,8	3,23
	1.9	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A									
	1.10	Perfilar 3 (R 5,70)	Tf 1								348,8	2,33
	1.11	Perfilar 3 (14,71 dado por CN)	Tf 1								484,8	3,23
	1.12	Perfilar 4 (R 5,70)	Tf 1								348,8	2,33
	1.13	Perfilar 4 (14,71 dado por CN)	Tf 1								484,8	3,23
	1.14	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A									
	1.15	Perfilar 3 (R 15,41)	Tf 1								2605	17,4
	1.16	Perfilar 4 (R 15,41)	Tf 1								2605	17,4
	1.17	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A									
	1.18	Perfilar 5 (R 15,41)	Tf 1								2605	17,4
	1.19	Perfilar 6 (R 15,41)	Tf 1								2605	17,4
	1.20	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A									

1	1.21	Perfilar 5 (R 5,70)	Tf 1		180	3500	0,3	1200	348,8	2,33
	1.22	Perfilar 5 (14,71 dado por CN)	Tf 1						484,8	3,23
	1.23	Perfilar 6 (R 5,70)	Tf 1						348,8	2,33
	1.24	Perfilar 6 (14,71 dado por CN)	Tf 1						484,8	3,23
	1.25	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A							
	1.26	Perfilar 7 (R 5,70)	Tf 1						348,8	2,33
	1.27	Perfilar 7 (14,71 dado por CN)	Tf 1						484,8	3,23
	1.28	Perfilar 8 (R 5,70)	Tf 1						348,8	2,33
	1.29	Perfilar 8 (14,71 dado por CN)	Tf 1						484,8	3,23
	1.30	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A							
	1.31	Perfilar 7 (R 15,41)	Tf 1						2605	17,4
	1.32	Perfilar 8 (R 15,41)	Tf 1						2605	17,4
TOTAL FASE 1									173	

Subfase	N° Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte					
					Vc	n	a	Va	L	Tm
					m/min	rpm	mm/rev	mm/min	mm	min
2	1.1	Sujetar pieza plato	Plato							5
	1.2	Perfilar 1 (R 15,41)	Tf 2						2605	2,17
	1.3	Perfilar 2 (R 15,41)	Tf 2						2605	17,4
	1.4	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A							
	1.5	Perfilar 1 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.6	Perfilar 1 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
	1.7	Perfilar 2 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.8	Perfilar 2 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
	1.9	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A							
	1.10	Perfilar 3 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.11	Perfilar 3 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
	1.12	Perfilar 4 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.13	Perfilar 4 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
	1.14	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A							
	1.15	Perfilar 3 (R 15,41)	Tf 2						2605	17,4
	1.16	Perfilar 4 (R 15,41)	Tf 2						2605	17,4
	1.17	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A							
	1.18	Perfilar 5 (R 15,41)	Tf 2						2605	17,4
	1.19	Perfilar 6 (R 15,41)	Tf 2						2605	17,4
	1.20	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A							
	1.21	Perfilar 5 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.22	Perfilar 5 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
	1.23	Perfilar 6 (R 5,70)	Tf 2						348,8	2,33
	1.24	Perfilar 6 (14,71 dado por CN)	Tf 2						484,8	3,23
1.25	Rotar cuarto eje 90° (programado CN)	A								
1.26	Perfilar 7 (R 5,70)	Tf 2					348,8	2,33		
1.27	Perfilar 7 (14,71 dado por CN)	Tf 2					484,8	3,23		
1.28	Perfilar 8 (R 5,70)	Tf 2					348,8	2,33		
1.29	Perfilar 8 (14,71 dado por CN)	Tf 2					484,8	3,23		
1.30	Rotar cuarto eje 180° (programado CN)	A								
1.31	Perfilar 7 (R 15,41)	Tf 2					2605	17,4		
1.32	Perfilar 8 (R 15,41)	Tf 2					2605	17,4		
TOTAL FASE 2									173	

Herramient
T f1 Código según Catálogo Sadnvik Cor.
Plaquita 490R-08T304E-ML 2030
T f2 Fresa 316-10SM345-10000 H10F

MINUTOS	
TOTAL TIEMPO DE FRESADO	346,44

5.6.3. Fase 3 – Torneado de piñón regulable

HOJA DE PROCESOS					Fase 3						
Máquina: Torno CNC Pieza: Rueda Dentada Regulable		Material: Acero AISI 4340 Nº de piezas: 1		Tolerancia DIN 7168 Dimensiones en bruto: Φ 88 x 15							
Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte						
					Vc	n	a	Va	L	Tm	
					m/min	rpm	mm/rev	mm/min	mm	min	
1	1.1	Sujetar pieza plato	Plato							5	
	1.2	Perfilar 1 (Φ 87,61x4)	T1		45	500	0,3	150	1100	7,34	
	1.3	Perfilar 2 (Φ 51,36x6,50)	T1						1048	6,99	
	1.4	Refrentar 2	T1		35	335	0,2	67	161	2,41	
	1.5	Refrentar 1	T1		35	335	0,2	67	275	4,11	
	1.6	Refrentar 3	T1		35	335	0,2	67	27,5	0,41	
2	2.3	Perforar 3 (Φ 8,76x10,50)	T4		35	335	0,3	60	92	1,53	
TOTAL TORNEADO										27,8	

Herramienta Código según Catálogo Sadnvik Cor.
 T1 Plaquita Redonda RCGX 10 T• M0.AL 1005
 T4 Broca R842-0500-30-A0A 1210

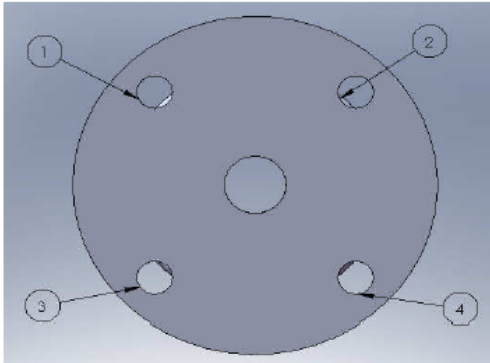
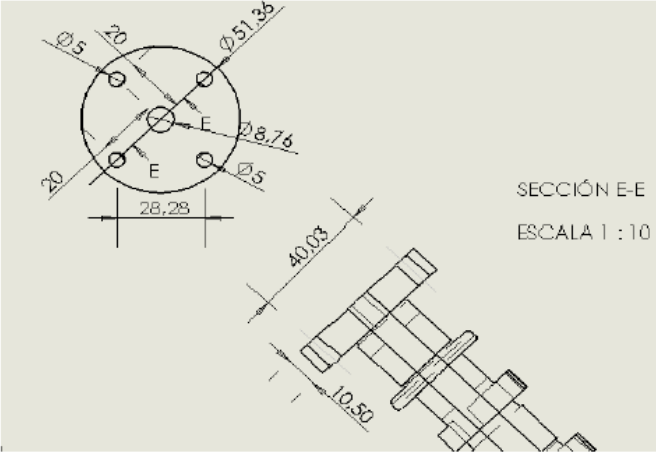
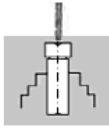
5.6.4. Fase 4 – Fresado de piñón regulable

HOJA DE PROCESOS					Fase 4					
Máqui Fresadora CNC Pieza: Árbol de Levas Admisión		Material: Acero AISI 4340 Nº de piezas: 1		Tolerancia DIN 7168 Dimensiones en bruto: Φ37,59x8,24						
Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte					
					Vc	n	a	Va	L	Tm
	1.1	Sujetar pieza plato	Plato							5
1	1.2	Contorneado 1 (R 3,50; hd 3,30 por toda la rueda Φ 87,14)	Tf 3		180	3500	0,3	250	4678	18,7
	1.3	Taladrado en 2 (R 2,50 Profundidad 4mm)	Tf 3		180	3500	0,3	250	309,6	2,06
	1.4	Taladrado en 3 (R 2,50 Profundidad 4mm)	Tf 3						309,6	2,06
	1.5	Taladrado en 4 (R 2,50 Profundidad 4mm)	Tf 3						309,6	2,06
	1.7	Taladrado en 5 (R 2,50 Profundidad 4mm)	Tf 3						309,6	2,06
TOTAL DE FRESADO									32	

Herramient
Tf 3

Código según Catálogo Sadnvik Cor.
Fresa R216.42 – 00430 – AE04G 1620

5.6.5. Fase 5 – Perforado de árbol de levas

HOJA DE PROCESOS					Fase 5						
Máquina: Fresadora CNC Pieza: Árbol de Levas Admisión		Material: Acero AISI 4340 Nº de piezas: 1		Tolerancia DIN 7168 Dimensiones en bruto: 0							
		 <p>SECCIÓN E-E ESCALA 1 : 10</p>									
Subfase	Nº Operación	Operación	Herramienta	Sujeción Pieza	Datos de Corte						
					Vc	n	a	Va	L	Tm	
	1.1	Sujetar pieza plato	Plato								5
1	1.2	Perforar 1 (Ø 5mm Profundidad 10,50mm)	T 5		100	1592	0,3	60	1978	33	
	1.3	Perforar 2 (Ø 5mm Profundidad 10,50mm)									
	1.4	Perforar 3 (Ø 5mm Profundidad 10,50mm)									
	1.5	Perforar 4 (Ø 5mm Profundidad 10,50mm)									
TOTAL TALADRADO										38	

Herramienta
T 5

Código según Catálogo Sadhvik Cor.
Broca R842-0500-30-A0A 1210

5.7. MANUAL DE MONTAJE

Para el montaje del árbol de levas original y el eje modificado, nos remitimos al manual del motor y seguimos las instrucciones, ya que el árbol modificado geométricamente es exacto al original a excepción de los perfiles de las levas, los cuales no influyen en el montaje. El único cambio en el procedimiento será el tratar de regular el piñón del árbol de levas modificado para que se encuentre en la posición óptima de calado y el motor funcione correctamente. El procedimiento es el siguiente:

Instale el alza válvulas y calces en la culata de cilindros. Aplique aceite de motor alrededor del alza válvulas e instale en la culata de cilindros.

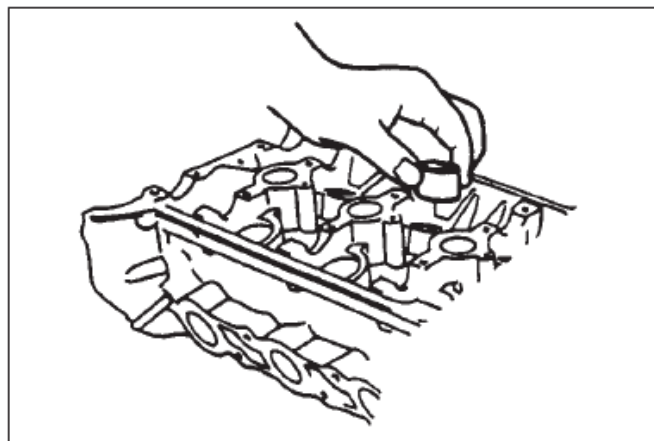


Figura 5.74: (Instalación de alza válvulas y calces)

Antes de colocar los árboles de levas, debemos colocar en el piñón regulable del árbol de levas de admisión modificado las marcas de sincronización, las cuales se muestran en la siguiente figura del piñón estándar:



Figura 5.75: (Marcas de sincronización del piñón del árbol de levas de admisión estándar)

Pues bien, la marca de la parte superior en forma de flecha es la que sincronizará el eje de levas con la cadena de distribución; y la parte inferior en forma de línea es la que coincidirá con la marca en la parte lateral en el bloque de cilindros del motor. Como cada diente en el sistema dentado de los dos piñones es completamente igual (estándar y modificado), podemos colocar la marca en forma de flecha en cualquiera de los dientes del piñón regulable, lo importante es que la distancia entre la marca en forma de flecha y la marca en forma de línea sean exactamente iguales entre al árbol original y el modificado.

Entonces procedemos a marcar uno de los dientes en el piñón regulable, luego contamos en sentido anti horario 16 dientes, sin contar con el diente que tiene la marca en forma de flecha; entre el diente 16 y el 17 marcamos la señal en forma de línea que servirá para coincidir con la señal en el bloque motor.

Para comprobar contamos en sentido horario desde la el diente en forma de flecha hasta la señal en forma de línea, sin tomar en cuenta el diente de la marca en forma de flecha 17 dientes, las marcas se encuentran colocadas correctamente.



Figura 5.76: (Marcas de sincronización del piñón del árbol de levas de admisión modificado)

Una vez colocadas las marcas para la sincronización de la distribución del motor, pasamos a la parte más complicada en el montaje de los árboles, que es el calado del árbol. Primero observamos la posición de las dos señales de calado en el piñón regulable en función de la primera leva en el árbol, luego buscamos que parte del dentado se encuentra en la misma dirección del piñón. Una vez realizado giramos el piñón regulable hacia la posición indicada. Ajustamos los pernos del piñón regulable.

Comprobar que las marcas de sincronización en los árboles de levas (1) coinciden con las marcas de sincronización en la culata de cilindros (2) como en la figura. Ajuste la chaveta (3) y alinee con la marca de sincronización en el bloque de cilindros (4) tal como en la figura, girando el cigüeñal.

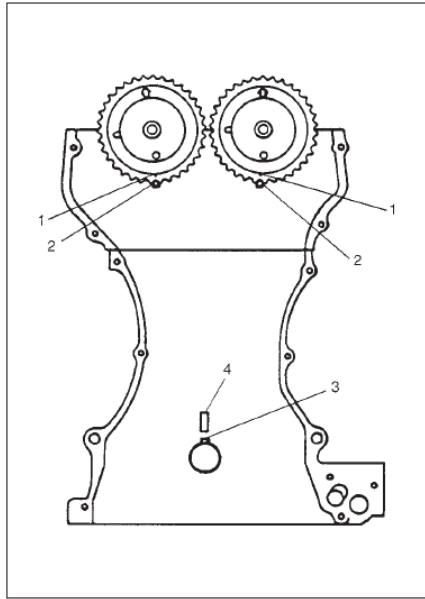


Figura 5.77: (Instalación de alza válvulas y calces)

Aplique aceite en la superficie de cada árbol de levas y muñón de árbol de levas e instálelos tal como en la figura.

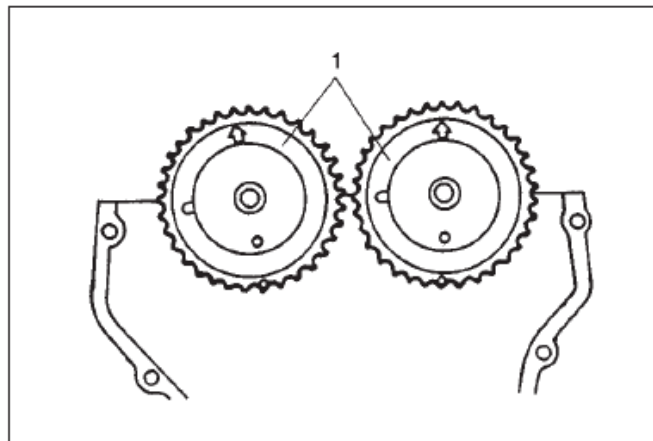


Figura 5.78: (Instalación de los ejes de levas)

Instale la cadena de sincronización alineando la placa azul oscuro de la cadena de sincronización (1) y la flecha en el árbol de levas (2) como en la figura. Haga coincidir la placa amarilla de la cadena de sincronización (4) con la marca de alineación de la rueda dentada de sincronización del cigüeñal (3). Instale la rueda dentada de sincronización del cigüeñal en el cigüeñal.

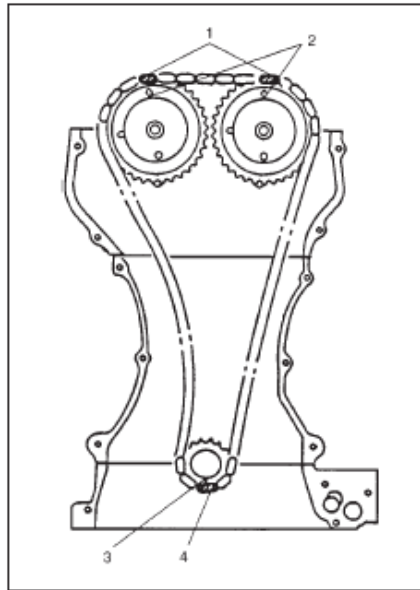


Figura 5.79: (Instalación de la cadena de sincronización)

Instale la guía de cadena de sincronización N 1 (2) y el tensor de la cadena de sincronización (1) como en la figura. El par de apriete en (a) es de 9 N.m (0,90 Kg.-m). Aplique aceite de motor en la guía de la cadena de sincronización N 1 y el tensor de la cadena de sincronización.

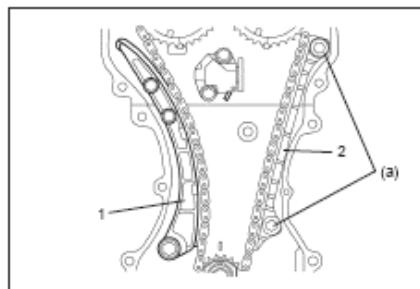


Figura 5.80: (Instalación de la guías de sincronización)

Con el pestillo (2) del ajustador del tensor retornado y el émbolo (1) empujado hacia atrás en el cuerpo (3), sujete en su posición insertando el tope (4) entre el pestillo (2) y el cuerpo (3).

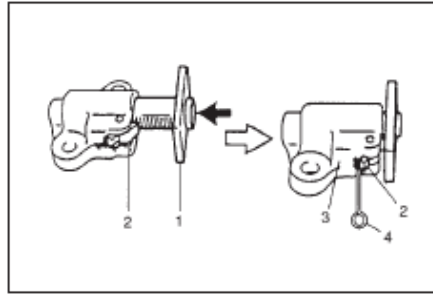


Figura 5.81: (Preparación del tensor de la cadena para la instalación)

Instale el ajustador del tensor de la cadena de sincronización (1). Par de apriete (a): 11 N.m (1,1 Kg.-m)

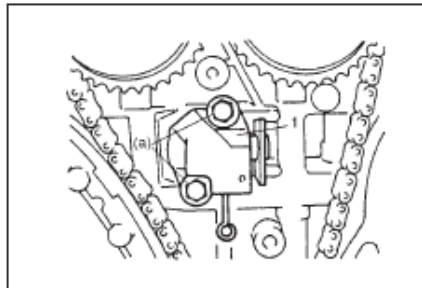


Figura 5.82: (Instalación del tensor)

Instale el enlace del tensor de la cadena de sincronización (3). Saque el tope del ajustador.

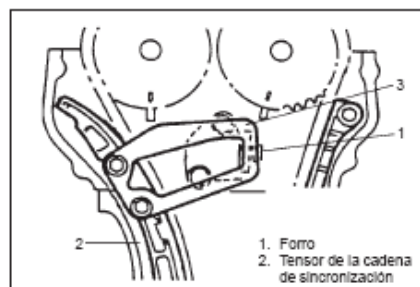


Figura 5.83: (Instalación del enlace del tensor y el ajustador)

Gire el cigüeñal en sentido horario en 2 revoluciones y compruebe que las marcas de alineación estén alineadas tal como en la figura

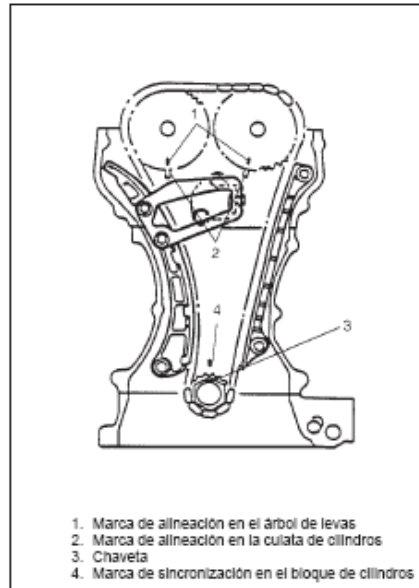


Figura 5.84: (Comprobación de la adecuada sincronización del sistema de distribución del motor)

Instale los pasadores de envoltura del árbol de levas (1) como en la figura.

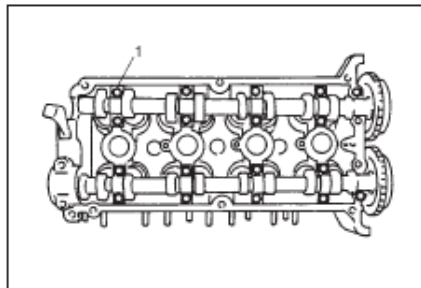


Figura 5.85: (Instalación de los pasadores)

Inspeccione la posición de las envolturas del árbol de levas. Hay marcas grabadas en cada envoltura del árbol de levas, indicando la posición y sentido de la instalación. Instale las envolturas tal como se indican en estas marcas.

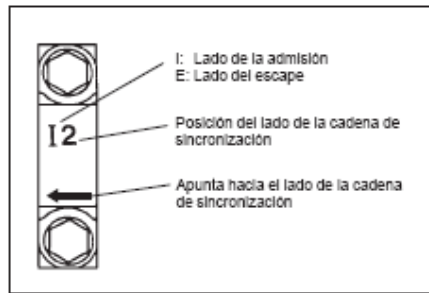


Figura 5.86: (Marcas de posición en las envolturas de los ejes de levas)

Aplique sellador adecuado en el área de superficie de sellado de la envoltura del extremo del árbol de levas de la admisión tal como en la figura.

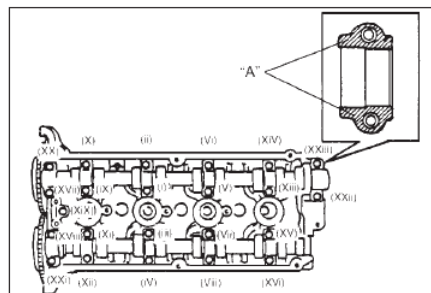
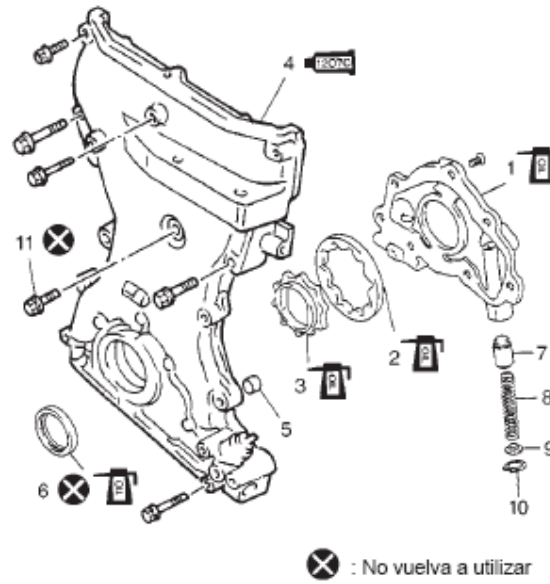


Figura 5.87: (Lugar donde se debe aplicar sellador)

Después de aplicar aceite en los pernos de la envoltura, apriételos primero temporalmente. Después apriételos siguiendo el orden de los números en la figura 5.85. Apriete poco a poco y uniformemente todos los pernos y repita la secuencia de apriete dos o tres veces antes de apretar al par especificado. Par de apriete 11 N.m (1,1 kg-m).

Coloque la bomba de aceite, sus retenedores y el filtro de impurezas en base a la figura 5.86.









- | | |
|--|---|
| <p>1. Placa de rotor:
  : Aplique una fina capa de aceite de motor.</p> <p>2. Rotor exterior:
  : Aplique una fina capa de aceite de motor.</p> <p>3. Rotor interior:
  : Aplique una fina capa de aceite de motor.</p> <p>4. Cubierta de la cadena de sincronización:
  : Aplique SUZUKI BOND N° 1207C 99000-31150 en las superficies de acoplamiento.</p> | <p>5. Pasador
  : Aplique una fina capa de aceite de motor.</p> <p>6. Sello de aceite:
  : Aplique una fina capa de aceite de motor.</p> <p>7. Válvula de descarga</p> <p>8. Muelle</p> <p>9. Retenedor</p> <p>10. Circlip</p> <p>11. Perno central</p> |
|--|---|

Figura 5.88: (Esquema de instalación del sistema de la bomba de aceite)

Instale la cubierta de la cadena de sincronización, la polea del cigüeñal, el sello de la bomba de aceite y los pernos de sincronización, el tapa válvulas, el sello del tapa válvulas y el indicador de nivel de aceite acorde a la figura 5.88.

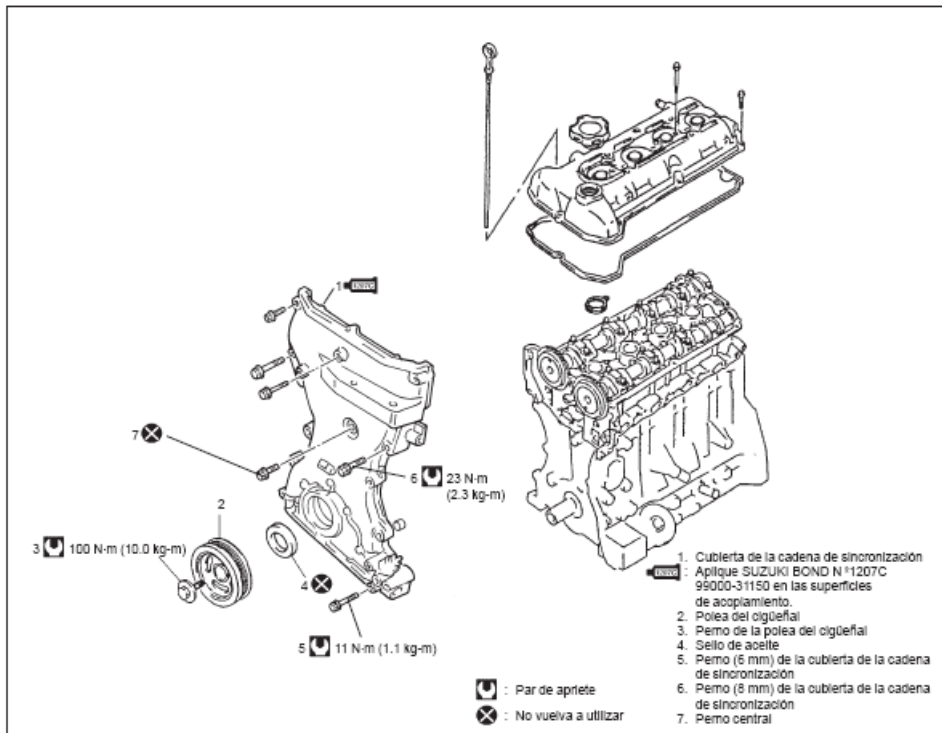


Figura 5.89: (Instalación cubierta de sincronización, polea del cigüeñal, sello de la bomba de aceite, tapa válvulas y medidor nivel aceite)

Coloque la bomba de agua mediante los pernos (1) y (2):

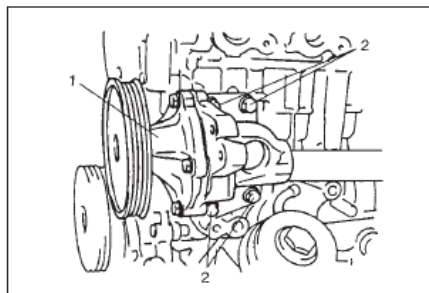


Figura 5.90: (Instalación bomba de agua)

Coloque la correa de la bomba de agua (generador) (1) y la correa de transmisión del compresor de A/C (2).

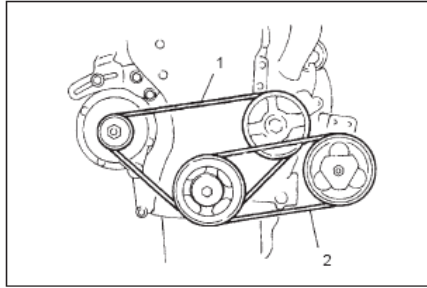


Figura 5.91: (Montaje de la correa de la bomba de agua y la te transmisión del compresor)

Antes de instalar el distribuidor, compruebe que el anillo tórico (1) está en buen estado; si se va a instalar un nuevo anillo tórico (1), aplique aceite. Instale el distribuidor sin la tapa (2) en el árbol de levas. Fije las garras del acoplamiento de distribuidor en las ranuras del árbol de levas (3), cuando instale. Si las garras de acoplamiento del distribuidor están desfasadas (4) gire el eje del distribuidor en 180 y pruebe nuevamente.

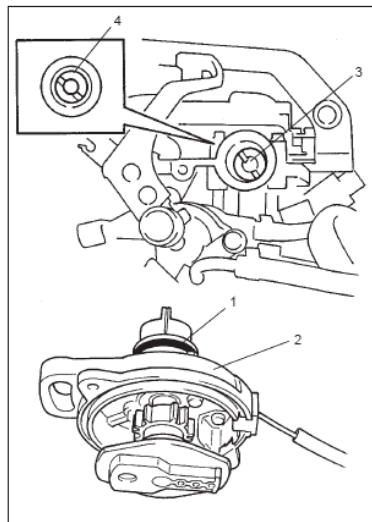


Figura 5.92: (Montaje del distribuidor)

Instale los cables de las bujías, de acuerdo al orden de encendido y la longitud de cada cable.

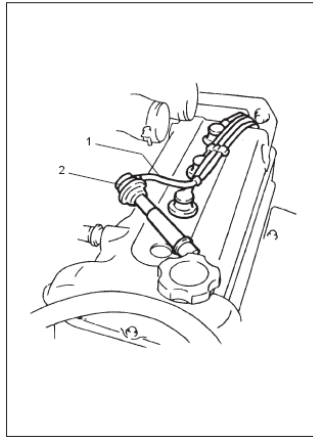


Figura 5.93: (Cables de bujías)

Siguiendo los pasos, podremos armar todo el motor, y estar listos para montarlo en el vehículo nuevamente.

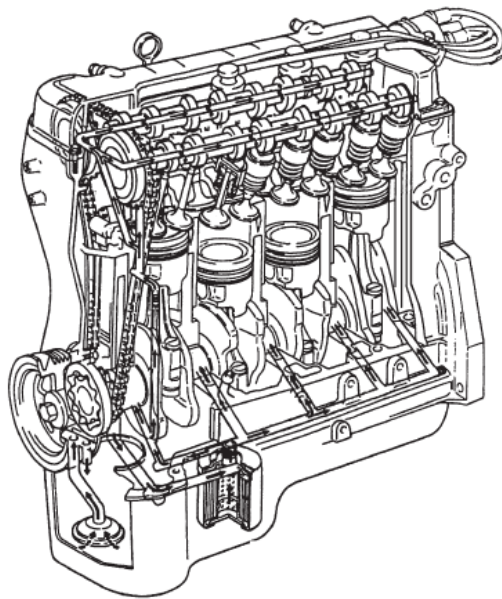


Figura 5.94 : (Esquema del motor armado)

5.8. ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL PERFIL DE LEVA ORIGINAL Y EL PERFIL MODIFICADO MEDIANTE LA MÁQUINA DE MEDICIÓN MITUTOYO QM 353

El paso final antes del protocolo de pruebas es realizar un análisis comparativo entre el perfil de la leva original y el perfil de nuestro eje de levas modificado, para ello es necesario realizar la digitalización del eje de levas modificado construido por nosotros en la máquina de medición Mitutoyo QM 353, puesto que queremos realizar un análisis comparativo de los perfiles construidos.

Para ellos nos dirigimos nuevamente al destacamento BAL 25 y solicitamos el préstamo de la máquina, instalamos la alimentación de aire como la alimentación de la corriente eléctrica, luego purgamos el aire para evitar errores en la medición.

Luego encendimos la máquina de medición, encerramos la máquina en las tres coordenadas permitidas SEY y Z, luego se buscó el cero absoluto en las tres coordenadas moviendo el brazo de la máquina hasta que en el Panel de Control QM Data 300 señaló el cero tanto en X, Y como en Z. Después se instaló una PC cerca de la máquina de medición y se conectó el Panel de Control QM Data 300 al puerto paralelo del PC ya que la transferencia de datos fue a través de Híper Terminal.



Figura 5.95: (Máquina de medición Mitutoyo QM 353)

Una vez lista la máquina colocamos el palpador especial modificado para poder mantener más firme el contacto con el perfil de la leva, para luego proceder a colocar el árbol de levas con perfiles modificados en la base de medición de la máquina; se le aseguró al árbol a la base mediante adhesivos en los extremos para evitar que se mueva y obtener un escaneado correcto. Cabe señalar que medimos el paralelismo entre la mesa patrón de la Escaneadora y el árbol, ya que medimos mediante un calibrador pie de rey la distancia entre al eje de levas y la mesa patrón como en la primera ocasión. Después se colocó en posición tanto la leva como el palpador para hacer el seguimiento por sobre todo el perfil. Anotamos en la máquina de medición el mismo paso que el realizado con el eje de levas estándar, que es de 0.01 mm. Con todo ello definido se procedió a escanear el perfil colocando y moviendo el palpador sobre la superficie de toda la leva modificada.



Figura 5.96: (Escaneado de perfil modificado)

Los datos almacenados en la máquina de medición fueron trasladados mediante hiper terminal a la computadora, luego el archivo txt, pasamos al programa Rhinoceros 4.0 con el código numérico necesario para interpretar cada coordenada del perfil de la leva modificada.

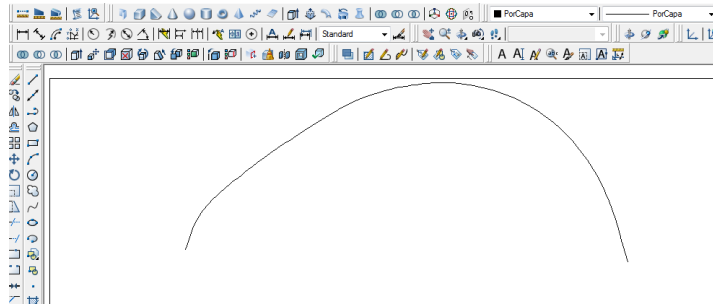


Figura 5.97: (Escaneado de perfil modificado)

El siguiente paso es realizar la comparación entre el árbol de levas digitalizado y el original mediante los datos obtenidos por la máquina de medición Mitutoyo QM 353:

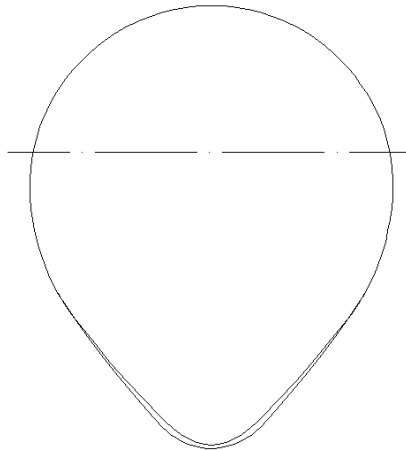


Figura 5.98: (Comparación entre el perfil de levas original y el perfil de levas modificado en la Máquina de medición Mitutoyo QM 353)

En la gráfica podemos constatar claramente el aumento de tamaño de 1.5 milímetros en la punta del eje de la leva, la cual es la resultante de todo el aumento de desempeño logrado en la leva. Mediante esta comparación podemos palpar en la realidad el aumento de las levas modificadas y corroborar que en realidad existió la modificación, ya que estos datos son tomados de tanto el árbol estándar como del árbol de levas con ejes modificados, comprobando de manera real la modificación en el diseño estándar.

CAPÍTULO VI

PROTOCOLO DE PRUEBAS

6.1. ANÁLISIS DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS APLICABLES PARA ÁRBOLES DE LEVAS

La utilización de tratamientos térmicos permite lograr las más diversas características del acero y sus aleaciones, así como de otros muchos metales. En consecuencia dichos tratamientos tienen una importancia primordial en las distintas fases de fabricación de la industria automotriz.

Los procedimientos en los tratamientos térmicos son muy numerosos y variados según el fin que se pretende conseguir y del elemento y material al que se lo aplicará. La gran cantidad de tratamientos térmicos, las distintas aleaciones y sus reacciones y las diferentes exigencias técnicas requieren soluciones y conocimientos profundos del tema.

El tratamiento térmico pretende endurecer o ablandar, eliminar las consecuencias de un mecanizado, modificar la estructura cristalina o modificar total o parcialmente las características mecánicas del material.

Podemos distinguir dos razones principales para efectuar tratamientos térmicos en los cuales se pretende conseguir un endurecimiento (temple) o un ablandamiento (recocido).

En el caso de un árbol de levas, un elemento que será sometido a un gran desgaste, principalmente debido al rozamiento que tendrá la superficie de la leva con la superficie del taqué para producir el efecto de apertura y cierre de las válvulas; será necesario un endurecimiento superficial en su estructura cristalina para obtener una mayor dureza de la misma, garantizado su funcionamiento y evitando fallas graves al motor.

El endurecimiento superficial al que debe ser sometido el árbol de levas es en base al tratamiento térmico denominado *Temple por Inducción*.

Para comprender los efectos que tiene el temple por inducción es necesario hacer un análisis del *Temple* como tal:

6.1.1. Temple

El temple consiste en calentar el acero a una temperatura determinada por encima de su punto de transformación para lograr una estructura cristalina determinada (estructura austenítica), seguido de un enfriamiento rápido con una velocidad superior a la crítica, que depende de la composición del acero, para lograr una estructura austenítica, martensítica o bainítica, que proporcionan a los aceros una dureza elevada.

Para conseguir un enfriamiento rápido se introduce el acero en agua, aceite, sales o bien se efectúa el enfriamiento con aire o gases. La velocidad de enfriamiento depende de las características de los aceros y de los resultados que se pretenden obtener.

En casos determinados se interrumpe el enfriamiento en campos de temperatura comprendidos entre 180-500 °C., alcanzándose de esta manera un temple con el mínimo de variación en las dimensiones de las piezas, un mínimo riesgo de deformación y consiguiéndose durezas y resistencias determinadas, de acuerdo con las estructuras cristalinas en lo que se refiere a austenita, martensita o bainita.

Los procedimientos de temple descritos se refieren a un temple total del material, otros tratamientos permiten una más amplia variación de las características añadiendo carbono o nitrógeno a la superficie de las piezas.

Para el caso de un acero AISI 4340 la temperatura de austenización es de 830-850 °C y enfriar en aceites o baños de sales.

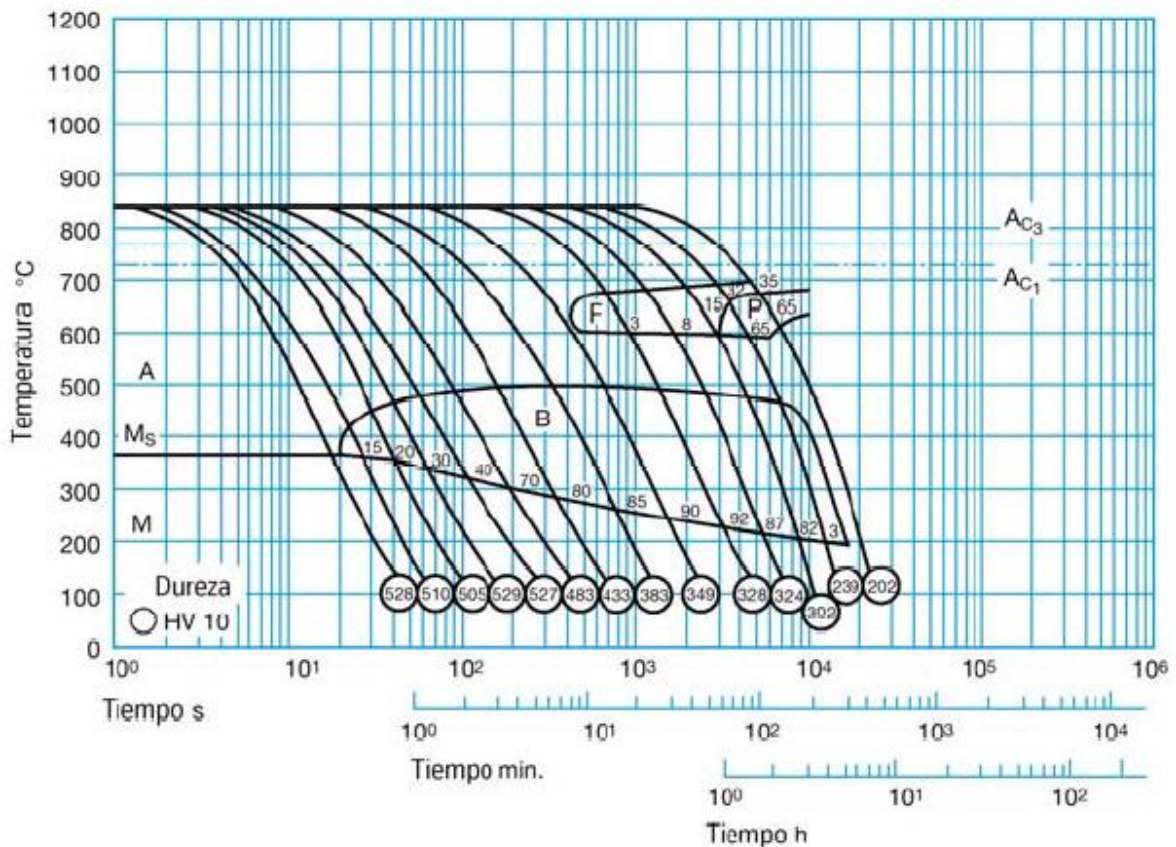


Figura 6.1: (Diagrama TTT (Tiempo, Temperatura y Transformación) para un acero AISI 4340)

Una vez que definimos teóricamente al temple de un acero, partiendo de estos principios definiremos al Temple por Inducción térmica para un árbol de levas en el siguiente análisis:

6.1.2. Temple Por Inducción Térmica

Es un proceso de endurecimiento de acero en el cual las superficies de las piezas se calientan rápidamente a temperatura de austenitización mediante inducción electromagnética, (con un diseño adecuado del inductor, se puede confinar el calor a áreas pequeñas). Una vez alcanzada la temperatura de austenitización se aplica una ducha de agua fría que produce el temple.

El temple se realiza mediante el calentamiento por inducción electromagnética, que es un método que utiliza las corrientes eléctricas inducidas en el material

para producir un calor continuo y rápido. Estas corrientes inducidas son de alta frecuencia que tienden a viajar por la superficie del metal, por tanto, es posible calentar una capa poco profunda del acero sin necesidad de calentar el interior del material.

La profundidad del calentamiento depende de la *frecuencia de la corriente*, la *densidad de potencia* y el *tiempo de aplicación* de ésta. Mientras mayor es la frecuencia, menor es la profundidad calentada, de forma que: altas potencias (100 Khz. a 1 HMS), y tiempos cortos (en segundos), calientan espesores de 0,25 mm; en cambio, potencias menores (25 khz), y tiempos más largos calientan espesores de 10 mm.

Para un árbol de levas, la profundidad de temple debe ser de 3mm, y alcanzar una dureza de 56 a 60 HRC, parámetros que define el fabricante y que son normalizados para este tipo de piezas. A través de este tipo de tratamiento térmico se llega a cumplir sin problemas estos requerimientos, no siendo así con procesos de nitrurización que llegan a una profundidad de 0,025 mm, muy por debajo de lo recomendado.



Figura 6.2 : (Tratamiento Térmico por Inducción en árboles de levas InductoTherm Group)

6.1.2.1 Fundamentos del Calentamiento por Inducción

Los equipos que se utilizan para dar el tratamiento por inducción térmica a un árbol de levas son muy especializados y de un alto costo, pero se basan en los principios básicos del calentamiento por inducción, que se presenta a continuación.

Elementos que conforman un sistema básico de calentamiento por inducción:

- Un generador de corriente alterna.
- Una bobina inductora.
- La pieza de trabajo.

Donde el generador envía corriente alterna a través de la bobina, generando un campo magnético. Cuando se coloca la pieza de trabajo en la bobina, el campo magnético induce corrientes de Foucault en la pieza, generando cantidades precisas de calor limpio, localizado, sin que exista contacto físico entre la bobina y la pieza de trabajo.

6.1.2.1.1. Definición de Corrientes Inducidas de Foucault

Los equipos eléctricos están formados por piezas, trozos de conductor que se mueven en un campo magnético o están situadas en un campo magnético variable, dando lugar a corrientes inducidas que circulan por el volumen del conductor. Estas corrientes se denominan de Foucault.

Cuando se coloca una pieza de metal en un campo magnético variable con el tiempo $\mathbf{B}(t)$, se genera un campo eléctrico que produce un movimiento de las cargas libres en el conductor metálico, generando corrientes.

Estas corrientes disipan energía en el metal en forma de calor, y se genera lo que denominamos calentamiento por inducción. Siendo los materiales magnéticos como el acero, los más fáciles de calentar que los no magnéticos, debido a los efectos del calentamiento por histéresis.

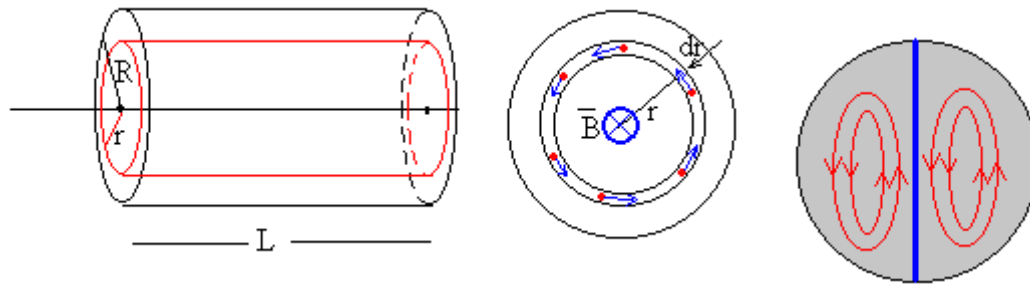


Figura 6.3: (Corrientes de Foucault en una pieza de metal de forma cilíndrica)

6.1.2.1.2. Materiales magnéticos y no magnéticos

Los materiales magnéticos resisten naturalmente los campos magnéticos que cambian rápidamente dentro de la bobina inductora. La fricción resultante produce su propio calor adicional, “calentamiento por histéresis”, además del calentamiento por la corriente de Foucault. Se dice de los metales que ofrecen una gran resistencia, tienen gran “permeabilidad” magnética. La permeabilidad puede variar en una escala del 100 al 500 para los materiales magnéticos; los no magnéticos tienen una permeabilidad de 1.

El calentamiento por histéresis se da a temperaturas por debajo del punto de Curie (La temperatura a la que un material magnético pierde sus propiedades magnéticas).

6.1.2.1.3. Frecuencia de funcionamiento

Existe una relación entre la frecuencia de la corriente alterna y la profundidad con la que penetra en la pieza de trabajo; frecuencias bajas de 5 a 30 khz son efectivas para materiales más gruesos que requieran una penetración profunda del calor, mientras que las frecuencias más altas de 100 a 400 khz son más efectivas en partes pequeñas o con poca profundidad de penetración. Cuanto mayor es la frecuencia, mayor es el flujo de calor.

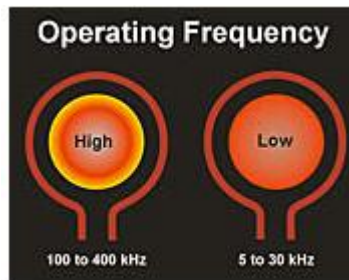


Figura 6.3: (Frecuencia de funcionamiento de un sistema de calentamiento por inducción)

6.1.2.1.4. Profundidad de Penetración

El flujo de corriente inducida en la pieza es más intenso en la superficie, y decrece rápidamente por debajo de esta. Así, la zona exterior se calentará más rápidamente que la interior; el 80% del calor producido en la pieza se genera en la “piel” externa. A esto se le denomina “profundidad de penetración” de la pieza. La profundidad de penetración decrece cuando decrece la resistividad, aumenta la permeabilidad o aumenta la frecuencia.

6.1.2.1.5. Eficiencia de acoplamiento

El acoplamiento hace referencia a la relación proporcional entre la cantidad de corriente que hay en la pieza de trabajo y la distancia entre la pieza de trabajo y la bobina. Un acoplamiento cerrado generalmente aumenta la intensidad de corriente, y, por tanto, aumenta la cantidad de calor producido en la pieza de trabajo.

6.1.2.1.6. Importancia del diseño de la bobina

La bobina inductora, que normalmente está hecha de un tubo de cobre con un diámetro de 3 a 5 mm, se refrigera normalmente con agua. La forma y el tamaño de la bobina, mono vuelta o de varias vueltas; helicoidal, redonda o cuadrada; interna o externa; debe reflejar la forma de su pieza de trabajo y las variables de su proceso.

6.1.2.1.7. Determinación de requisitos energéticos

Deben tenerse en cuenta diversas variables para determinar la cantidad de energía térmica necesaria en una aplicación particular: el grado de cambio de temperatura necesario; la masa, el calor específico y las propiedades eléctricas de la pieza de trabajo; y la eficiencia de acoplamiento del diseño de bobina. Además, también han de tenerse en cuenta las pérdidas térmicas debidas a la conducción del calor en el dispositivo de sujeción de la pieza de trabajo, la convección y la radiación.

Debido a la gran versatilidad de este método, es también aplicable para dar tratamientos térmicos en los piñones y en nuestro caso para la rueda dentada regulable es ideal su aplicación.

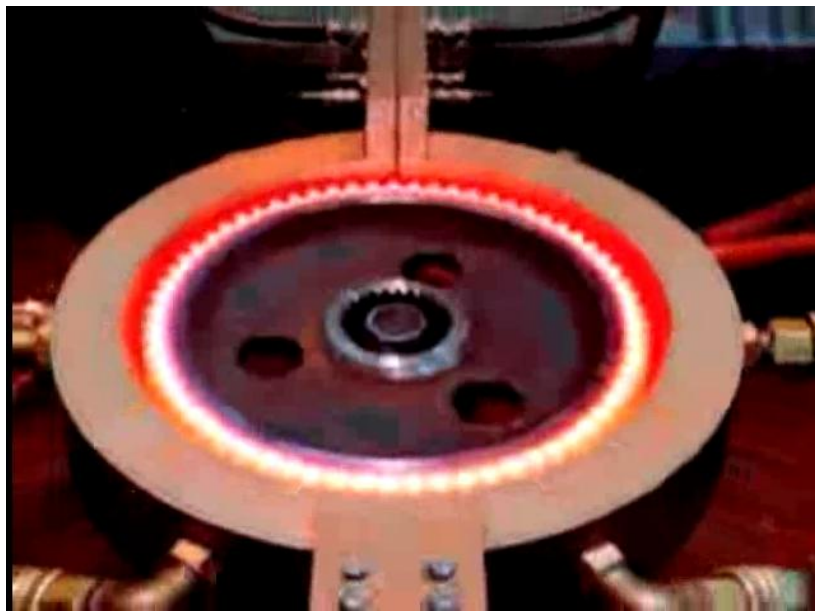


Figura 6.4: (Tratamiento Térmico por Inducción en un engrane InductoTherm Group)

Entre las ventajas de este proceso podemos destacar el hecho que no necesita de personal especializado para su operación debido a que es un proceso prácticamente automático. Entre las desventajas resaltan el alto costo del equipo, el alto costo de mantenimiento y el hecho que no es económico si se desean endurecer pocas piezas, es por eso que en dentro de nuestro análisis, este proceso sin duda es el mejor para ser aplicado en un árbol de lavas, pero

lamentablemente no existe en el país por las razones ya explicadas y en el caso de que se quisiera dar otro tipo de tratamiento como la nitrurización que sí existe en el país a través de la empresa Bohler, se debería tener al menos 4 prototipos para realizar las pruebas de desempeño

En base a este análisis podemos definir al tratamiento térmico por inducción electromagnética como el más adecuado para un árbol de levas. Porque llega a cumplir con los requerimientos de dureza de 56 HRC, y un profundidad de temple de 3mm, por la rapidez de su producción y la versatilidad de funcionamiento.

Son empresas como *InductoTherm Group* y *Vel Induction Hardening* especializadas en tratamientos térmicos para árboles de levas las lo que recomiendan.



Figura 6.5: (Tratamiento Térmico por Inducción InductoTherm Group)

SHAFTS

árbol de levas

Axle Shaft, Cam Shaft, Spline Shaft, Piston Rod, Pin, Flute, Tube, Pipe etc.
Diameter : 20-200 mm -> Hardness : 50-56 HRC, Case Depth : 3-5 mm.



Profundidad: 3 - 5 mm



Figura 6.6: (Tratamiento Térmico por Inducción Vel Induction Hardening)

6.2 ENSAYOS COMPARATIVOS MEDIANTE SOFTWARE ESPECIALIZADO DYNOSIM RACING SOFTWARE

En el capítulo de diseño ingresamos todos los datos del motor K10A del Chevrolet Alto para poder obtener las gráficas de comportamiento de los árboles de levas estándar y modificado, para poder comparar la apertura y cierre de los árboles y determinar el grado de modificación logrado en el nuevo eje. Como los datos se encuentran en el programa podemos generar las curvas de comportamiento de los árboles estándar y modificados.



Figura 6.7: (Ingreso de datos en el programa Dynosim Racing Software)

Además de todos los datos del motor ingresados, ingresamos los ángulos de adelanto y retraso a la apertura y cierre de válvulas en el sub programa Dynosim Cam Manager, los cuales son los mismos para el eje estándar y modificado:

The image shows two screenshots of the 'Valve Event Timing' tab in the Dynosim Cam Manager software. Both screenshots have tabs for 'Camshaft Specs', 'Valve Event Timing', and 'Search for Cam File'. The 'Valve Opening/Closing Based On:' section in both has 'Seat-To-Seat Timing' selected.

Top Screenshot (Standard Valve Timing):

Parameter	Value	Parameter	Value
Intake Valve Opens (IVO)	31.0	Intake Valve Opens (IVO)	9.0
Intake Valve Closes (IVC)	63.0	Intake Valve Closes (IVC)	41.0
Exhaust Valve Opens (EVO)	77.0	Exhaust Valve Opens (EVO)	52.0
Exhaust Valve Closes (EVC)	29.0	Exhaust Valve Closes (EVC)	4.0
Intake Lift At Valve	14.02	Exhaust Lift At Valve	14.02

Bottom Screenshot (Modified Valve Timing):

Parameter	Value	Parameter	Value
Seat-To-Seat Duration	274.0	Seat-To-Seat Duration	286.0
0.050 Inch Duration	230.0	0.050 Inch Duration	236.0
Intake Centerline	106.0	Exhaust Centerline	114.0
Intake Valve Max. Lift	14.02	Exhaust Valve Max. Lift	14.02
Cam Lobe-Center Angle	110.0	Valve Overlap	60.0

Both screenshots include a note at the bottom: 'Use the 'Search' tab to locate and test any camfile or enter custom cam specs in the fields provided.'

Figura 6.8: (Ingreso de los datos de los ejes de levas en el programa Dynosim Racing Software)

Los datos ingresados hasta este punto son iguales para el motor con los ejes de leva estándar o modificada. Ahora para poder obtener datos más reales del comportamiento del motor dependiendo de los árboles de levas colocados en el mismo procedemos a ingresar los catorce datos de apertura de las levas estándar y modificada respectivamente; esto se realiza en la opción "Search for

Cam File”, en la cual nos acepta hasta 360 datos de giro de la leva, colocamos en columnas los datos de apertura de la leva y en otra columna los datos de apertura del propulsor y los grabamos como archivo txt, luego damos clic en “browse” y señalamos la ubicación en donde grabamos el archivo txt. Luego damos clic en “Aply”. Cuando los datos hayan sido validados en el programa nos aparecerá en la parte inferior del Dynosim Cam manager el diagrama de apertura y cierre de válvulas del eje estándar y el eje modificado:

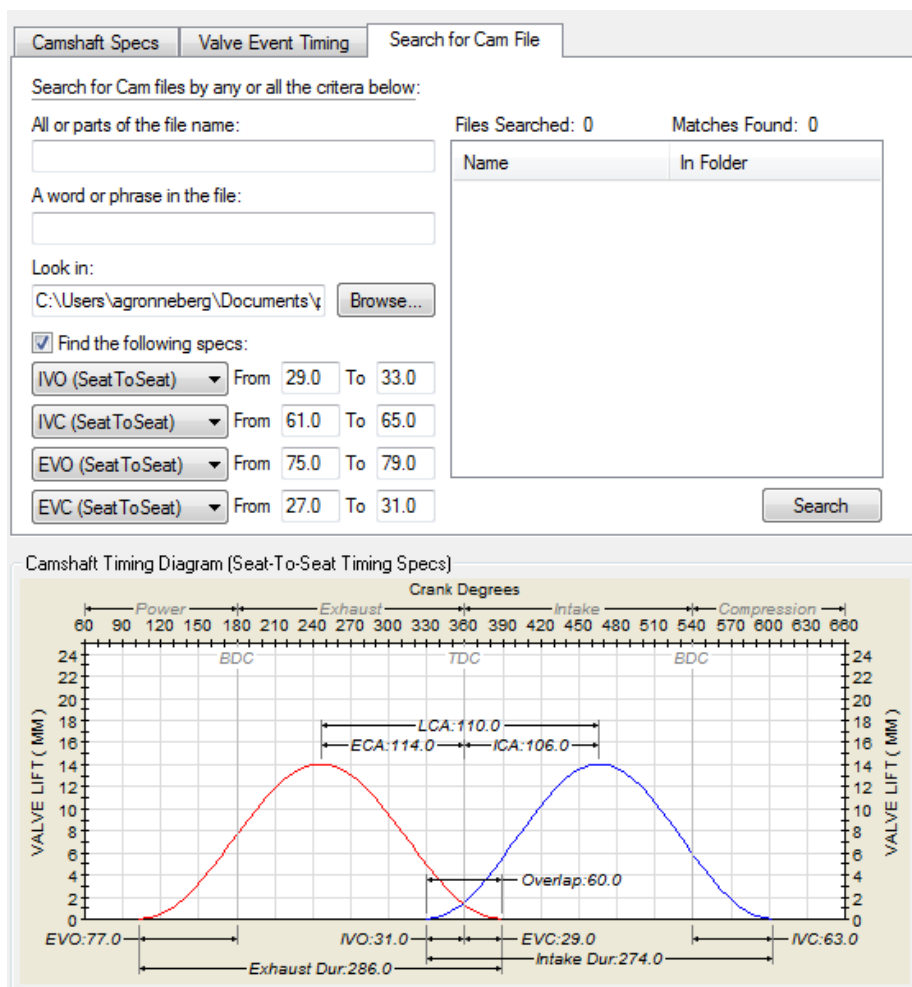


Figura 6.9: (Ingreso de los datos del perfil de la leva modificada en el programa Dynosim Cam manager)

Una vez ingresados los datos vamos a la opción “simulation” y damos clic en Run. En cada uno de los casos nos arrojará las tablas y las curvas resultantes del diseño estándar y nuestro diseño, para poder ser analizadas.

6.2.1. Tablas de desempeño del motor estándar

CALCULATED POWER AND ENGINE PRESSURES					
Engine RPM	Power (Fly)	Torque (Fly)	Int Man Pressure	Vol Eff %	BMEP Pressure
1000	4	22	14.70	40.1	55.4
1500	10	36	14.70	50.8	92.9
2000	16	43	14.69	57.5	110.5
2500	21	44	14.69	59.9	114.5
3000	28	48	14.68	65.4	124.5
3500	36	55	14.67	73.2	140.6
4000	44	58	14.65	78.3	149.5
4500	51	59	14.63	82.0	153.4
5000	57	60	14.61	84.4	153.9
5500	62	59	14.58	86.4	151.7
6000	64	56	14.55	86.3	145.2
6500	65	52	14.53	84.4	135.0
7000	66	50	14.51	83.9	127.6
7500	64	45	14.49	81.3	116.2
8000	63	41	14.47	79.2	106.1
8500	59	37	14.45	76.9	94.5
9000	57	33	14.44	75.0	85.1
9500	52	29	14.42	72.2	73.8
10000	47	25	14.42	69.8	63.8
10500	41	20	14.41	67.4	52.4
11000	34	16	14.40	65.1	42.4
11500	28	13	14.40	63.3	33.5
12000	21	9	14.39	61.1	23.8
12500	14	6	14.38	59.0	14.8
13000	4	2	14.38	56.2	4.5
13500	0	0	14.39	54.1	0.0
14000	0	0	14.39	52.2	0.0
14500	0	0	14.39	50.0	0.0

Figura 6.10: (Tabla de datos sobre el desempeño del motor estándar)

6.2.2. Curvas características del motor estándar

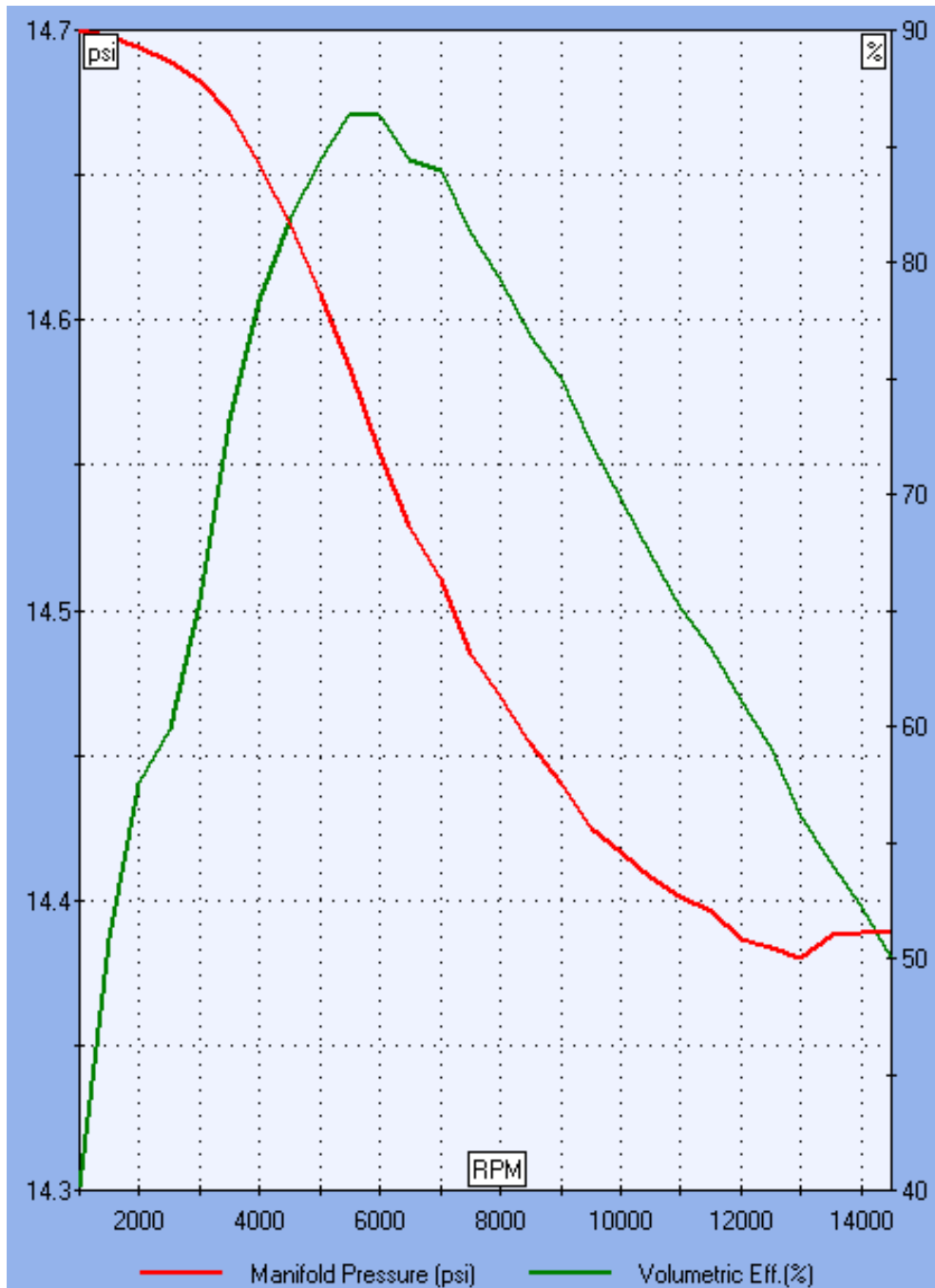


Figura 6.11: (Curva de eficiencia volumétrica y presión en el múltiple de admisión en función de las revoluciones del motor K10A con ejes de levas estándar)

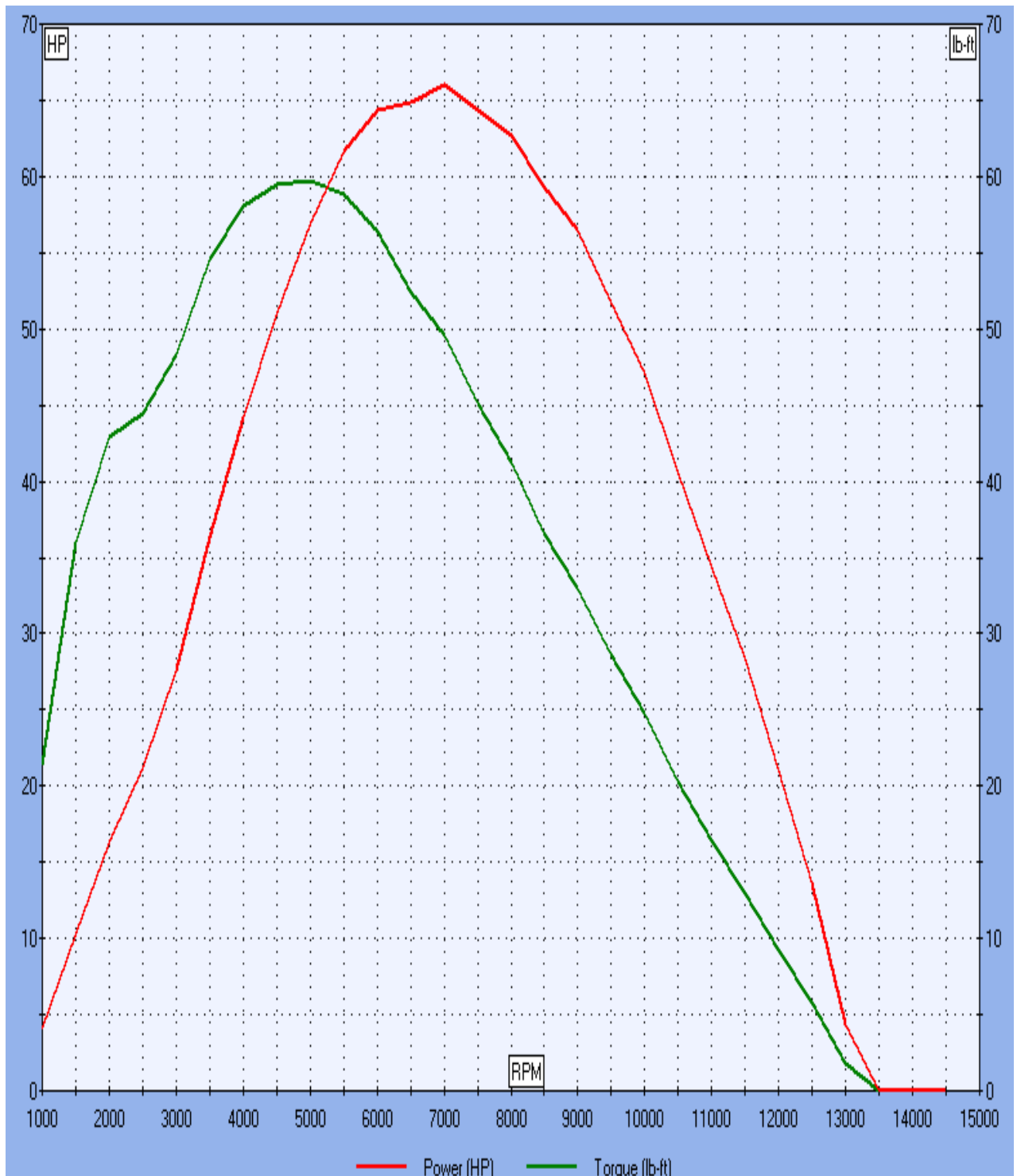


Figura 6.12: (Curva de Torque y potencia en función de las revoluciones del motor K10A con ejes de levas estándar)

6.2.3. Tablas de desempeño del motor modificado

CALCULATED POWER AND ENGINE PRESSURES					
Engine RPM	Power (Fly)	Torque (Fly)	Int Man Pressure	Vol Eff %	BMEP Pressure
1000	8	44	14.70	61.0	113.9
1500	15	52	14.70	65.8	134.8
2000	21	56	14.69	69.1	144.1
2500	28	59	14.68	72.1	152.6
3000	36	64	14.67	77.0	164.2
3500	45	68	14.66	82.2	175.9
4000	52	69	14.64	84.0	176.8
4500	58	68	14.62	85.2	174.4
5000	63	66	14.60	85.6	169.5
5500	66	63	14.58	85.3	161.9
6000	66	58	14.56	82.5	148.3
6500	65	53	14.54	79.9	135.8
7000	64	48	14.53	77.5	123.7
7500	60	42	14.52	73.8	109.1
8000	56	37	14.51	70.4	95.5
8500	52	32	14.51	67.2	82.1
9000	46	27	14.50	63.8	69.0
9500	40	22	14.50	60.5	56.4
10000	33	17	14.50	57.2	44.2
10500	25	13	14.50	54.2	32.4
11000	16	8	14.51	50.9	20.3
11500	8	4	14.51	48.0	9.5
12000	0	0	14.52	44.8	0.0
12500	0	0	14.53	42.1	0.0
13000	0	0	14.54	39.4	0.0
13500	0	0	14.55	36.6	0.0
14000	0	0	14.56	34.1	0.0
14500	0	0	14.57	31.7	0.0

Figura 6.13: (Tabla de datos sobre el desempeño del motor modificado)

6.2.4. Curvas características del motor modificado

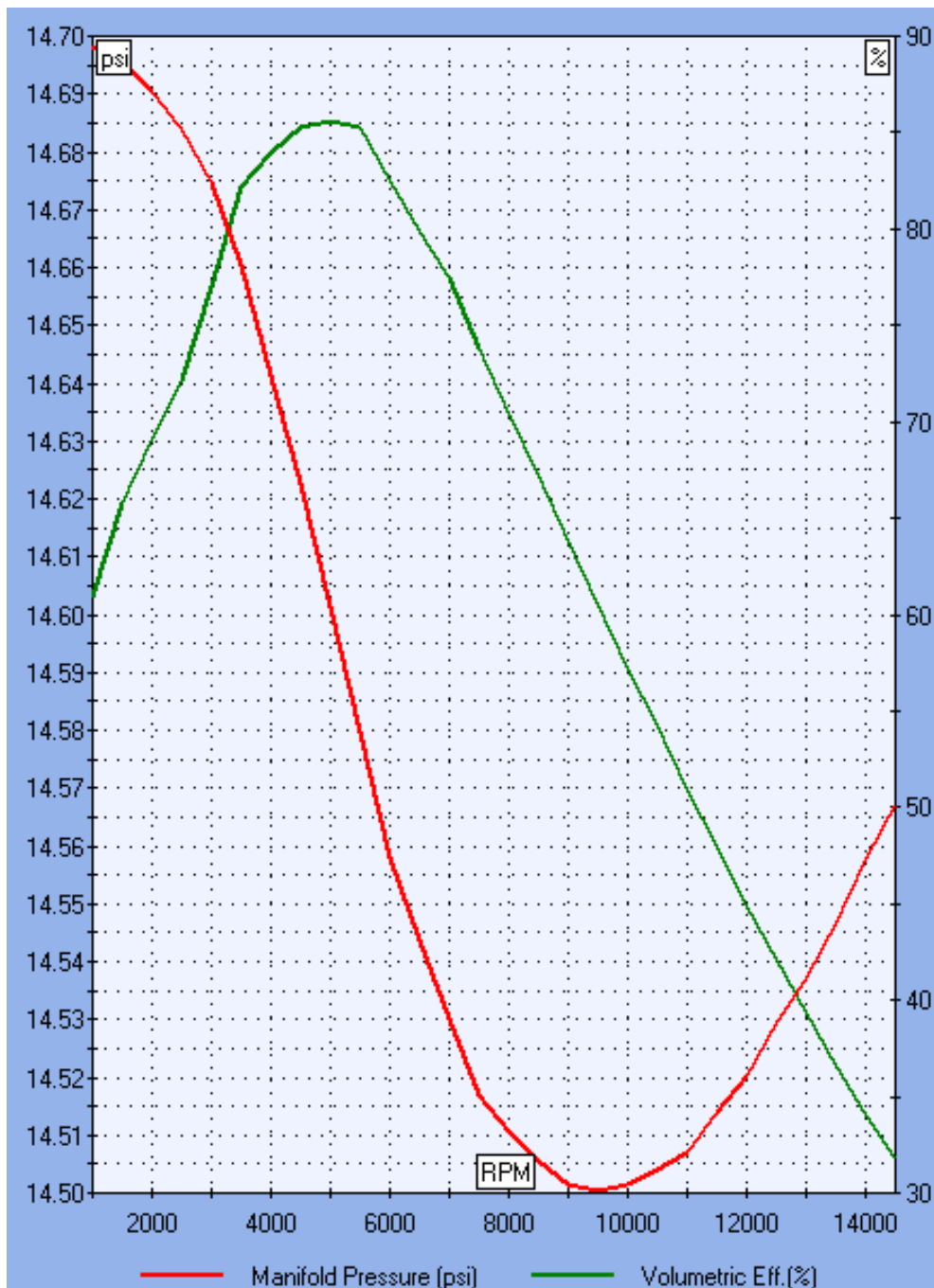


Figura 6.14: (Curva de eficiencia volumétrica y presión en el múltiple de admisión en función de las revoluciones del motor K10A con ejes de levas Modificados)

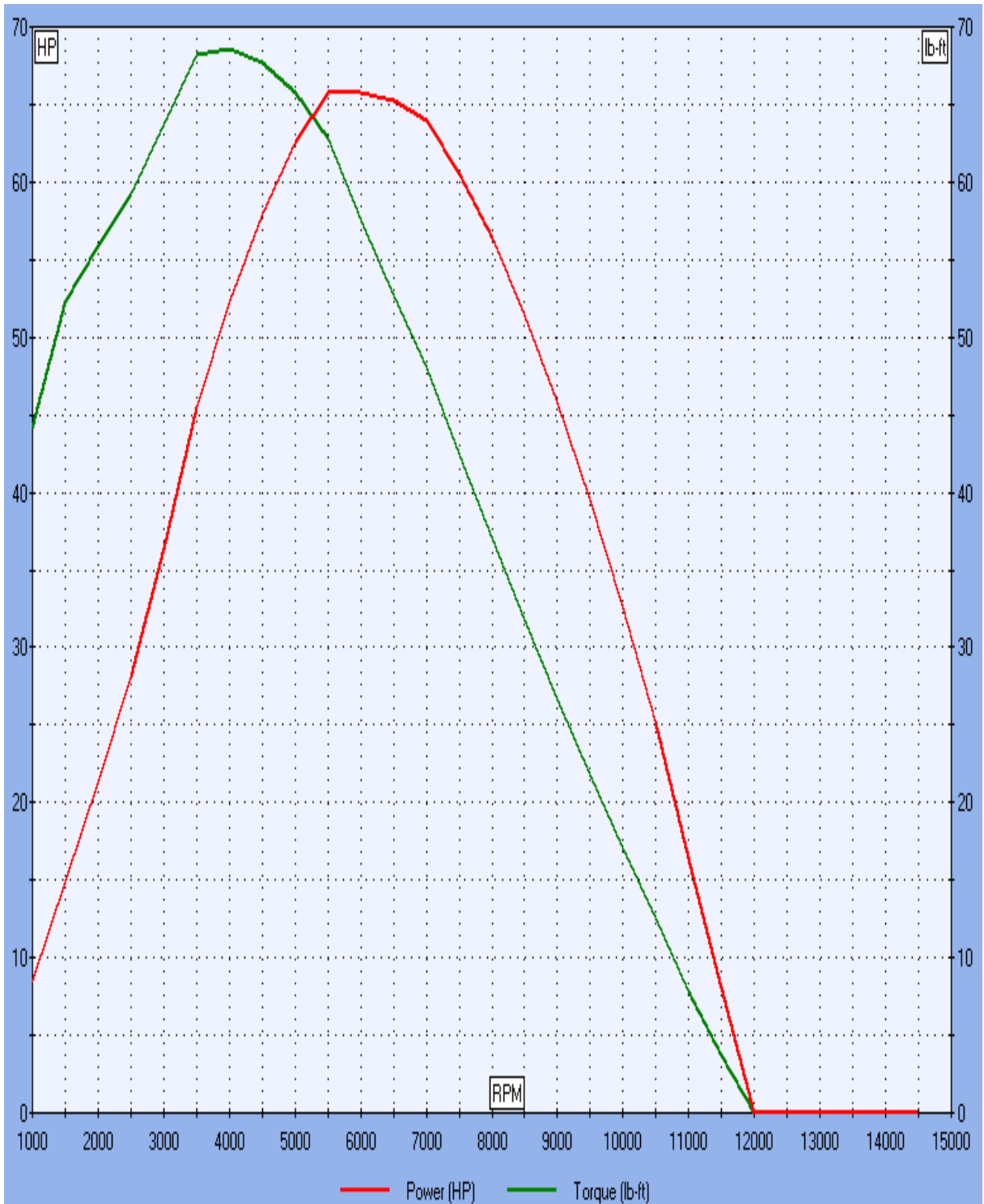


Figura 6.15: (Curva de Torque y potencia en función de las revoluciones del motor K10A con ejes de levas Modificado)

6.3. ANÁLISIS COMPARATIVO

Para comenzar el análisis de resultados final, empezaremos por las tablas de desempeño del motor estándar y el motor modificado:

CALCULATED POWER AND ENGINE PRESSURES						CALCULATED POWER AND ENGINE PRESSURES					
Engine RPM	Power (Fly)	Torque (Fly)	Int Man Pressure	Vol Eff %	BMEP Pressure	Engine RPM	Power (Fly)	Torque (Fly)	Int Man Pressure	Vol Eff %	BMEP Pressure
1000	4	22	14.70	40.1	55.4	1000	8	44	14.70	61.0	113.9
1500	10	36	14.70	50.8	92.9	1500	15	52	14.70	65.8	134.8
2000	16	43	14.69	57.5	110.5	2000	21	56	14.69	69.1	144.1
2500	21	44	14.69	59.9	114.5	2500	28	59	14.68	72.1	152.6
3000	28	48	14.68	65.4	124.5	3000	36	64	14.67	77.0	164.2
3500	36	55	14.67	73.2	140.6	3500	45	68	14.66	82.2	175.9
4000	44	58	14.65	78.3	149.5	4000	52	69	14.64	84.0	176.8
4500	51	59	14.63	82.0	153.4	4500	58	68	14.62	85.2	174.4
5000	57	60	14.61	84.4	153.9	5000	63	66	14.60	85.6	169.5
5500	62	59	14.58	86.4	151.7	5500	66	63	14.58	85.3	161.9
6000	64	56	14.55	86.3	145.2	6000	66	58	14.56	82.5	148.3
6500	65	52	14.53	84.4	135.0	6500	65	53	14.54	79.9	135.8
7000	66	50	14.51	83.9	127.6	7000	64	48	14.53	77.5	123.7
7500	64	45	14.49	81.3	116.2	7500	60	42	14.52	73.8	109.1
8000	63	41	14.47	79.2	106.1	8000	56	37	14.51	70.4	95.5
8500	69	37	14.45	76.9	94.5	8500	52	32	14.51	67.2	82.1
9000	57	33	14.44	75.0	85.1	9000	46	27	14.50	63.8	69.0
9500	52	29	14.42	72.2	73.8	9500	40	22	14.50	60.5	56.4
10000	47	25	14.42	69.8	63.8	10000	33	17	14.50	57.2	44.2
10500	41	20	14.41	67.4	52.4	10500	25	13	14.50	54.2	32.4
11000	34	16	14.40	65.1	42.4	11000	16	8	14.51	50.9	20.3
11500	28	13	14.40	63.3	33.5	11500	8	4	14.51	48.0	9.5
12000	21	9	14.39	61.1	23.8	12000	0	0	14.52	44.8	0.0
12500	14	6	14.38	59.0	14.8	12500	0	0	14.53	42.1	0.0
13000	4	2	14.38	56.2	4.5	13000	0	0	14.54	39.4	0.0
13500	0	0	14.39	54.1	0.0	13500	0	0	14.55	36.6	0.0
14000	0	0	14.39	52.2	0.0	14000	0	0	14.56	34.1	0.0
14500	0	0	14.39	50.0	0.0	14500	0	0	14.57	31.7	0.0

Figura 6.16: (Comparación entre la tabla de desempeño del motor estándar (iz.) con el motor de ejes de levas modificados (der.))

Pues bien, entre el ralentí del motor y las 2500 rpm podemos ver que la potencia (medida en HP) sufre incremento desde las 1500 rpm, en donde empieza un aumento de 5 HP. El incremento en la potencia es debido al substancial incremento sobre todo en la eficiencia volumétrica, el cual llega a su tope en las 2500 rpm, teniendo una mejora en la eficiencia volumétrica del 12.2 %. El incremento en la potencia volumétrica genera a la vez un incremento en la presión media efectiva al freno (Presión media máxima en el interior del cilindro), la cual aumenta 38.1 psi. (2.67 Kgf/cm²) Como todavía el motor se mantiene trabajando dentro de bajas revoluciones, la presión en el múltiple de admisión es prácticamente la presión atmosférica (14.7 psi), por lo cual no

existe vacío aún en la entrada al cilindro, por ende la potencia, la eficiencia volumétrica y la presión media efectiva al freno se ven beneficiadas por el incremento en el tiempo de apertura máxima de la válvula, dado por la modificación en el perfil de la leva, el cual beneficia la rapidez con la que entra aire al cilindro.

Con respecto al torque en bajas revoluciones, sufre un incremento máximo de 15 lb*pie (2.07 Kgf*m), éste aumento es dado directamente por los 38.1 psi (2.67 Kgf/cm²) de incremento en la presión media efectiva al freno, la cual es lograda por el aumento de tiempo de apertura máxima. La presión media efectiva es directamente proporcional a la cantidad de aire que ingresa en el cilindro, la cual fue aumentada por el incremento en la apertura en el tiempo de apertura máxima de la válvula, momento en el cual ingresa la mayor cantidad de aire al cilindro. Es uno de los resultados esperados por la modificación del perfil de las levas.

En el rango medio de revoluciones (entre 3000 y 4500 rpm), el principal cambio con respecto al comportamiento en bajas revoluciones es que existe ya un vacío considerable en el múltiple de admisión, llegando a existir una depresión de 14.62 psi (1.02 Kgf/cm²), una diferencia de 0.08 psi con respecto a la presión atmosférica.

La diferencia de vacío entre el comportamiento del motor con perfiles originales y perfiles modificados es prácticamente nula, esto se debe a que el vacío generado en la cámara de combustión se debe principalmente al traslape entre las válvulas de admisión y escape, el cual viene dado por el ángulo de retraso al cierre de la válvula de escape y el adelanto a la apertura de la válvula de admisión; estos ángulos no fueron modificados en nuestro nuevo eje de levas, por lo cual se confirma nuestra teoría de que la modificación en los perfiles incidirá directamente en el aumento en la presión media efectiva en el motor.

Con respecto a la potencia en el rango medio de revoluciones, se logra que la potencia de 36 HP generada por el motor estándar a las 3500 revoluciones se logre a las 3000 revoluciones en el motor modificado, debido al incremento en

el porcentaje de eficiencia volumétrica, el cual es de 11.6 %. El mismo comportamiento tenemos en las 4000 y 4500 rpm, en las cuales se adelanta casi el valor exacto del motor estándar en el motor modificado. En las 4500 revoluciones logramos un incremento de 7 HP con respecto al motor estándar, debido al gran aumento en el porcentaje de presión media efectiva al freno de 21 psi (1.48 Kgf/cm²). El porcentaje de eficiencia volumétrica solo se aumenta en un 3.2 %.

Con respecto al Torque del motor, en el rango medio de revoluciones tanto para el motor estándar como para el motor con ejes de levas modificados obtenemos el máximo valor de presión media efectiva al freno, esto quiere decir que la mayor cantidad de aire a ser comprimida en la cámara de combustión entra en el rango de las 4500 revoluciones, la cual generará el mayor torque, que en el caso del motor estándar es de 60 lb*pie (8.3 Kgf*m) y en el caso del motor con ejes de levas modificados logramos un valor de 68 lb*pie (9.4 Kgf*m); un incremento de 8 lb*pie (1.1 Kgf*m). Este es otro de los objetivos de nuestro diseño que ha sido resuelto satisfactoriamente.

En altas revoluciones (entre 5000 y 6500 rpm), tal como estipulamos en el capítulo de diseño, no existen variaciones significativas en la potencia del motor, sólo un incremento de 6 HP en el rango de las 5000 rpm; en los siguientes rangos la potencia del motor estándar y modificado son muy similares. La potencia máxima del motor estándar de 65 HP se incrementa a 66 HP. Todos estos resultados fueron analizados correctamente en la etapa de diseño.

Con respecto al torque en altas revoluciones, tal como proyectamos en nuestro diseño, el Torque del motor no sufre grandes variaciones. El aumento en el Torque máximo fue realizado en el rango de medias revoluciones.

Realizando un análisis global, logramos un aumento substancial (7 HP) en el rango de bajas y medias revoluciones, y logramos incrementar el torque en 15 lb*pie (2.07 Kgf*m) promedio en bajas y medias revoluciones; por lo cual se logra optimizar el rendimiento del motor en estos rangos, cumpliendo el objetivo de nuestra tesis satisfactoriamente. El segundo objetivo, incrementar el torque

máximo del motor, se cumplió satisfactoriamente, ya que el torque máximo se incrementó en un valor de 8 lb*pie (1.1 Kgf*m).

Tal como nuestros cálculos nos indicaron, el árbol de levas no sufre mayor incremento en las fuerzas que lo rigen, un ejemplo de ello puede darse comparando la presión media efectiva al freno máxima, la cual genera los mayores esfuerzos en el árbol, la cual sólo sube de 153.4 psi (10.78 Kgf/cm²) a un valor de 174.4 psi (12.26 Kgf/cm²).

Los resultados analizados confirman que las condiciones de diseño fueron cumplidas de manera satisfactoria, avalando el nuevo diseño de los perfiles de las levas. Es necesario realizar el análisis de las gráficas de eficiencia volumétrica y presión en el múltiple en función de las revoluciones del motor, para ver que podemos añadir:

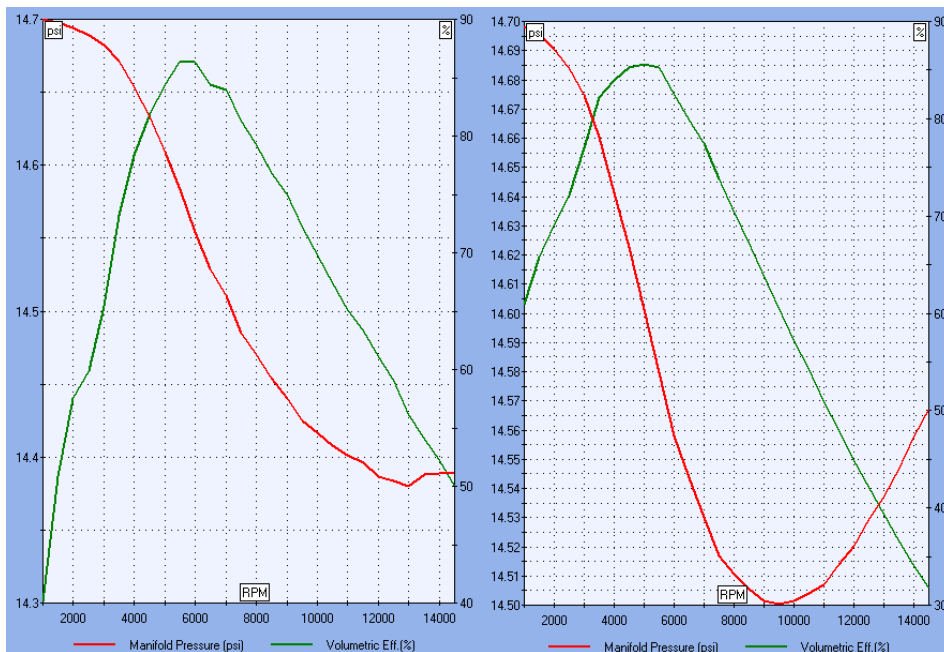


Figura 6.17: (Comparación entre la gráfica de presión en el múltiple de admisión y eficiencia volumétrica en función de las revoluciones del motor estándar (iz.) con el motor de ejes de levas modificados (der.))

La presión en el múltiple de admisión (manifold pressure), como podemos observar en las gráficas, no sufre variación significativa entre el motor estándar

y el motor modificado en el rango de funcionamiento del motor, lo que confirma nuestro diseño y además, la teoría utilizada de que si no variamos los ángulos de adelanto y retraso del cierre y apertura de válvulas no podremos variar entre otras cosas el traslape de válvulas, el cual incide directamente en el vacío generado en el múltiple de admisión, y el cual incide directamente en la rapidez con la que entra el aire al motor sobre todo en medias y altas revoluciones, aumentando sobre todo la potencia máxima del motor.

En cambio el comportamiento de la eficiencia volumétrica (Volumetric eff. %) es en síntesis el motivo por el cual modificamos el perfil de nuestras levas; principalmente por dos motivos, el primero es que al incrementar el tiempo de apertura máxima de las válvulas logramos un incremento en el área de entrada en el momento en el cual ingresa mayor cantidad de aire, por lo cual inmediatamente desde el ralentí como podemos ver tenemos un gran incremento en la eficiencia volumétrica. El segundo motivo es que el momento en el tiempo de apertura máxima es donde existe menor cantidad de resistencia a la entrada de aire hacia la cámara de combustión, es otra de las razones por la cual ingresa mayor cantidad de aire sobre todo en bajas y medias revoluciones, en donde no influye en gran manera el vacío en la cámara en la carrera de admisión.

Para concluir debemos realizar el análisis de las gráficas de potencia y torque en función del número de revoluciones del motor:

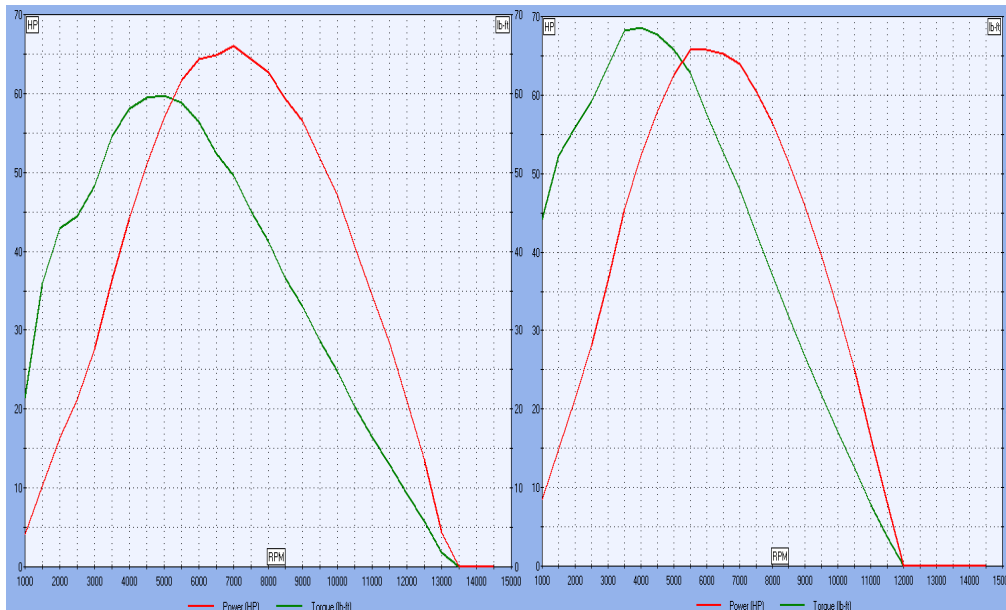


Figura 6.18: (Comparación entre la gráfica de potencia y torque en función de las revoluciones del motor estándar (iz.) con el motor de ejes de levas modificados (der.))

En las últimas gráficas podemos constatar que la potencia tanto del motor estándar y el motor modificado tiene un similar comportamiento, excepto en el ralentí en el cual el motor original empieza con 4HP mientras que el modificado empieza con 9HP. En bajas y medias revoluciones se puede observar el incremento de la potencia del motor modificado en todos sus niveles respecto al original.

Con respecto al torque del motor podemos observar un importante cambio fruto del nuevo diseño en los perfiles de las levas; en ralentí el motor estándar empieza con alrededor de 9 lb*pie (1.24 Kgf*m), mientras que el motor con ejes de levas modificado empieza con un torque de 45 lb*pie (6.22 Kgf*m); esta es la mejora de mayor grado que pudimos realizar con la modificación de los perfiles de levas.

El valor de torque se incrementó hasta las 4000 rpm en donde llegamos al torque máximo en los dos casos; en el motor estándar alcanza un valor de 60

lb*pie (8.3 Kgf*m), mientras que en el motor modificado alcanzamos un valor de 68 lb*pie (9.4 Kgf*m).

Ya con todos los datos podemos realizar la cartilla de datos del motor K10A DOHC del Chevrolet Alto con árboles de levas modificados:

Tabla 6.1: (Parámetros técnicos del motor K10A DOHC del Chevrolet Alto con ejes de levas modificados)

General	Tipo	K10A DOHC
	Posición	Transversal
	Desplazamiento	996 CC
	No. Cilindros	4 en línea
	No. Válvulas	16
	Alimentación	SFI (MPFI Secuencial)
	Diámetro por carrera	68 * 6,6 mm
	Potencia Neta	66 Hp @ 6500 rpm
	Torque neto (Din)	9.4 Kg.- M @ 4000 rpm
	Relación de compresión	10,0 : 1

	Gasolina	Súper
	Velocidad máxima	155 Km./h
Sistema de Encendido	Distribuidor	Con encendido Electrónico
Sistema de Combustible	Bomba de gasolina	Eléctrica
	Filtro de aire	De papel reemplazable
	Filtro Combustible	De papel reemplazable
Filtro de aceite		Flujo completo reemplazable

Luego del análisis comparativo podemos afirmar que nuestro diseño cumplió con las expectativas deseadas, demostrando que la teoría y los conocimientos obtenidos en la universidad han sido suficientes para poder formar nuestro criterio y capacidad de análisis técnico, lo cual fue plasmado exitosamente en los resultados obtenidos en la optimización del motor K10A del Chevrolet Alto. Nos sentimos orgullosos y seguros de nuestro diseño y sus resultados.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

7.1. ANTECEDENTES.

El [análisis](#) económico financiero del proyecto constituye la técnica matemático-financiera y analítica, a través de la cual se determinan los beneficios o pérdidas en los que se puede incurrir al pretender realizar una [inversión](#) u alguna otro [movimiento](#), en donde uno de sus [objetivos](#) es obtener resultados que apoyen la toma de decisiones referente a actividades de inversión. Asimismo, al analizar los proyectos de inversión se determinan los [costos](#) de oportunidad en que se incurre al invertir al momento para obtener beneficios al instante, mientras se sacrifican las posibilidades de beneficios futuros, o si es

posible privar el beneficio actual para trasladarlo al futuro, al tener como base específica para las [inversiones](#) que se pretenden realizar.

Una de las evaluaciones que deben de realizarse para apoyar la toma de decisiones en lo que respecta a la inversión de un [proyecto](#), es la que se refiere a la [evaluación](#) financiera, que se apoya en el [cálculo](#) de los aspectos financieros.

Por lo que para el proyecto se estimará que se realizarán 288 árboles de leva al año, tomando en cuenta que se trabajará de lunes a sábado y que el tiempo de elaboración es de 11 horas.

7.2 PRESUPUESTOS.

Mediante el presupuesto que no es más que un plan de acción dirigido a cumplir una meta prevista, expresada en términos financieros que debe cumplirse en un determinado tiempo.

El presupuesto comprende todo el cuadro de renovación de máquina y equipo que se van depreciando por uso constante y los medios intangibles orientados a proteger las inversiones realizadas.

7.2.1 Presupuestos de inversión

Se puede decir que el presupuesto de inversión comprende todo el cuadro de renovación de máquina y equipo que se han depreciado por su uso constante y los medios intangibles orientados a proteger las inversiones realizadas, ya sea por altos costos o por razones que permitan asegurar el proceso productivo.

El contar con un presupuesto en el proyecto ayudará a controlar de alguna manera los gastos incurridos en el mismo, también se puede decir que el presupuesto garantizará de alguna forma que se adopten las medidas necesarias para que en la ejecución del proyecto se pueda cumplir los objetivos.

7.2.2. Presupuesto de inversión en activos fijos

Inversiones en activos fijos son todas aquellas que se realizan en los bienes tangibles que se utilizarán para poder realizar el servicio de transporte a las personas que lo requieren y cumplir de esta manera con los objetivos del proyecto.

Para la ejecución del proyecto tomamos en cuenta los siguientes rubros en activos fijos:

Tabla 7.1: (Costos de Adecuación)

COSTOS DE ADECUACIÓN DÓLARES

RUBRO	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Adecuaciones	1	\$ 300,00	\$ 300,00
Elaboración e Instalación de Rótulos	2	\$ 80,00	\$ 160,00
TOTAL			\$ 460,00

Tabla 7.2: (Costos de muebles y enseres)

COSTOS DE MUEBLES Y ENSERES DÓLARES

DETALLE	CANTIDAD Unidades	COSTO UNITARIO \$	COSTO TOTAL \$	AÑOS DE VIDA ÚTIL
Sillas	10	\$ 15,00	\$ 150,00	10 años
Escritorio	3	\$ 140,00	\$ 420,00	10 años
Archivador vertical de tres gavetas	1	\$ 50,00	\$ 50,00	10 años
Total Muebles y Enceres			\$ 620,00	

Tabla 7.3: (Costos de equipo de computación)

COSTO DE EQUIPOS DE COMPUTACIÓN DÓLARES

DETALLE	CANTIDAD Unidades	COSTO UNITARIO \$	COSTO TOTAL \$	AÑOS DE VIDA ÚTIL
Computadores	1	\$ 525,89	\$ 525,89	3 años
Impresoras y scanner y copiadora (multifuncional)	1	61,61	\$ 61,61	3 años
Total Equipo de computo			\$ 587,50	

Tabla 7.4: (Costos de equipo de oficina)

**COSTOS EQUIPOS DE OFICINA
DÓLARES**

DETALLE	CANTIDAD UNIDADES	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO TOTAL (\$)	AÑOS DE VIDA ÚTIL
Fax	1	70,00	50,00	5 años
Teléfono	2	20,00	40,00	5 años
Sumadora	1	28,58	28,58	5 años
Reloj	2	10,00	20,00	5 años
Total equipo de oficina			138,58	

Tabla 7.5: (Costos de maquinaria)

**COSTOS DE MAQUINARIA
DÓLARES**

DETALLE	CANTIDAD Unidades	COSTO UNITARIO \$	COSTO TOTAL \$	AÑOS DE VIDA ÚTIL
TORNO CNC	1	\$ 62.000,00	\$ 62.000,00	10 años
FRESA CN CON CUATRO EJES DE MOVIMIENTO	1	\$ 125.000,00	\$ 125.000,00	10 años
TOTAL MAQUINARIA			\$ 187.000,00	

Por lo tanto el presupuesto total de inversión fija es el siguiente:

Tabla 7.6: (Presupuestos de activos fijos)

PRESUPUESTO DE ACTIVOS FIJOS

DETALLE	CANTIDAD	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL	AÑOS DE VIDA ÚTIL
1) MUEBLES Y ENSERES				
Sillas	10	\$ 15,00	150	10 años
Escritorio	3	\$ 140,00	420	10 años
Archivador vertical de tres gavetas	1	50	50	10 años
total muebles y enseres		\$ 205,00	620	
2) EQUIPO DE OFICINA				
Fax	1	70	70	5 años
Teléfono	2	20	40	5 años
Sumadora	1	28,58	28,58	5 años
Reloj	2	10	20	
Total equipo de oficina			158,58	
5) EQUIPO DE COMPUTACIÓN				
Computadores	1	525,89	525,89	3 años
Impresoras y scanner	1	61,61	61,61	3 años
Total Equipo de computo			587,5	
6) CONSTRUCCIÓN E INSTALACIONES				
Construcción e instalaciones		\$ 460,00	\$ 460,00	20 años
7) MAQUINARIA				
TORNO CNC	1	\$ 62.000,00	\$ 62.000,00	10 años
FRESA CN CON CUATRO EJES DE MOVIMIENTO	1	\$ 125.000,00	\$ 125.000,00	10 años
Total Maquinaria			\$ 187.000,00	
TOTAL ACTIVOS FIJOS			\$ 188.826,08	

El método de depreciación que se va a utilizar es el método de línea recta, en el cual; “²³En el método de depreciación en línea recta se supone que el activo se desgasta por igual durante cada periodo contable. Este método se usa con frecuencia por ser sencillo y fácil de calcular. “EL método de la línea recta se basa en el número de años de vida útil del activo, de acuerdo con la fórmula:

Método de línea recta:

$$\text{deprec.anual} = \frac{\text{costo total} - \text{valor residual}}{\text{vida útil}}$$

Figura 7.1: (Cálculo de depreciación anual de activos fijos)

²³ Richard T. Arlen.

Hay que tomar en cuenta que para el cálculo del valor de desecho se lo realiza en base a los porcentajes de a la siguiente tabla, dependiendo el activo fijo del cual se trate:

Tabla 7.7: (Porcentajes de depreciación de los activos fijos)

CONCEPTO	Anual	Años
inmuebles (excepto terreno),	5%	20
Instalaciones, maquinarias, equipos y muebles	10%	10
vehículos, equipos de transporte y equipo caminero móvil	20%	5
equipos de computación y software	33%	3

Por lo que la depreciación de activos fijos para los dos años del proyecto es el siguiente:

Tabla 7.8: (Cálculo de la depreciación de los activos fijos)

CÁLCULO DE LA DEPRECIACIÓN DEL ACTIVO FIJO				
			AÑOS	
DETALLE	VIDA ÚTIL	VALOR COMPRA	1	2
1) MUEBLES Y ENSERES				
Sillas	10 años	150	13,5	13,5
Escritorio	10 años	\$ 420,00	\$ 37,80	\$ 37,80
Archivador vertical de tres gavetas	10 años	\$ 50,00	\$ 4,50	\$ 4,50
2) EQUIPO DE OFICINA				
Fax	5 años	70,00	12,6	12,6
Teléfono	5 años	40,00	7,2	7,2
3) EQUIPO DE COMPUTACIÓN				
Computadores	3 años	\$ 525,89	\$ 117,45	117,45
Impresoras y scanner	3 años	\$ 61,61	\$ 13,76	13,76

4) CONSTRUCCIÓN E INSTALACIONES				
Construcción e instalaciones	20 años	\$ 460,00	\$ 21,85	\$ 21,85
7) MAQUINARIA				
TORNO CNC	10 años	\$ 62.000,00	\$ 5.580,00	\$ 5.580,00
FRESA CN CON CUATRO EJES DE MOVIMIENTO	10 años	\$ 125.000,00	\$ 11.250,00	\$ 11.250,00
Total Maquinaria				
Total Maquinaria			\$ 17.058,66	\$ 17.058,66

7.2.3 Presupuesto en activos diferidos

Las inversiones en activos diferidos son todas aquellas que se realizan sobre activos constituidos por los servicios o derechos adquiridos necesarios para la puesta en marcha del proyecto.

Tabla 7.9: (Presupuesto de inversión en activos diferidos)

**PRESUPUESTO DE INVERSIÓN EN ACTIVOS DIFERIDOS
(DÓLARES)**

ACTIVOS INTANGIBLES	VALOR TOTAL \$
GASTOS DE CONSTITUCIÓN	\$ 120,00
PATENTE	\$ 20,00
PUBLICIDAD INICIAL	\$ 560,00
TOTAL ACTIVOS INTANGIBLES	\$ 700,00

Para el presente proyecto los gastos fueron amortizados para un tiempo de 2 años:

Tabla 7.10: (Cálculo de amortización de activos diferidos)

CÁLCULO DE AMORTIZACIÓN DE ACTIVOS DIFERIDOS				
ACTIVO DIFERIDO	PORCENTAJE	VALOR ANUAL	AÑOS	
			1	2
Gastos de constitución	20%	\$ 120,00	\$ 24,00	\$ 24,00
Patente	20%	\$ 20,00	\$ 4,00	\$ 4,00
Publicidad inicial	20%	\$ 560,00	\$ 112,00	\$ 112,00
TOTAL AMORTIZACIÓN			\$ 140,00	\$ 140,00

7.2.4. Capital de Trabajo

El capital de trabajo es la inversión de una empresa en activos a corto plazo (efectivo, valores negociables, cuentas por cobrar e inventarios).

El capital de trabajo neto se define como los activos circulantes menos los pasivos circulantes; estos últimos incluyen préstamos bancarios, papel comercial y salarios e impuestos acumulados. Siempre que los activos superen a los pasivos, la empresa tendrá capital neto de trabajo, casi todas las compañías actúan con un monto de capital neto de trabajo, el cual depende en gran medida del tipo de industria a la que pertenezca; las empresas con flujo de efectivo predecibles, como los servicios eléctricos, pueden operar con un capital neto de trabajo negativo, si bien la mayoría de las empresas deben mantener niveles positivos de este tipo de capital.

La mano de obra dentro del proyecto es muy importante para el manejo de la maquinaria, por lo que se contará con personal altamente capacitado, a continuación se presenta el presupuesto de mano de obra:

Tabla 7.11: (Presupuesto de mano de obra)

PERSONAL	CANTIDAD	SUELDO	TOTAL MENSUAL	DÉCIMO TERCERO	DÉCIMO CUARTO	12.15% APOORTE PATRONAL	TOTAL INGRESOS	TOTAL ANUAL
Gerente	1	2.000,00	2.000,00	2.000,00	220,00	243,00	4.463,00	53.556,00
Asistente	1	400,00	400,00	400,00	220,00	48,60	1.068,60	12.823,20
Operadores	2	300,00	600,00	600,00	440,00	72,90	1.712,90	20.554,80
TOTAL		2.700,00	2.400,00	3.000,00	880,00	364,50	7.244,50	86.934,00

Es importante mencionar que el rubro de los materiales e insumos por cada árbol de levas realizado es de \$730,00, por lo tanto si al mes se realizan 24 piezas tenemos que se requieren 17.520,00 mensuales, el valor de materiales por cada pieza se desglosa de la siguiente manera:

Tabla 7.12: (Valores de material e insumos utilizados en la construcción del árbol de levas)

DETALLE	CANT.	VALOR UN.	VALOR TOTAL
---------	-------	-----------	-------------

Acero 4340 (Kg.)	31,073	\$ 5,00	\$ 155,37
Cuchillas de trunzado	2	\$ 25,00	\$ 50,00
Cuchillas para desbaste	3	\$ 20,00	\$ 60,00
Cuchillas acabado	2	\$ 25,00	\$ 50,00
Madera para prototipo	1	\$ 5,00	\$ 5,00
Fresas de desbaste	1	\$ 45,00	\$ 45,00
Fresas de acabado	1	\$ 60,00	\$ 60,00
Brocas	2	\$ 15,00	\$ 30,00
Refrigerante (galón)	2	\$ 40,00	\$ 80,00
Lijas	20	\$ 0,50	\$ 10,00
Software de simulación	1	\$ 310,00	\$ 310,00
Aceite de motor (galón)	1	\$ 20,00	\$ 20,00
VALOR TOTAL		\$ 570,50	\$ 866,37

Tabla 7.13: (Presupuesto de capital de trabajo)

PRESUPUESTO DEL CAPITAL DE TRABAJO	
CONCEPTO	30 DÍAS
Sueldos y salarios	2.700,00
Insumos y materiales	17.520,00
Arriendo	300
Servicios básicos	500
suministros de limpieza	60
Útiles de oficina	35
TOTAL CAPITAL DE TRABAJO	21.115,00

Por lo tanto para que el proyecto pueda realizar mensualmente sus operaciones se necesita de \$21.115,00.

Tabla 7.14: (Presupuesto de inversión)

PRESUPUESTO DE INVERSIÓN			
DETALLE	VALOR	SUBTOTAL	TOTAL
MUEBLES Y ENSERES	\$ 620,00		
EQUIPOS DE OFICINA	\$ 158,58		
EQUIPOS DE COMPUTACIÓN	\$ 587,50		
CONSTRUCCIÓN E INSTALACIONES	\$ 460,00		
TORNO CNC	\$ 62.000,00		

FRESA CN CON CUATRO EJES DE MOVIMIENTO	\$ 125.000,00		
TOTAL ACTIVOS FIJOS		\$ 188.826,08	
GASTO DE CONSTITUCIÓN	\$ 120,00		
PATENTE	\$ 20,00		
PUBLICIDAD INICIAL	\$ 560,00		
TOTAL ACTIVOS INTANGIBLES		\$ 700,00	
TOTAL ACTIVOS			\$ 189.526,08
CAPITAL DE TRABAJO		21.115,00	
TOTAL INVERSIONES			\$ 210.641,08

7.2.5. Financiamiento

El financiamiento de la empresa se llevara a cabo a través de la Corporación Financiera Nacional a 5 años plazo, con una tasa de interés del 10.5%, por lo que la estructura del financiamiento se presenta de la siguiente manera:

Tabla 7.15: (Estructura de financiamiento)

ESTRUCTURA DE FINANCIAMIENTO	
	VALOR
30% recursos propios	63.192
70% financiamiento	147.449
TOTAL INVERSIONES	210.641

MONTO	INTERÉS	AÑOS
147.449	10,50%	5

AÑOS	PRÉSTAMO	INTERÉS	AMORTIZACIÓN	A + I	SALDO DEUDOR
1	147.449	15.482	29.490	44.972	117.959
2	117.959	12.386	29.490	41.875	88.469
3	88.469	9.289	29.490	38.779	58.980
4	58.980	6.193	29.490	35.683	29.490
5	29.490	3.096	29.490	32.586	0

7.2.7. Presupuesto de Operación

Son estimados que en forma directa en el proceso tiene que ver con la parte Neurológica de la Empresa, es decir todos los gastos que incurre hasta poder ofertar el servicio.

7.2.8. Presupuestos de Ingresos

El presupuesto de ingresos se encuentra basado a través del establecimiento del volumen de personas que viajen en estas rutas durante un periodo determinado.

Otro dato muy importante que se debe mencionar, es que el proyecto se encuentra planificado cubrir la demanda insatisfecha.

Para el presente proyecto se estima que se tendrá una tasa de crecimiento del 1% anual, por que el presupuesto de ingresos del proyecto por los dos años se presenta de la siguiente forma:

Tabla 7.16: (Presupuesto de ingresos)

Detalle	Valor Unitario	Cant. Año 1	Cant. Año 2
De árboles de leva	\$ 1.000,00	288	291
TOTAL INGRESOS		\$ 288.000,00	\$ 491.000,00

7.2.9. Presupuesto de Egresos

Es la representación ordenada y clasificada de los gastos que dentro del proyecto se debe realizar en un año para cumplir con sus funciones. El Presupuesto de Egresos constituye el programa anual de gastos de la empresa.

Tabla 7.17: (Presupuesto de egresos)

PRESUPUESTOS DE EGRESOS		
PRESUPUESTO DE EGRESOS		
CONCEPTO	1	2

GASTOS ADMINISTRATIVOS		
Sueldos y beneficios	86.934	86.934
Útiles de oficina	420	420
Amortización Act. Diferidos	140	140
Depreciación	17.059	17.059
Servicios básicos	6.000	6.000
Arriendo	3.600	3.600
Insumos y materiales	210.240	210.240
Suministros de limpieza	720	720
Otros egresos	150	150
GASTOS DE VENTA		
Gastos de publicidad	560	560
GASTOS FINANCIEROS		
Intereses pagados	15.482	12.386
Servicios de la deuda	44.972	41.875
TOTAL EGRESOS	386.277	380.084

7.3. ESTADOS FINANCIEROS

“Los Estados Financieros de una Empresa cualquiera sea su naturaleza proporcionan a esta una información útil que les permita operar con eficiencia ante cual consideración es necesario de tener un registro de los acontecimientos históricos, en otras palabras desarrollar la Contabilidad en moneda nacional con la finalidad de proporcionar información financiera de la empresa y a terceras personas. Son cuadros comparativos en un periodo determinado en el cual están reflejados el movimiento económico de una empresa.”²⁴

7.3.1 Estado de Resultados (Pérdidas y Ganancias).

El estado de resultado o estado de pérdidas y ganancias es un documento contable que muestra detalladamente y ordenadamente la utilidad o pérdida del ejercicio.

Tabla 7.18: (Estado de resultados)

ESTADO DE RESULTADOS		
DETALLE	AÑOS	
	1	2

²⁴ www.mailxmail.com/curso/empresa/estadosfinancieros/capitulo1.htm

INGRESOS OPERACIONALES		
Ingresos	\$ 449.280	\$ 453.773
TOTAL INGRESOS	449.280,00	453.772,80
(-) GASTOS ADMINISTRATIVOS		
Sueldos y beneficios	86.934,00	86.934,00
Útiles de oficina	420,00	420,00
Amortización Act. Diferidos	140,00	140,00
Depreciación	17.058,66	17.058,66
Servicios básicos	6.000,00	6.000,00
Arriendo	3.600,00	3.600,00
Insumos y materiales	210.240,00	210.240,00
Suministros de limpieza	720,00	720,00
Otros egresos	150,00	150,00
TOTAL GASTOS ADMINISTRATIVOS	325.262,66	325.262,66
(-) GASTOS DE VENTA		
Gastos de publicidad	560,00	560,00
TOTAL GASTOS DE VENTA	560,00	560,00
= UTILIDAD OPERACIONAL	123.457,34	127.950,14
GASTOS FINANCIEROS		
Intereses pagados	15.482,12	12.385,70
TOTAL GASTOS FINANCIEROS	15.482,12	12.385,70
= UTILIDAD ANTES DE PARTICIPACIÓN	107.975,22	115.564,45
15 % Útil. Trabajadores	16.196,28	17.334,67
= UTILIDAD ANTES DE IMPUESTOS	91.778,94	98.229,78
25 % Impto. A la renta	22.944,73	24.557,44
= UTILIDAD NETA	68.834,20	73.672,33

7.3.2 Flujos Netos de Fondos

“La proyección del flujo de fondos constituye uno de los elementos más importantes del estudio de un proyecto, ya que la evaluación del mismo se efectuará sobre los resultados que en ella se determinen. La información básica para realizar esta proyección está contenida en los estudios de mercado, técnico y organizacional”²⁵

Tabla 7.19: (Flujo neto de fondos con financiamiento)

FLUJO NETO DE FONDOS CON FINANCIAMIENTO			
	AÑOS		
A. INGRESOS OPERACIONALES	0	1	2
TOTAL		\$ 449.280	\$ 453.773
B. EGRESOS OPERACIONALES			
Sueldos y beneficios		86.934,00	86.934,00
Útiles de oficina		420,00	420,00

²⁵ SAPAG, Nassir. Preparación y evaluación de proyectos.

Servicios básicos		6.000,00	6.000,00
Arriendo		3.600,00	3.600,00
Suministros de limpieza		720,00	720,00
Otros egresos		150,00	150,00
Gastos de publicidad		560,00	560,00
TOTALES		98.384,00	98.384,00
C. FLUJO OPERACIONAL (A-B)		350.896,00	355.388,80
D. INGRESOS NO OPERACIONALES			
Crédito a largo plazo	210.641,08		
TOTALES	210.641,08	0,00	0,00
E. EGRESOS NO OPERACIONALES			
Pago de intereses		15.482,12	12.385,70
Servicio de la deuda		44.971,87	41.875,45
15% utilidades		16.196,28	17.334,67
25% impto Renta		22.944,73	24.557,44
Inversión en Activo Fijo	188.826,08		
Inversión en Activo Diferido	700,00		
Capital de trabajo	21.115,00		
TOTALES	210.641,08	99.595,01	96.153,25
FLUJO DE FONDOS	0,00	251.300,99	259.235,55

7.4. EVALUACIÓN FINANCIERA

“Define Desde el punto de vista de un inversionista, si los ingresos que recibe son superiores A LOS DINEROS QUE APORTA. Se basa en las sumas de dinero que el inversionista recibe, entrega o deja de recibir y emplea precios del mercado o precios financieros para estimar las inversiones, los ingresos que generan el proyecto”²⁶

7.4.1 Criterios de Evaluación

7.4.1.1 Del proyecto con financiamiento

²⁶ Arboleda

Primeramente es necesario aclarar de qué se trata la tasa de descuento ya que es un aspecto muy importante para determinar la tasa mínima aceptable de rendimiento

”Su valor siempre estará basado en el riesgo que corra la empresa en forma cotidiana en sus actividades productivas y mercantiles. No hay que olvidar que la prima de riesgo es el valor en que el inversionista desea que crezca su inversión por encima de la inflación, es decir, la prima de riesgo indica el crecimiento real del patrimonio de la empresa.”²⁷

Por lo tanto tomando en cuenta los siguientes factores se determina que la tasa de descuento es:

Tabla 7.20: (Tasa de descuentos)

Inflación	4,44%
Tasa pasiva referencial	5,16%
Premio al riesgo	12,94%
TASA DE DESCUENTO	22,54%

Tabla 7.21: (Cálculo de la TMAR (Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento))

Cálculo de la TMAR

DETALLE	% APORTACIÓN	TASA	PONDERACIÓN
RECURSOS PROPIOS	30%	22,54%	6,76%
FINANCIAMIENTO	70%	10,50%	4,69%
TMAR GLOBAL			11,45%

La Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento de la Inversión, es de 11.45%, lo que significa que ese es el rendimiento mínimo que deberá ganar la empresa para cubrir lo que desean los inversionistas sobre el valor de recursos propios y el 10.45% de interés del financiamiento.

7.4.1.2 Valor Actual Neto (VAN)

²⁷ Iván Escalona Moreno E.

“Por Valor Actual Neto de una inversión se entiende la suma de los valores actualizados de todos los flujos netos de caja esperados del proyecto, deducido el valor de la inversión inicial.”²⁸

Si un proyecto de inversión tiene un VAN positivo, el proyecto es rentable. Entre dos o más proyectos, el más rentable es el que tenga un VAN más alto. Un VAN nulo significa que la rentabilidad del proyecto es la misma que colocar los fondos en él invertidos en el mercado con un interés equivalente a la tasa de descuento utilizada.

La única dificultad para hallar el VAN consiste en fijar el valor para la tasa de interés, existiendo diferentes alternativas.”

Para el cálculo del Valor Actual Neto del proyecto se utilizó una tasa de descuento del 22.54% y la fórmula de cálculo es la siguiente:

Tabla 7.22: (Cálculo del VAN (Valor Actual Neto).)

AÑOS	FLUJO DE EFECTIVO
0	-210.641
1	251.301
2	259.236
VAN	223.548

Por lo tanto el VAN al ser mayor a cero quiere decir que el proyecto posee un flujo actualizado positivo, se recupera el capital invertido más un beneficio.

Hay un excedente real a la tasa de interés deseada.

De acuerdo a los resultados obtenidos se puede observar que la inversión es aceptable.

²⁸ Luis Garrido Martos

El VAN del inversionista es de \$ 223.548 dólares, que demuestra la viabilidad del proyecto con una tasa de descuento del 11.45%. Lo que quiere decir que el proyecto proporciona más de lo exigido, llegando por tanto a ser rentable.

7.8.1.3. Tasa Interna de Retorno (TIR).

²⁹“Se denomina Tasa Interna de Rentabilidad (TIR.) La tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (VAN.) de una inversión sea igual a cero. (VAN. =0).

Este método considera que una inversión es aconsejable si la TIR. Resultante es igual o superior a la tasa exigida por el inversor, y entre varias alternativas, la más conveniente será aquella que ofrezca una TIR. mayor.

La TIR. es un indicador de *rentabilidad relativa del proyecto*, por lo cual cuando se hace una comparación de tasas de rentabilidad interna de dos proyectos no tiene en cuenta la posible diferencia en las dimensiones de los mismos. Una gran inversión con una TIR. baja puede tener un VAN. Superior a un proyecto con una inversión pequeña con una TIR. elevada. “

Tabla 7.23: (Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno))

AÑOS	FLUJO DE EFECTIVO
0	-210.641,08
1	251.300,99
2	259.235,55
TIR	86%

CAPÍTULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

²⁹ <http://www.zonaeconomica.com/inversion/metodos>

8.1 CONCLUSIONES

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

- El sistema de distribución de un motor con dos árboles de leva en la culata, o sistema DOHC presenta claras ventajas respecto al sistema OHV (un árbol de levas para admisión y escape). Mediante el sistema, el accionamiento de la válvula es más directo a través de los propulsores; y son estos mecanismos de la distribución que permiten una mejor modificación en los perfiles de las levas, pues al transmitir el movimiento de forma directa hacia la válvula logra menor cantidad de vibraciones porque reducen los efectos de la inercia. De este modo se puede alcanzar un número de revoluciones más alto sin que quede afectado el diagrama de la distribución y haciéndolo más silencioso.

MODIFICACIÓN DEL PERFIL DE LA LEVA.

- A través del cálculo matemático desarrollando una ecuación polinómica de grado 14 se evaluó el comportamiento de la leva cinemática y dinámicamente, para en función de ello realizar la modificación adecuada sin afectar el diagrama de distribución en los ángulos de apertura y cierre de válvulas.
- La modificación el perfil de la leva fue netamente geométrica, haciendo que la cresta de la leva sea más redondeada permitiendo que el torque del motor en bajas revoluciones, sufra un incremento máximo de 15 lb*pie (2.07 Kgf*m), éste aumento es dado directamente por los 38.1 psi (2.67 Kgf/cm²) de incremento en la presión media efectiva al freno, la cual es lograda por el aumento de tiempo de apertura máxima. Debido a que la presión media efectiva es directamente proporcional a la cantidad de aire que ingresa en el cilindro, ésta fue aumentada por el incremento en el tiempo de apertura máxima de la válvula, momento en el cual

ingresa la mayor cantidad de aire al cilindro. En el rango medio de revoluciones (entre 3000 y 4500 rpm), el principal cambio con respecto al comportamiento en bajas revoluciones es que existe ya un vacío considerable en el múltiple de admisión, llegando a existir una depresión de 14.62 psi (1.02 Kgf/cm²), una diferencia de 0.08 psi con respecto a la presión atmosférica.

- La diferencia de vacío entre el comportamiento del motor con perfiles originales y perfiles modificados es prácticamente nula, esto se debe a que el vacío generado en la cámara de combustión se debe principalmente al traslape entre las válvulas de admisión y escape, el cual viene dado por el ángulo de retraso al cierre de la válvula de escape y el adelanto a la apertura de la válvula de admisión; estos ángulos no fueron modificados en nuestro nuevo eje de levas, por lo cual se confirma nuestra teoría de que la modificación en los perfiles incidirá directamente en el aumento en la presión media efectiva en el motor.
- Con la modificación del perfil de la leva, en el rango medio de revoluciones, se logra que la potencia de 36 HP que genera el motor estándar a las 3500 rpm; con el motor modificado se logre a las 3000 rpm., debido al incremento en el porcentaje de eficiencia volumétrica, en un 11.6 %.
- En las 4500 revoluciones logramos un incremento de 7 HP con respecto al motor estándar, debido al gran aumento en el porcentaje de presión media efectiva al freno de 21 psi (1.48 Kgf/cm²), con un incremento de la eficiencia volumétrica del 3.2%.
- En el rango medio de revoluciones tanto para el motor estándar como para el motor con ejes de levas modificados obtenemos el máximo valor de presión media efectiva al freno, esto quiere decir que la mayor cantidad de aire a ser comprimida en la cámara de combustión entra en el rango de las 4500 revoluciones, la cual generará el mayor torque, que en el caso del motor estándar es de 60 lb*pie (8.3 Kgf*m) y en el caso del motor con ejes de levas modificados logramos un valor de 68 lb*pie (9.4 Kgf*m); un incremento de 8 lb*pie (1.1 Kgf*m).

FASE DE DISEÑO

- La máquina de medición Mitutoyo QM 353 es un elemento de precisión que nos ayudó de forma eficaz con el escaneo del perfil original de la leva, parte primordial para poder comenzar el estudio de nuestro proyecto. Sin el perfil original y la precisión dada por este equipo la leva modificada resultante hubiese sido deficiente y los resultados de vibración en el análisis cinemático y dinámico por la poca precisión no hubiesen permitido un correcto análisis.
- Sin el método de punto extremo en la generación del perfil modificado se podían generar pequeños picos o irregularidades, por lo que la leva modificada podía quedar con fallas al momento de la construcción que podrían generar vibraciones catastróficas en el momento del trabajo del árbol en el motor.
- El modelamiento digital es un trabajo delicado de suma importancia, puesto que la medición realizada sobre cada medida del árbol de levas estándar se hizo tres veces mediante un calibrador pie de rey, para no tener fallas que deriven en medidas erróneas en la construcción del árbol de levas modificado.
- El código numérico generado por el software Solid Cam y la respectiva simulación de la construcción en este programa generó problemas al momento de construir el eje modificado en la parte del movimiento del cuarto eje. Fue de vital importancia la construcción de dos prototipos en madera antes de utilizar el material escogido para la construcción del eje, porque mediante ellos se pudo corregir errores y realizar el código del cuarto eje manualmente, con el resultado final exitoso.

FASE DE CONSTRUCCIÓN

- La utilización del cuarto eje para la completa automatización en la construcción del árbol de levas fue de vital importancia, además de la modificación en el código para poder realizar el código de movimiento del cuarto eje manualmente.

- El entendimiento de los códigos de movimiento de todas las partes de la fresa, a pesar de ser un trabajo tedioso y largo, al final nos llevó al resultado de la satisfactoria construcción de nuestro proyecto, demostrando que se puede construir un árbol de levas completamente mecanizado.
- El uso de Software para generar el código numérico de la construcción del eje en el torno CNC y Fresa CNC con cuatro ejes de movimiento, además del software para cargar los datos en las máquinas, facilita la construcción de piezas complejas de forma notable, puesto que sin este tipo de tecnología el resultado final podría llegar luego de un largo y muy complejo proceso. Además este tipo de tecnología nos ahorra mucho tiempo.
- Bajo el análisis de contacto entre la leva y el taqué se pudo demostrar que el acero AISI 4340 es el recomendado para este tipo de piezas, apoyado en las características del mismo, por su resistencia al mecanizado y su disponibilidad en el mercado nacional.
- Tras un arduo análisis pudimos determinar que el tratamiento térmico más adecuado para árboles de levas, es el que se da bajo inducción térmica. Un tratamiento que permite alcanzar una dureza de 56 HRC a una profundidad de 3mm, cumpliendo con los requerimientos que se maneja a nivel internacional para este tipo de piezas. Lamentablemente en el país por los altos costos del equipo no se cuenta con este tipo de tratamientos, y los que se ofrecen no cumplen con las necesidades del proyecto.

FASE DE PROTOCOLO DE PRUEBAS

- El programa Dynosim Racing software es un software de diseño avalado por la SAE, mediante el cual se puede analizar la eficacia de cualquier tipo de modificación en el motor, incluido el sistema de distribución, sobre todo del árbol de levas. Dentro del Dynosim Racing Software existe un cuadro de diálogo donde se puede ingresar todos los datos de apertura de la válvula en función el giro de la leva, lo cual nos permitió tener una simulación exacta del comportamiento del motor con el eje de levas estándar y modificado.

- La ingeniería mecánica del nuevo milenio usa este tipo de software especializados para poder realizar simulaciones exactas sobre el comportamiento de piezas mecánicas en el motor antes de probarlas en banco, evitando daños significativos. El diseño y mecanizado bajo sistemas CAD-CAM han demostrado que son los más útiles en el mercado de la construcción de elementos mecánicos, incrementando la rapidez de producción, mejorando la calidad de producto, personalizando la atención al cliente, disminuyendo tiempos de entrega; enfocándose en un mejoramiento continuo.

8.2 RECOMENDACIONES

- Realizar modificaciones en árboles de levas basándose en simulaciones del comportamiento del motor en software especializado Dynosim Racing Software, para una evaluación y análisis correcto que permita la toma de decisiones del tipo de modificación que se debe hacer sin afectar el funcionamiento del motor o cambio de piezas adicionales a las que se necesiten.
- Tomar correctamente las mediciones de los ángulos de adelanto y retraso en la apertura o cierre de las válvulas, al momento de desmontar el árbol de levas original, tal que se pueda realizar el diagrama de distribución real y sin falla ya que de estos datos depende el tipo de modificación que se hará al árbol en diseño y el montaje correcto de los árboles en análisis. El método que se indica en el presente proyecto es el más recomendado para este proceso.
- Realizar una correcta medición para un buen dimensionamiento del árbol de levas a ser construido, utilizando herramientas de medida que logren dar la apreciación requerida para el cumplimiento de los objetivos planteados.
- Tener el software especializado para el modelamiento digital, que permita el buen diseño de una pieza tan detallada como es un árbol de levas, y que de la facilidad de trabajar con software complementarios para la posterior simulación y de la construcción y obtención del código numérico apto para ser interpretado tanto para el torno CNC como el centro de mecanizado vertical CNC.

- Para el manejo del cuarto eje del centro de mecanizado vertical Leadwell 760AP, es necesario tener en claro el tipo de codificación que maneja la máquina y saber los comandos necesario para un buen funcionamiento de la misma, ya que como se demostró en este proyecto se tuvo que codificar a mano el funcionamiento del cuarto eje, y esto se hace según la necesidad o el tipo de pieza a ser construida.
- Es sumamente importante que la definición de los parámetros que intervienen en el mecanizado, como son: Velocidad de corte, Avance, Velocidad de avance, Revoluciones del husillo; sean en función del tipo de material, en el caso del acero, el tipo de acero y las especificaciones que dicta el fabricante para el mismo.
- Recomendamos manejar el catálogo de Sandvik Coromant para el uso de herramientas de mecanizado en especial para sistemas CAM como es el que usamos en este proyecto, para llegar a este catálogo se puede ingresar a su página en español que detallamos en las referencias.
- Se recomienda realizar un prototipo en madera antes de entrar a mecanizar en acero, para confirmar y verificar que el diseño sea el adecuado y que la máquina está siguiendo el código numérico programado, para no tener desperdicios una vez que se construya en el material de producto terminado.
- Recomendamos mantener lubricados los árboles de leva para evitar la corrosión del mismo, y mantenerlo a temperatura controlada y en un lugar seco.
- No se recomienda para árboles de levas, dar tratamientos térmicos que no cumplan con las especificaciones y estándares internacionales dados para árboles de levas, que es cumplir con una dureza de 56 a 60 HRC y una profundidad de tratamiento térmico en la superficie mínima de 3mm que garantice el buen funcionamiento del árbol de levas.

REFERENCIAS

- LUIS RUIGI, Preparación de Motores de Competición, quinta edición.
- EFRÉN COELLO SERRANO, Preparación de Motores de Competencia, 2003.
- STEFANO GILLIERI, Preparación de Motores de Serie para Competición, editorial Ceac, 1994.
- DONAL H. MARTER, Termodinámica y Motores Térmicos.
- WILLIAM H. CRUISE, Motores de Automóvil, primera edición.
- DEUTSCHE GESELLSCHAFT, Tecnología del Automóvil GTZ, vigésima edición.
- ING. FERNANDO OLMEDO, Teoría de Máquinas y Mecanismos Asistidos por Computadora, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica del Ejército.
- HAROLD A. ROTHBART, Cam Design Hand Book, New York, MacGraw-Hill, 2004.
- ROBERT L. NORTON, Cam Design and Manufacturing Hand Book, Industrial Press, 2009.
- JOSÉ ALEJANDRO ESCOBAR, Stress and Fatigue Analysis of SVI Tasted Camshaft Loves, 1996.
- BHOLER, Manual de Aceros Especiales, Acero Boholer del Ecuador S.A., 2005.
- SUZUKI MOTOR CORPORATIO, Manual Chevrolet Alto 2003, 1999.
- AB SANDVIK COROMANT, Catálogo de Herramientas, 2004.

- GERARDO GUAJARDO CANTÚ, PHEBE M. WOLTZ, RICHARD T. ARLEN, Contabilidad – Estudio y enseñanza, México, MacGraw-Hill.
- SAPAG, NASSIR, Preparación y Evaluación de Proyectos, Arboleda.
- IVÁN ESCALONA MORENO, E Evaluación de proyectos: Estudio Económico y Evaluación Financiera, 2003.
- LUIS GARRIDO MARTOS, La Inversión en la Empresa.
- www.metalactual.com
- www.edelbrock.com
- www.todomotores.cl
- www2.ing.puc.cl/icm cursos/metalurgia/apuntes/cap4/46/
- www.proracingsim.com
- www.es.ambrell.com/index.html
- www.inductionheating.net
- www.comppformancegroupstores.com
- www.sae.org
- www.coromant.sandvik.com
- www.ivanbohman.com.ec

RESUMEN

El diseño y construcción de un árbol de levas con perfil modificado para mejorar el performance del motor Chevrolet Alto 2003 del Laboratorio de Motores; aplicando el cuarto eje del CMV Leadwell 760-AP, es un proyecto de tesis cuyo objetivo principal es desarrollar metodología adecuada e innovadora mediante la cual realizar la modificación en los perfiles de levas estándar del motor K10A y con ello mejorar las curvas de comportamiento del motor, preparándolo para competencia; con la condicionante de no tener que realizar

ninguna modificación adicional en el motor para conseguir este objetivo. Adicionalmente, la construcción de los perfiles de levas resultantes fueron realizados de manera automatizada mediante la digitalización del nuevo árbol de levas en software especializado, el cual fue convertido a código numérico para poder transmitir la información tanto al torno como a la fresa CNC con cuatro ejes de movimiento, en donde se construyó el nuevo árbol de levas con perfil modificado, haciendo de este proyecto de tesis un tema realizado mediante tecnología de vanguardia.

El desarrollo de la metodología de modificación de los perfiles empieza con un análisis sobre la teoría de los motores de combustión interna y los conceptos básicos que se utilizaron en el proyecto para poder estudiar y entender el funcionamiento del motor, luego se hace un estudio más profundo de los mecanismos de distribución, puesto que el árbol de levas integra este sistema; la parte de fundamentos teóricos concluye con un análisis del software que se va a utilizar tanto para el diseño, digitalización, construcción, simulación de la construcción y simulación del desempeño del nuevo árbol de levas con perfiles modificados.

El estudio continúa con un análisis teórico sobre el árbol de levas, el régimen de giro del motor, las levas de admisión y escape y un análisis del tipo de levas existentes en el motor de combustión interna de acuerdo a su forma, concluyendo esta parte del estudio con la metodología mediante la cual se realiza la variación de los perfiles de levas.

Luego del análisis teórico la tesis continúa con la metodología del diseño de las levas con perfil modificado; primero con la digitalización del perfil mediante la máquina de medición Mitutoyo QM 353, luego la metodología del diseño del nuevo perfil mediante la obtención del análisis cinemático y dinámico del eje estándar, y posteriormente realizar la modificación del perfil de la leva acorde a un análisis de las condiciones iniciales del diseño del motor. Se concluye con el cálculo cinemático y dinámico del nuevo árbol de levas con perfiles modificados y la posterior comparación de los datos del eje estándar para poder analizar si la modificación genera variaciones significativas en el comportamiento del árbol

de levas modificado que puedan resultar peligrosas en el funcionamiento del motor.

El capítulo de diseño se cierra con el dimensionamiento del nuevo árbol de levas, el modelamiento digital y la generación del código numérico en software CAD CAM, en donde se incluye una simulación de la construcción del eje de levas con perfiles modificados con el fin de predecir cualquier falla que se pueda producir en la construcción y corregirla oportunamente.

El siguiente paso de nuestro proyecto es la construcción del nuevo árbol de levas con perfiles modificados; primero con la metodología de uso del cuarto eje del CMV Leadwell 760-AP, y posteriormente llegar al estudio de definición del material adecuado en el cual se construyó el árbol; luego el listado de herramientas y especificaciones para la construcción, después se indica a detalle todos los procesos dados en la construcción tanto en el torno CNC como en la fresa CMV Leadwell 760-AP, incluido una hoja de procesos y el manual de montaje del árbol de levas en el motor. El capítulo de construcción concluye con el análisis comparativo entre el perfil de leva original y el perfil modificado ya construido, mediante la máquina de medición Mitutoyo QM 353.

Una vez realizada la construcción se procedió con el análisis de tratamientos térmicos aplicables para el árbol de levas; luego se concluye la parte técnica de nuestro proyecto mediante ensayos comparativos del desempeño de los árboles de levas estándar y modificado mediante el software especializado Dynosim Racing Software, programa avalado por la SAE para simular adecuadamente el comportamiento del nuevo árbol de levas y herramienta valedera en el diseño y modificación de motores por medio de tecnología de punta. El análisis mediante el software de modificación de motores incluye las tablas y las curvas de desempeño del motor estándar y modificado, y el posterior análisis comparativo con todos los datos, elemento mediante el cual podemos ver un análisis completo de los resultados obtenidos, y de cómo se obtuvieron las metas planteadas en el diseño de manera exitosa.

El proyecto concluye con el análisis económico y financiero para empezar una empresa de construcción de árboles de levas, además de las conclusiones y recomendaciones obtenidas durante el estudio. Estamos orgullosos de presentar este proyecto de investigación a la sociedad y a la Escuela Politécnica del Ejército.