

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE REEMPLAZO DE UN ÁRBOL DE LEVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA POR OTRO CONSTRUIDO EN FUNDICIÓN ESFEROIDAL DE PEQUEÑO ESPESOR

ÁREA MÁQUINAS TÉRMICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Tomás León Juliá

Director: Martín Caldera

Co-Director: Adrián Cisilino

Fecha de Presentación: 20/09/2019



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es estudiar la factibilidad de reemplazar una pieza de alto compromiso de un motor de combustión interna, el árbol de levas, por otro de menor peso construido en Fundición Esferoidal de Pequeño Espesor a fin de reducir su peso. En consecuencia, la reducción del peso generaría una disminución del consumo de combustible y mejores prestaciones del motor.

Para replicar las características funcionales de la pieza original, se realizó un relevamiento dimensional de su geometría y distribución de las levas y apoyos a lo largo del árbol. El peso de la pieza original es de 4,25 Kg. Luego, se procedió con un relevamiento metalográfico que permitió caracterizar el material y la microestructura del árbol de levas. Se obtuvo que la pieza original se encuentra fabricada en fundición gris ligeramente hipoeutéctica y aleada. Las levas presentan un endurecimiento superficial parcial, únicamente en las zonas de rampa, flanco y cresta.

Con el objeto de determinar el valor de los esfuerzos a los cuales se somete la pieza original, se realizó el modelado computacional con elementos finitos, obteniendo una máxima tensión de 6 MPa en el radio de acuerdo correspondiente a la leva N°2.

Posteriormente se diseñó la geometría de la pieza hueca buscando minimizar el peso y se corroboró su aptitud mecánica con herramientas de elementos finitos. Se obtuvo una pieza de 2mm de espesor mínimo lo cual resultó en una tensión máxima de 14,54 MPa.

Finalmente, se diseñó el sistema para el colado de la pieza, utilizando simulaciones computacionales de flujo y solidificación por medio del programa Magmasoft. Para lograr un correcto llenado y alimentación de la pieza, es decir obtener una pieza “sana”, se debió aumentar el espesor a un mínimo de 5 milímetros, obteniendo una reducción de 850 gr (20%) respecto al peso de referencia.

Se concluye que es factible el reemplazo del árbol de levas por uno de geometría hueca. La reducción de peso lograda, con el método de fabricación propuesto, es inferior a la que podría lograrse desde el punto de vista estructural.

INDICE

RESUMEN	1
INDICE	2
1. INTRODUCCION.....	5
1.1. Escenario actual.....	5
1.2. Objetivo del trabajo.....	6
1.3. Organización del trabajo.....	7
2. CONCEPTOS PRELIMINARES	8
2.1. Motores de Combustión Interna (MCI)	8
2.1.1. Definición y funcionamiento.....	8
2.1.2. Distribución.....	10
2.1.3. Árbol de levas.....	12
2.2. Fundición de hierro.....	13
2.2.1. Definición	13
2.2.2. Tipos de fundición.....	15
2.2.3. Tipos de matrices	19
2.3. Sistemas de alimentación	20
2.4. Análisis de tensiones.....	22
2.4.1. Introducción.....	22
2.4.2. Tipos de tensiones	23
2.4.3. Tensiones generadas por esfuerzos internos	24
2.4.4. Concentrador de tensiones.....	28
2.4.5. Resistencia de los materiales.....	30
3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL	32

3.1.	Introducción.....	32
3.2.	Relevamiento.....	32
3.3.	Resultado	36
4.	RELEVAMIENTO METALOGRAFICO	37
4.1.	Introducción.....	37
4.2.	Relevamiento.....	37
4.3.	Resultado	43
5.	ESTIMACION DE LOS ESFUERZOS.....	44
5.1.	Introducción.....	44
5.2.	Descripción del sistema	44
5.3.	Consideraciones.....	45
5.4.	Modelo dinámico.....	45
5.5.	Estimación de las fuerzas ejercidas sobre las levas.....	47
5.6.	Estimación de esfuerzos	54
5.7.	Resultado	58
6.	ANALISIS DE TENSIONES POR ELEMENTOS FINITOS.....	59
6.1.	Introducción.....	59
6.2.	Geometría de las piezas.....	59
6.3.	Modelo.....	59
6.4.	Condiciones de contorno.....	62
6.5.	Tensiones	62
6.6.	Estimación del error	64
6.7.	Análisis de convergencia del modelo	65
6.8.	Comparación con árbol de levas original	67
6.9.	Resultado	68
7.	ANALISIS DE FATIGA.....	69
7.1.	Introducción.....	69
7.2.	Estimación del límite de fatiga	69

7.3. Resultado	73
8. SIMULACION DE LA FUNDICION	74
8.1. Introducción.....	74
8.2. Cavity para la pieza	74
8.3. Endurecimiento de superficies de levas	75
8.4. Sistema de alimentación.....	75
8.5. Resultado	79
9. CONCLUSIONES	80
10. BIBLIOGRAFIA.....	81

1. INTRODUCCION

1.1. Escenario actual

Los problemas relacionados con la escasez de combustibles fósiles y la necesidad de disminuir la emanación de gases contaminantes a la atmósfera, han impulsado al sector científico, a los fabricantes y a los gobiernos a trabajar en pos de mejorar el rendimiento de los motores de combustión. En el mismo sentido, los fabricantes de automóviles están dedicados, desde hace un par de décadas, a reducir el peso de los automóviles para lograr reducir el consumo de combustible, mejorar las prestaciones del vehículo, y reducir los costos de producción.

Por otro lado, la Fundición con Grafito Esferoidal (FE) es un material de alta resistencia mecánica, dúctil, reciclable y de bajo costo de producción, en comparación con otros materiales y procesos. A su vez, la FE es un material intrínsecamente liviano, dado que aparece muy bien ubicado cuando se compara su relación tensión de fluencia/peso con la de otros materiales metálicos de menor densidad, como el aluminio. En los últimos años, reconocidos centros de investigación mundial han trabajado en el estudio y mejoramiento de las propiedades de FE, fundamentalmente para aumentar su versatilidad. En la década de los '80, a través del ajuste microestructural por tratamientos térmicos, se logró una nueva variedad de fundición de muy alta resistencia mecánica, conocida como ADI (del inglés "Austempered Ductile Iron") o fundición de grafito esferoidal austemperizada.

El uso de piezas de FE en el campo automotriz ha tenido un gran impacto en los últimos años, reemplazando piezas de alto compromiso originalmente construidas en acero colado o incluso aluminio. Las aplicaciones de la FE involucran piezas que poseen secciones que por lo general no resultan inferiores a los 6 mm, ni superiores a los 75mm. Ello se debe a las limitaciones impuestas por los procesos de fabricación del material base, donde resulta dificultoso obtener, en bruto de colada, estructuras libres de carburos en piezas de pequeños espesores, y por otro lado es complicado lograr estructuras de ADI homogéneas en piezas de grandes secciones, por

limitaciones en la austemperabilidad. Actualmente, los avances tecnológicos han permitido la producción confiable de FE de pequeño espesor, considerándose como tales aquellas que poseen espesores de pared menores a los 6mm. La variable fundamental asociada a una disminución en el espesor de piezas de FE es el incremento de la velocidad de solidificación, y en consecuencia el aumento del conteo nodular, es decir, la cantidad de nódulos de grafito presentes por unidad de área. En la actualidad, la comunidad científica se encuentra abocada a estudiar la forma de disminuir la presencia de defectos en las FE de pequeño espesor, causados fundamentalmente por las elevadas velocidades de enfriamiento alcanzadas durante la solidificación, y caracterizar las propiedades mecánicas de ellas. De esta manera, se espera mejorar su competitividad en el mercado de las aplicaciones de bajo peso y alta resistencia. Particularmente la DMI (División Metalurgia-INTEMA) ha dedicado una de sus principales líneas de investigación al estudio de distintos aspectos de interés científico-tecnológico de las FE de pequeño espesor.

En los últimos años, se ha introducido el uso de FE de pequeño espesor en vehículos de calle y de competición. A modo de ejemplo, se puede citar el trabajo de Druschitz en el cual se presentan un gran número de autopartes fabricadas en FE de pequeño espesor y que equipan de serie modelos de Ford.

Labrecque et al. han estudiado el rediseño de piezas para reducir su espesor de 6 mm a 4mm. Dichas piezas son brazos de suspensión utilizados por el grupo PSA Peugeot-Citroën en la mayoría de las suspensiones traseras de sus actuales modelos. Estas piezas están construidas en FE de matriz ferrítica-perlítica y son de geometría hueca, para reducir peso y costos de fabricación.

Una reducción en el peso de los componentes de un automóvil, lleva consecuentemente a reducir el consumo de combustible y mejorar sus prestaciones.

1.2. Objetivo del trabajo

El objetivo del presente trabajo es estudiar la factibilidad de reemplazo de una pieza automotriz de alto compromiso, el árbol de levas, por uno de FE con geometría hueca a fin de reducir su peso.

Como resultado, se espera obtener un diseño de árbol de levas hueco que soporte los esfuerzos a los cuales está sometido durante el funcionamiento del motor y pueda fabricarse por colada sin defectos que comprometan su integridad.

El rediseño planteado en este proyecto utiliza como base el árbol de levas de un motor diesel de construcción nacional (Perkins 4Pa 203).

1.3. Organización del trabajo

El presente trabajo comienza con el capítulo “2. CONCEPTOS PRELIMINARES”, donde se presenta el marco teórico general en que se basará más adelante el desarrollo del trabajo. Luego, se realiza un relevamiento del árbol de levas original en los capítulos “3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL” y “4. RELEVAMIENTO METALOGRAFICO”, buscando conocer las propiedades la pieza original. Para finalizar el estudio del sistema original, en el capítulo “5. ANALISIS TENSIONAL DE LA PIEZA ORIGINAL” se analizan las solicitaciones a las cuales se somete la pieza.

Usando los resultados del estudio de la pieza original como datos de entrada, se plantea un nuevo diseño con geometría hueca y se lo verifica en los capítulos “6. ANALISIS TENSIONAL DE LA PIEZA HUECA” y “7. ANALISIS DE FATIGA”. Finalmente, en “8. SIMULACION DE LA FUNDICION”, se plantea un sistema de alimentación que permita fabricar el árbol en forma eficiente y sin defectos, verificándolo por simulación computacional.

2. CONCEPTOS PRELIMINARES

2.1. Motores de Combustión Interna (MCI)

2.1.1. Definición y funcionamiento

Un motor de combustión interna (MCI) es una máquina térmica que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible por medio de una reacción química denominada “combustión”. Se dice que es “interna” debido a que la reacción ocurre dentro de la máquina en cuestión.

El funcionamiento de los motores puede ser descrito a través de ciclos termodinámicos. Estos ciclos son una sucesión de procesos termodinámicos que tienen como objetivo entregar la energía del combustible para que el motor pueda transformar en energía mecánica. Los ciclos termodinámicos son generalmente representados en gráficos Presión vs Volumen (P-V) y Temperatura vs Entropía (T-S).

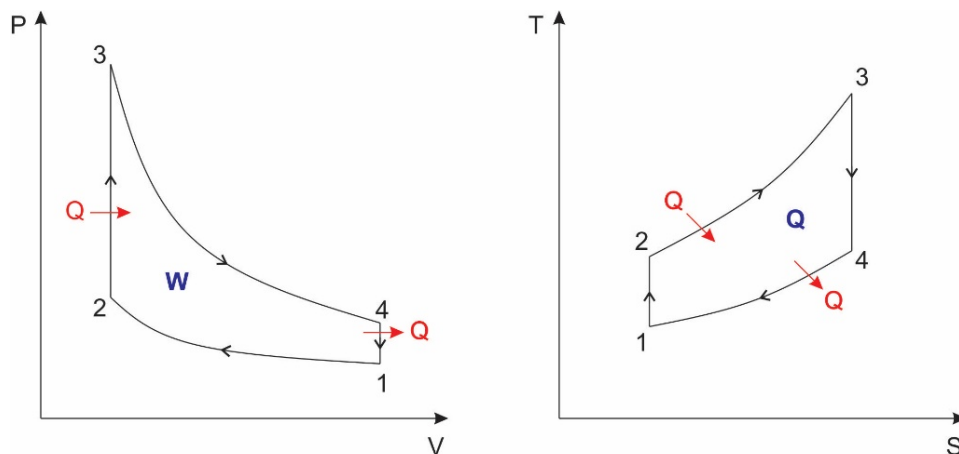


Figura 1. Ciclo Otto ideal.

Los MCI pueden ser clasificados en dos grandes grupos: los motores de combustión intermitente (aquellos que comúnmente denominamos “motores”) y los de combustión continua (turbinas, propulsores, etc.).



Figura 2. MCI alternativo.

(Motor Diesel)

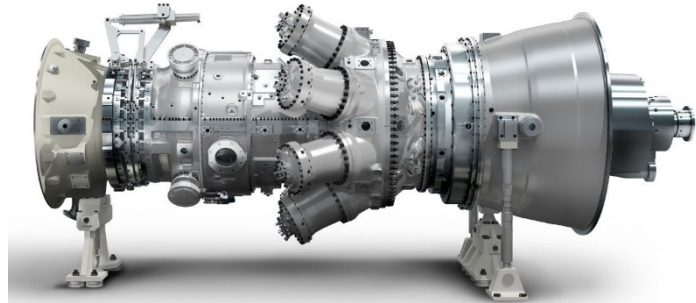


Figura 3. MCI continuo.

(Turbina a gas)

Desde el punto de vista termodinámico, los motores de combustión intermitente, pueden ser clasificados por el ciclo en el cuál basa su funcionamiento. Entre ellos, se destacan el Ciclo Otto (combustión a volumen constante) y Ciclo Diesel (combustión a presión constante).

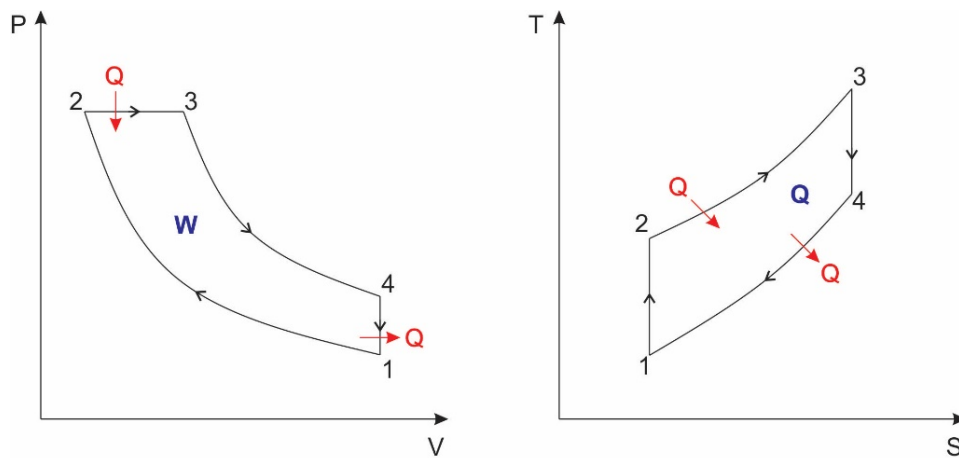


Figura 4. Ciclo Diesel ideal.

Desde el punto de vista constructivo, los motores de combustión intermitente pueden ser clasificados según el mecanismo que permite cumplir el ciclo termodinámico: motores alternativos y motores rotativos.

En el caso de los motores alternativos, el mecanismo consta de un pistón de movimiento lineal alternativo entre dos puntos denominados Punto Muerto Superior (PMS) y Punto Muerto Inferior (PMI). Este movimiento se convierte en movimiento rotativo continuo por medio de un mecanismo biela-manivela, el cual está constituido por la biela y el cigüeñal. Aquellos motores que permiten cumplir un ciclo con 2 vueltas de cigüeñal se denominan motores “4 tiempos” (4T) y los que lo cumplen con una vuelta de cigüeñal se denominan “2 tiempos” (2T).

El motor al cual pertenece el árbol de levas utilizado en este proyecto es un MCI alternativo 4T basado en el Ciclo Diesel.

2.1.2. Distribución

En el funcionamiento de motores alternativos de 4 tiempos se pueden distinguir 4 fases:

- Admisión: ingreso de aire o mezcla a la cámara de combustión.
- Compresión: aumento de presión por medio de una reducción de volumen en el recorrido del pistón del PMI al PMS.
- Expansión: los gases de combustión empujan el pistón desde PMS a PMI.
- Escape: los gases de combustión son barridos fuera de la cámara de combustión.

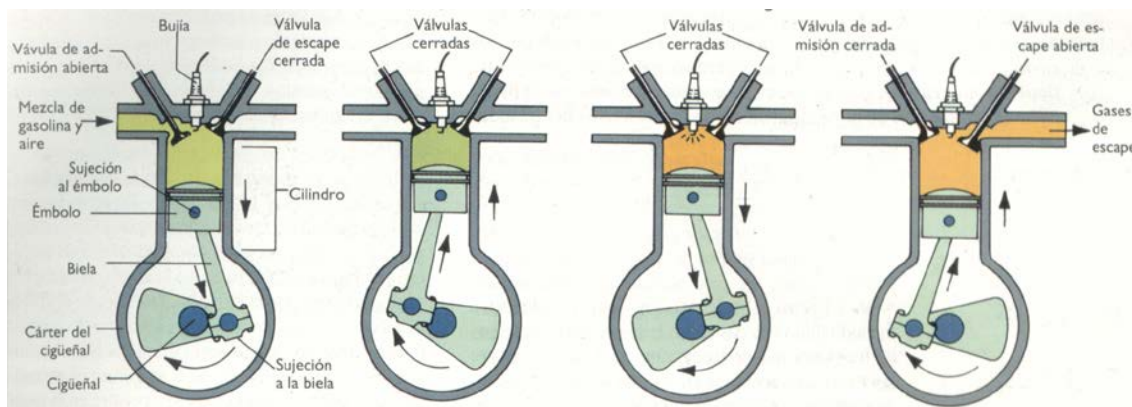


Figura 5. Fases de un motor Ciclo Otto 4T.

La sincronización de las aperturas y cierres de válvulas con el giro del cigüeñal se da a través del sistema de distribución. Este sistema es un punto crítico en el diseño del motor ya que determinará el régimen de óptimo rendimiento del motor.

Los ciclos termodinámicos expuestos son ciclos ideales. En la práctica, las aperturas y cierres de válvulas no son instantáneos. Debido a esto y al aprovechamiento de factores cinéticos de los gases, las aperturas y cierres de válvulas no se dan en los puntos muertos del motor, sino que se desfasan. El desfase óptimo depende del régimen al cual opera el motor, de manera que para regímenes diferentes al óptimo, el llenado de la cámara de combustión se hará con menor eficiencia. El ajuste del desfase de las levas se conoce como “reglaje” del motor.

Tanto los tiempos de apertura y cierre, como el desfase de las levas, afectan los gráficos de los ciclos termodinámicos, llevando a que el trabajo entregado en un ciclo real sea menor al ideal. Esta diferencia se ve reflejada a través de 2 rendimientos:

- Rendimiento Diagramático η_d : Relación entre trabajo útil real (representado por el área neta positiva del gráfico termodinámico P-V del ciclo real) y el trabajo útil ideal (representado por el área del gráfico termodinámico P-V del ciclo ideal).
- Rendimiento Gravimétrico η_g : Relación entre la masa de aire que es realmente aspirado en una embolada y la masa de aire que en condiciones normales de presión y temperatura llenaría completamente el volumen desplazado por el pistón.

Hoy en día existen varios desarrollos de sistemas de distribución “variable” que permiten ir variando el reglaje del motor para distintos regímenes de operación, aumentando los rendimientos diagramático y gravimétrico. Si bien cada fabricante tiene sus propios desarrollos, podemos clasificarlos según 2 criterios: atenuar la pérdida de rendimiento para regímenes diferentes al óptimo o alternar entre varias opciones de reglaje, adoptando el de mejor rendimiento en función del régimen.

Constructivamente, el sistema de distribución consiste generalmente de uno o varios árboles de levas conectados sincrónicamente al cigüeñal a través de engranajes, cadenas o correas dentadas. Sobre las levas corren los seguidores de levas, que convierten el movimiento rotativo del árbol en movimiento lineal de una varilla. Esta varilla acciona sobre un balancín, el cual transfiere el movimiento lineal de la varilla a la válvula. Los resortes solidarios a las válvulas

aseguran que el seguidor de leva mantenga el contacto con la leva, proporcionando además un cierre hermético de las válvulas cuando las levas no comandan su apertura.

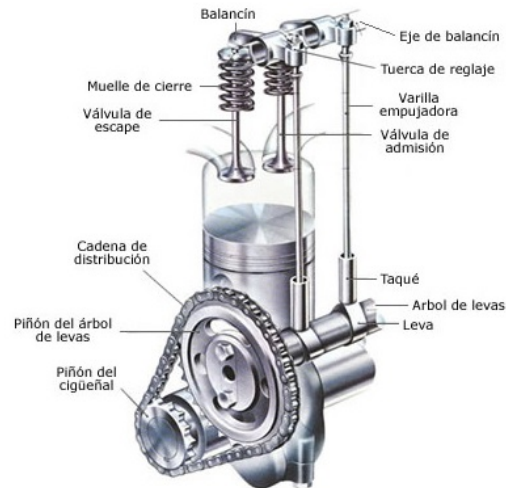


Figura 6. Componentes de un sistema de distribución.

2.1.3. Árbol de levas

Los árboles de levas son piezas rotantes cuya función es generar el movimiento de apertura y cierre sincrónico de las válvulas del motor. Generalmente están contruidos en una sola pieza formada por diferentes elementos entre los que se destacan: las levas (generalmente una para cada válvula), los muñones de apoyo del árbol al cuerpo del motor, engranajes para mover órganos auxiliares, y el acople impulsor.

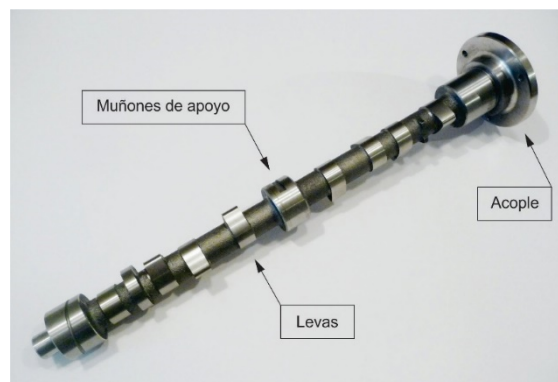


Figura 7. Partes de un árbol de levas.

El perfil de las levas y sus posiciones relativas influyen en forma directa en las prestaciones del motor, dado que actúan sobre el “reglaje”.

Tradicionalmente los árboles de levas son piezas construidas en acero forjado o coladas en fundición gris o esferoidal. Las zonas sometidas al desgaste, como son las levas o los muñones de apoyo del árbol, son tratadas mediante tratamientos térmicos superficiales o acoquilladas en el caso de las piezas coladas.

La posición de las levas en el árbol determina cuando abren y cierran las válvulas. La geometría de las levas determina cuanto abren las válvulas y la velocidad con que lo hacen. En la siguiente figura se pueden apreciar las partes de una leva.

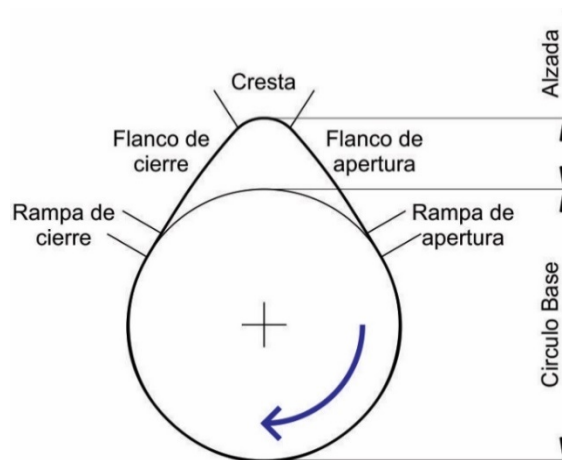


Figura 8. Partes de una leva.

La geometría de los flancos de apertura y cierre definirán la velocidad de apertura y cierre de las válvulas, la cresta definirá cuanto tiempo permanece la válvula en apertura máxima y la alzada definirá cuantos milímetros abre la válvula.

2.2. Fundición de hierro

2.2.1. Definición

Las fundiciones de hierro son aleaciones hierro-carbono con un contenido de carbono superior a 2% (en la práctica este valor no suele superar el 5%). La principal característica de las fundiciones es la amplia variedad de propiedades mecánicas que se pueden obtener, presentando

además las ventajas de tener menor costo y mejores cualidades para la obtención de piezas coladas, en comparación con el acero.

Debido a que en los diagramas de fases con compuestos químicos estables, se puede considerar cada compuesto estable como componente, el diagrama de fases Fe-C suele representarse hasta el compuesto Cementita (Fe_3C). En la figura 9 se presenta el diagrama de fases mencionado, donde se distingue con línea por tramos la porción de diagrama de equilibrio estable Fe-C y con línea llena el diagrama de equilibrio metaestable Fe- Fe_3C .

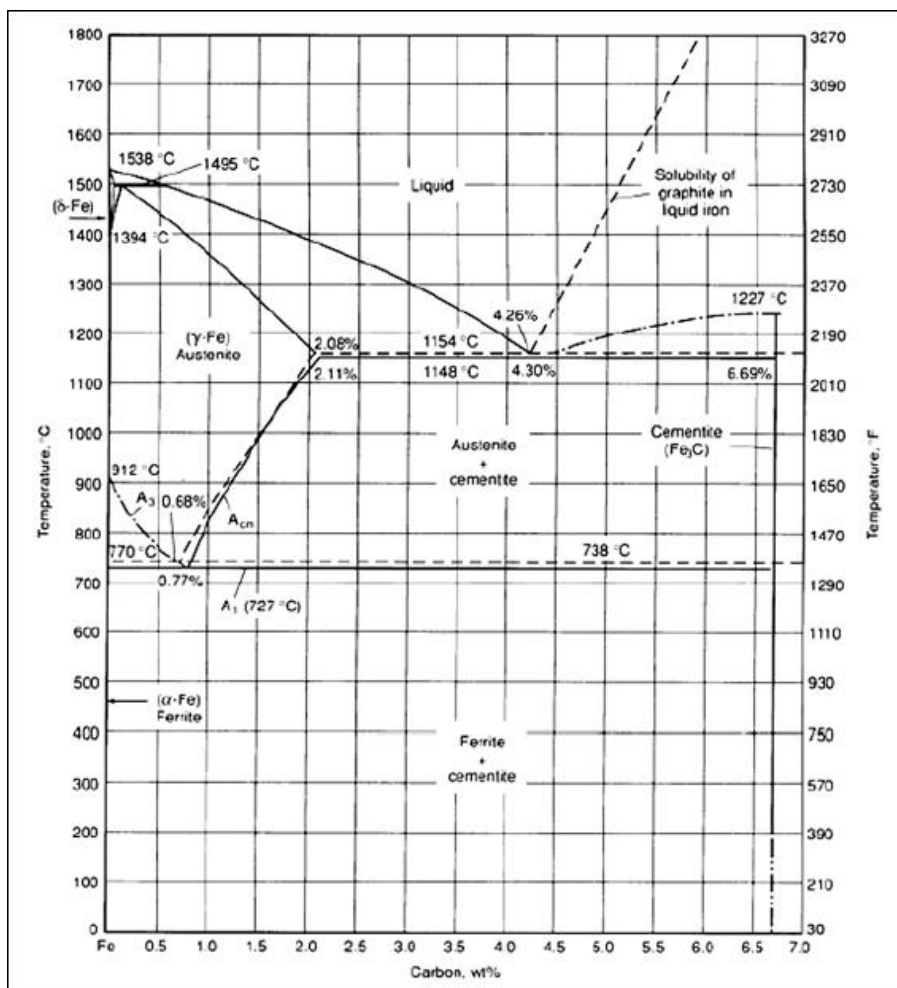


Figura 9. Diagrama de equilibrio Hierro-Cementita.

La obtención de uno u otro tipo de fundición estará condicionada por la composición química y la velocidad de enfriamiento del metal durante la solidificación. Desde el punto de vista

cinético, se favorece la formación de austenita y Cementita, mientras que desde el punto de vista termodinámico se favorece la formación de estructuras con austenita y grafito. Esto lleva a que si las condiciones cinéticas lo permiten (pequeñas velocidades de enfriamiento), se formarán estructuras con grafito, de lo contrario, lo harán con Cementita, a pesar que el grafito sea más estable.

2.2.2. Tipos de fundición

En dependencia del estado en que se encuentra el carbono en la fundición, se distinguen:

- Fundición Blanca

En este tipo de fundición, todo el carbono se encuentra en estado ligado en forma de carburo (generalmente cementita). Las condiciones que favorecen este tipo de fundición son un bajo contenido de carbono, bajo contenido de silicio y otros elementos formadores de carburos, y una alta velocidad de enfriamiento.

La presencia de carburos brinda a este tipo de fundición elevada dureza, resistencia a la compresión, resistencia al desgaste y a la abrasión. Sin embargo, la alta dureza viene acompañada de fragilidad y muy baja maquinabilidad.

En la siguiente figura se muestra una microestructura típica de fundición blanca.

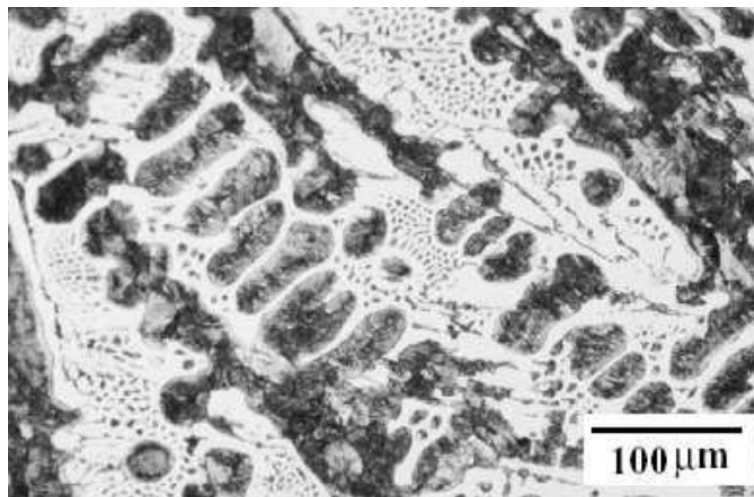


Figura 10. Microestructura de una fundición blanca.

- **Fundición Maleable**

Este tipo de fundición se obtiene a partir del tratamiento térmico de recocido (también conocido como maleabilización) de la fundición blanca. El recocido establece condiciones cinéticas y termodinámicas para que la Cementita se transforme en grafito, el cual precipita en forma de partículas irregulares conocidas como nódulos.

El elevado costo del tratamiento térmico lleva a que la fundición maleable tenga poca utilización a nivel industrial.

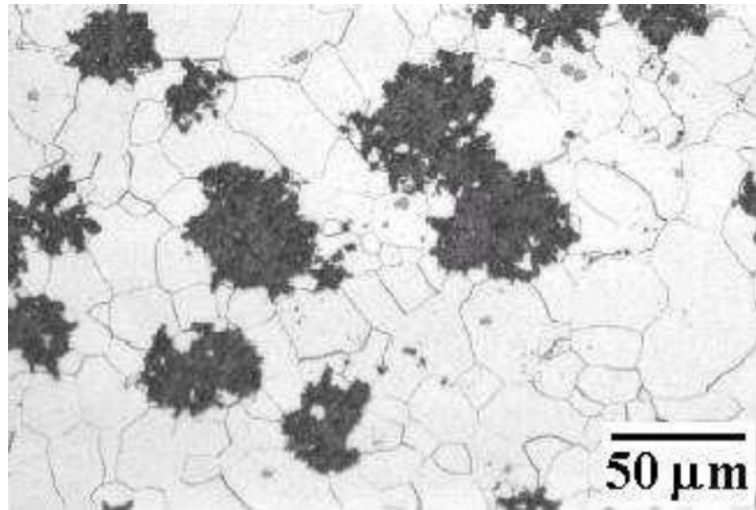


Figura 11. Microestructura de una fundición maleable.

- **Fundición Gris**

En este tipo de fundición, todo el carbono se encuentra en estado libre en forma de grafito laminar. Las condiciones que favorecen la formación de grafito son el alto contenido de carbono y silicio (generalmente 1-3,5%). La velocidad de enfriamiento tiene directa influencia sobre el tamaño y la forma del grafito, y por lo tanto sobre las propiedades mecánicas.

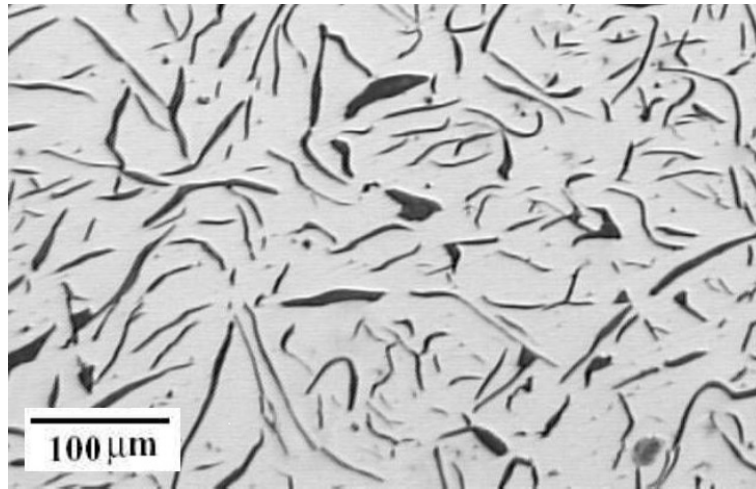


Figura 12. Microestructura de una fundición gris.

La presencia de carbono libre confiere a este tipo de fundiciones una buena maquinabilidad y alta resistencia al desgaste por deslizamiento, debido al efecto lubricante de la fase grafito. Su principal desventaja es la sensibilidad que produce el efecto de entalla de las láminas de grafito, generando concentradores de tensión. Esto resulta en baja tenacidad y ductilidad.

- **Fundición Esferoidal**

La fundición de hierro esferoidal presenta la fase grafito en forma de nódulos esféricos. Posee la misma composición química que una fundición laminar, salvo una pequeña cantidad de Magnesio (Mg) o Cesio (Ce) que se agrega al metal líquido en el proceso de nodulización. Esto genera una modificación en la morfología del grafito, permitiendo que este crezca en forma de esferas. En estado bruto de colada, una microestructura típica está constituida por esferas de grafito rodeadas por ferrita, inmersos en una matriz de perlita.

La fundición esferoidal, al igual que la fundición gris, posee una buena maquinabilidad y alta resistencia al desgaste por deslizamiento, debido al efecto lubricante de la fase grafito. La ventaja que presenta la fundición nodular respecto de la fundición gris es que se minimiza la concentración de tensiones, dotando a este tipo de fundición de ductilidad y tenacidad.

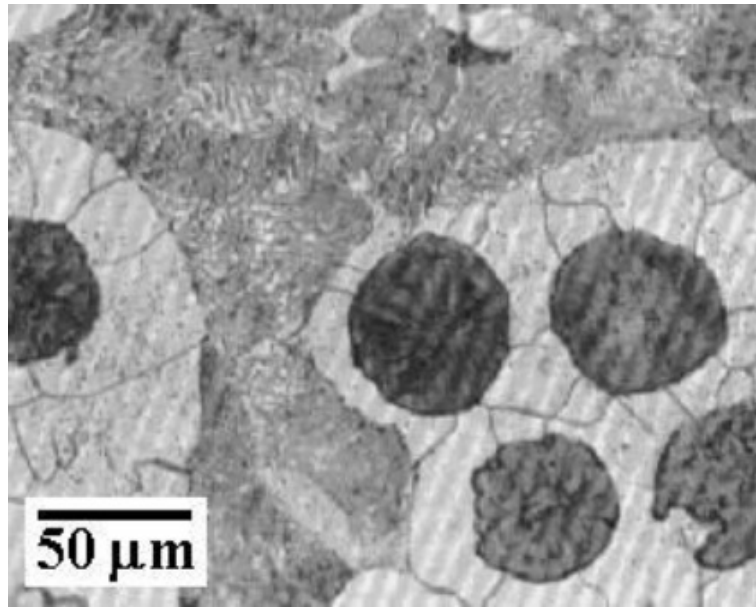


Figura 13. Microestructura de una fundición gris.

Los elementos que definen la distribución, forma y tamaño del grafito son el C, Si y Mg. Cada elemento tiene distinta incidencia sobre la fundición. El carbono modifica la fluidez del metal líquido, el tamaño y número de nódulos. El silicio, al ser un potente grafitizante, aumenta la cantidad de ferrita en la matriz, produciendo además un endurecimiento de esta fase. El magnesio es utilizado como nodulizante, obligando al grafito a nuclear en forma de esferoides, mejorando las propiedades mecánicas, tal como se mencionó anteriormente.

- **Fundición Vermicular**

En la fundición vermicular, el grafito se presenta en forma de “vermes” o “gusanos”, que son láminas más compactas y de mayor espesor que las presentes en la fundición laminar y la nodular.

Las propiedades mecánicas pueden considerarse intermedias a las obtenidas por ambas fundiciones mencionadas, siendo útil su utilización cuando se necesitan buenas propiedades mecánicas y buena disipación de calor.

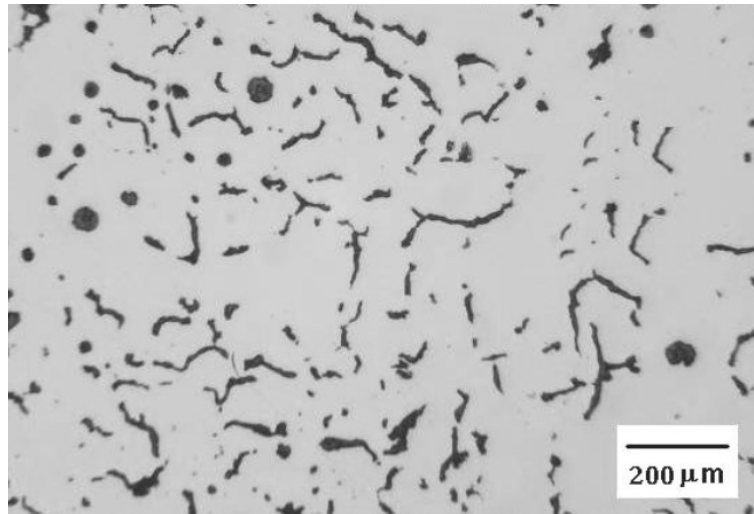


Figura 14. Microestructura de una fundición gris.

2.2.3. Tipos de matrices

Entendemos por matriz, la estructura de la base metálica. Para las fundiciones de hierro, se distinguen principalmente las siguientes matrices:

- Matriz ferrítica

La estructura es una solución sólida de carbono en hierro en la cual cantidades apreciables de Si, Mn, Cu y Ni se pueden disolver. Es relativamente blanda, dúctil, mecanizable, de pobre resistencia al desgaste, buena tenacidad a la fractura y relativamente buena conductividad térmica. Se obtiene mediante un recocido o, en algunas ocasiones, directamente de la colada sin tratamiento térmico.

- Matriz perlítica

La estructura es una mezcla mecánica de ferrita y cementita formada por una reacción eutectoide (0,8%C) a partir de la austenita. Es relativamente dura, muestra moderada tenacidad, poca conductividad térmica y buena maquinabilidad.

- Matriz ferrítica-perlítica

La matriz está formada por ferrita y perlita, con algunas inclusiones de grafito. Se utiliza cuando se desea obtener propiedades intermedias entre las matrices ferrítica y perlítica.

En la siguiente figura, se presentan esquemáticamente las distintas opciones de matriz mencionadas, combinadas con las distintas formas en que se presenta el grafito libre.

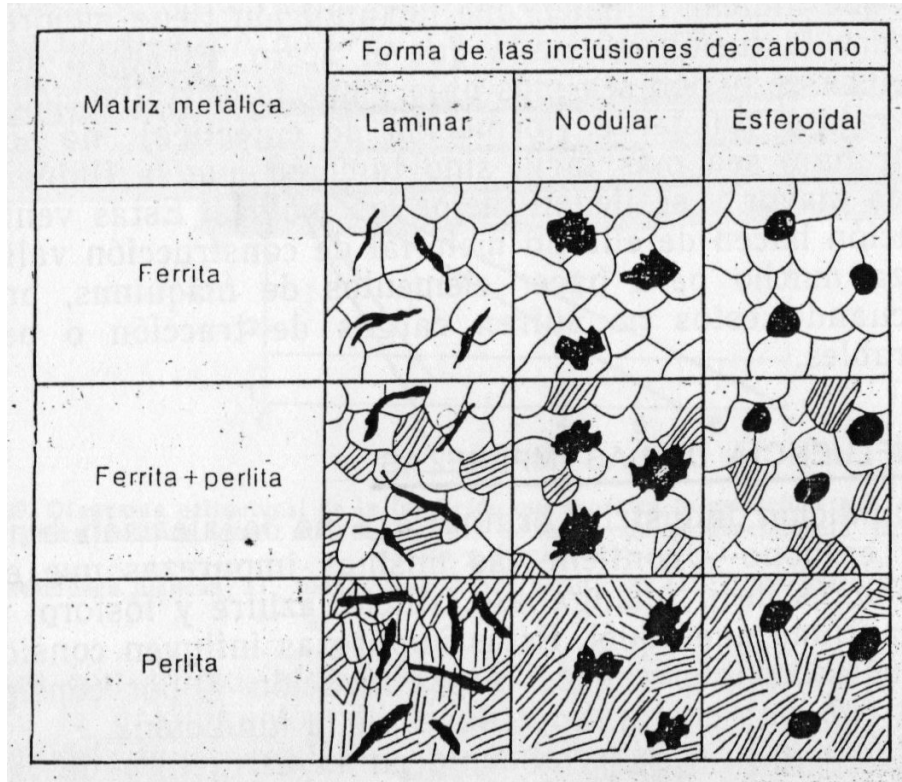


Figura 15. Clasificación de las fundiciones según su matriz y la forma de las inclusiones de grafito.

2.3. Sistemas de alimentación

En el proceso de fabricación de una pieza mediante colada, la geometría de la cavidad que debe ser llenada estará definida por la geometría de la pieza a obtener. Sin embargo, al momento de diseñar el molde que se utilizará para la colada de las piezas, se deben tener en cuenta una serie de cavidades y canales que permitan asegurar la calidad metalúrgica de las piezas una vez solidificadas. Se denomina sistema de alimentación al conjunto de cavidades y canales mencionados.

En la siguiente figura se pueden apreciar las partes típicas de un sistema de alimentación.

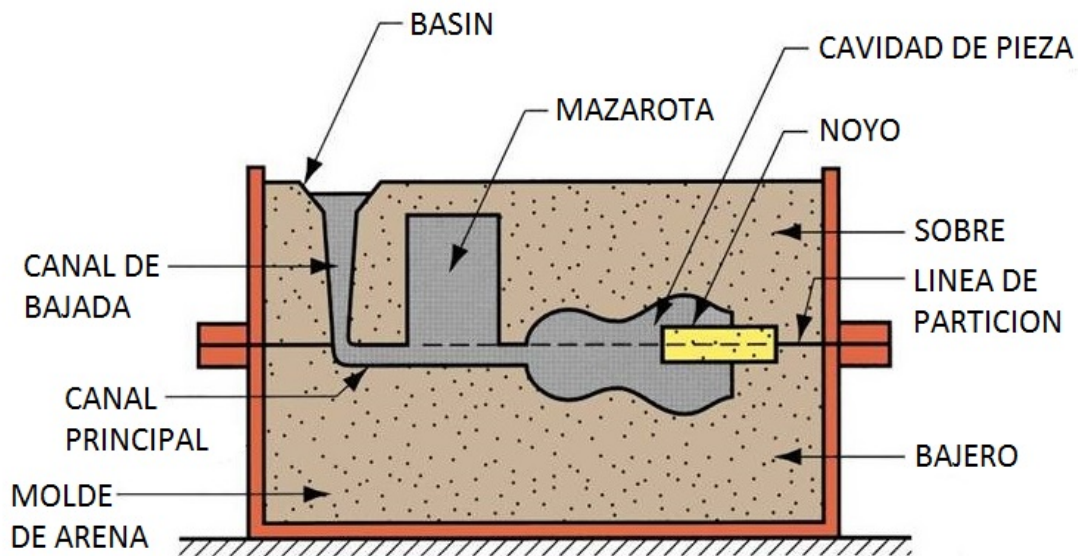


Figura 16. Partes típicas de un sistema de alimentación.

- Basín

Este componente tiene la función de recibir el metal que el operador vuelca desde la cuchara. Es más amplio que el canal de bajada para facilitar volcar el metal dentro del molde y en ocasiones puede hacerse desplazado para que el molde se llene por rebalse y así evitar que el metal ingrese con velocidades elevadas.

- Canal de bajada

Este componente tiene la función de alimentar el molde con el metal líquido. Debe ser cónico contemplando el aumento de velocidad del metal a medida que fluye por dicho canal, evitando así la aspiración de aire. La altura del canal y la sección inferior determinarán el caudal de llenado.

Debajo del canal de bajada suele dejarse una cavidad que ayuda a reducir la velocidad del metal y la erosión del molde en zonas de interés. En esta cavidad, puede incorporarse además filtros cerámicos para evitar la entrada de materiales no deseados, tal como la escoria.

- Canal principal

Es el canal encargado de distribuir el metal en las cavidades del molde. Suele ser cuadrado o rectangular y generalmente se lo ubica en forma horizontal. Además de alimentar las mazarotas, deriva en canales trapezoidales llamados “canales de ataque”, que se encargan de llenar la cavidad de la pieza.

La sección de los canales se define buscando que el metal fluya bajo un régimen laminar para disminuir así la erosión del molde y facilitar la separación de inclusiones.

- Mazarota

La función principal de la mazarota es alimentar la pieza durante su solidificación, de manera que no se produzcan rechupes. Esto lleva a que la mazarota sea la última parte en solidificar, lo cual a su vez genera que la mazarota actúe como sumidero de impurezas.

Los requerimientos de la mazarota dependen fuertemente del metal colado y la complejidad de la pieza, llevando en algunos casos a la necesidad de varias mazarotas.

- Noyo

Los noyos son partes del molde que se usan para obtener las configuraciones o cavidades internas en la pieza a colar. Deben ser de fácil preparación y poseer la siguientes características: refractareidad, resistencia mecánica y permeabilidad.

2.4. Análisis de tensiones

2.4.1. Introducción

El análisis de tensiones es el estudio de la interacción entre dos regiones de un material, resultado de la transmisión de fuerzas exteriores que actúan sobre él por medio de esfuerzos internos.

Los esfuerzos internos, también llamados “esfuerzos característicos” son los siguientes:

- Esfuerzo Normal (N): Esfuerzo aplicado en el baricentro de la sección considerada, cuya recta de acción es normal al plano de una dada sección y cuya intensidad corresponde a la proyección sobre dicha dirección de la resultante. El signo del esfuerzo normal depende de si la sección resulta solicitada por tracción (positivo) o compresión (negativo).

- Esfuerzo de Corte (Q): Esfuerzo cuya recta de acción se encuentra contenida en el plano de una dada sección y cuya intensidad corresponde a la proyección de la resultante sobre el plano de la sección.
- Momento Flector (M^f): Momento de la resultante respecto al baricentro de la sección.

Al analizar sistemas espaciales, se considera además un cuarto esfuerzo, denominado Momento Torsor (M^t), el cual es generado por fuerzas que no se encuentran en el plano de simetría del sólido analizado. El análisis de esfuerzos internos sobre la totalidad de una pieza se representa generalmente en diagramas como los que se muestran en la siguiente figura.

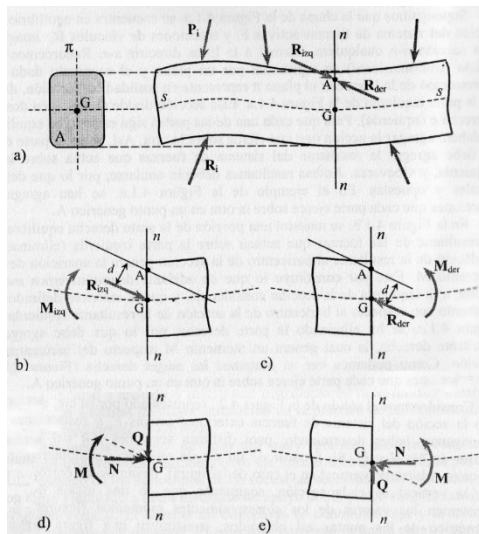


Figura 17. Esfuerzos característicos.

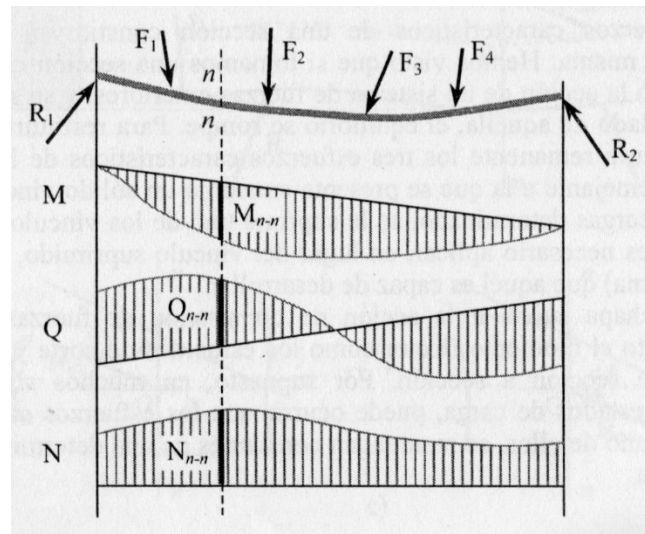


Figura 18. Diagramas de esfuerzos característicos.

2.4.2. Tipos de tensiones

Las tensiones son vectores que surgen de analizar la fuerza que ejerce cada porción de sección de material, cuando el área de esta porción tiende a cero, es decir, cuando la porción es un punto.

Cabe aclarar que el vector tensión no necesariamente coincide con la normal de la sección, por lo que generalmente se lo descompone en una componente normal al plano y otra contenida en el mismo. Queda definido de esta manera, el tensor de tensiones σ_{ij} , donde las

componentes σ_{ii} se denominan “tensiones normales” y las componentes σ_{ij} con $i \neq j$ se denominan “tensiones de corte” (también pueden ser representadas como τ_{ij}).

$$t_i^{e_j} = \sigma_{ij} \cdot e_j = \begin{pmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} t_i^{e_1} \\ t_i^{e_2} \\ t_i^{e_3} \end{pmatrix}$$

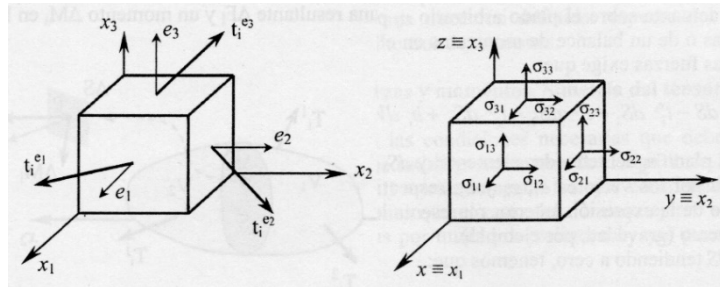


Figura 19. Descomposición de tensiones.

2.4.3. Tensiones generadas por esfuerzos internos

Las tensiones generadas por esfuerzos internos dependerán tanto de los esfuerzos como del material y geometría de la pieza. Sin embargo, se pueden plantear las tensiones que genera cada uno de los esfuerzos mencionados en un caso genérico y, tomando como supuesto que se trabaja dentro del límite elástico con materiales isótropos y homogéneos, aplicar el principio de superposición para obtener los valores de tensión para esfuerzos combinados.

- Esfuerzo de tracción y compresión uniaxial

Se analiza el caso de una barra de sección circular sometida únicamente a un esfuerzo, con los esfuerzos de corte y momentos nulos. En la figura se puede apreciar el gráfico característico del esfuerzo planteado.

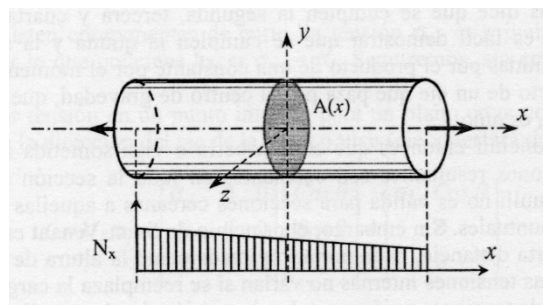


Figura 20. Diagrama de esfuerzo de tracción/compresión uniaxial (genérico).

Adoptando la hipótesis de conservación de secciones planas (Bernoulli), que establece que *“las secciones transversales al eje de una barra o viga, inicialmente planas antes de la deformación, siguen siendo planas y normales a dicho eje después de la misma”*, resulta la siguiente ecuación:

$$N_x = \iint_A \sigma_{xx} dy dz = \sigma_{xx} \cdot A$$

Las demás tensiones resultan nulas, por lo que el tensor de tensiones resulta de la siguiente manera:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Cabe destacar que la hipótesis de Bernoulli no es válida en las secciones próximas a aquellas que presenten cambios bruscos de tamaño.

- Flexión simple

Se analiza el caso de una viga sometida únicamente a un esfuerzo de flexión simétrica (el esfuerzo interno actúa sobre uno de los planos principales de inercia), con los esfuerzos normal, de corte y momento torsor nulos.

Al flexionarse, la viga adquiere una cierta “curvatura” y experimenta el acortamiento de las líneas longitudinales superiores y un alargamiento de las líneas longitudinales. En consecuencia, se obtiene una línea intermedia (no necesariamente centrada) que no sufre cambios de longitud, la cual se denomina “línea neutra”.

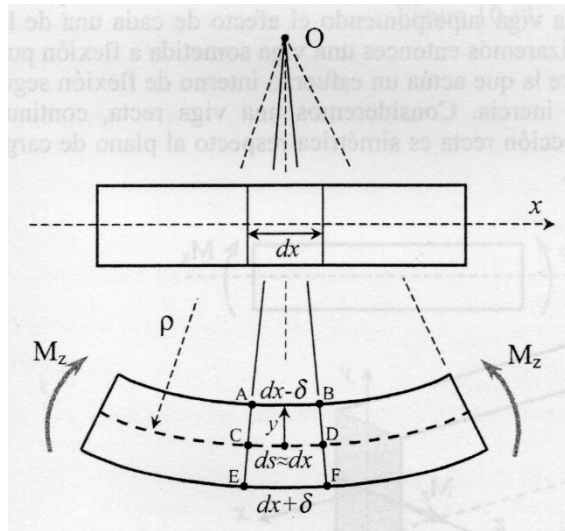


Figura 21. Flexión pura de una viga.

Las tensiones que se generan sobre las líneas longitudinales por encima de la línea neutra serán de compresión y las líneas por debajo serán de tracción. El módulo de estas tensiones se puede determinar con la “Ley de Navier”, que indica que *“en una sección sometida a flexión pura, los módulos de las tensiones que se ejercen sobre las distintas fibras de dicha sección son directamente proporcionales a su distancia a la línea neutra”*.

$$\sigma_{xx} = - \frac{M_z}{I_{zz}} y$$

En este caso de flexión pura, el único valor no nulo del tensor de tensiones resulta σ_{xx} . Si analizamos un caso de flexión simple (momento variable a lo largo de la viga debido a un esfuerzo de corte Q_y), necesitamos conocer además el valor de la tensión de corte τ_{xy} producidas por el esfuerzo de corte.

En la siguiente figura se pueden ver esquemáticamente la distribución de tensiones normales (b) y de tensiones de corte (c).

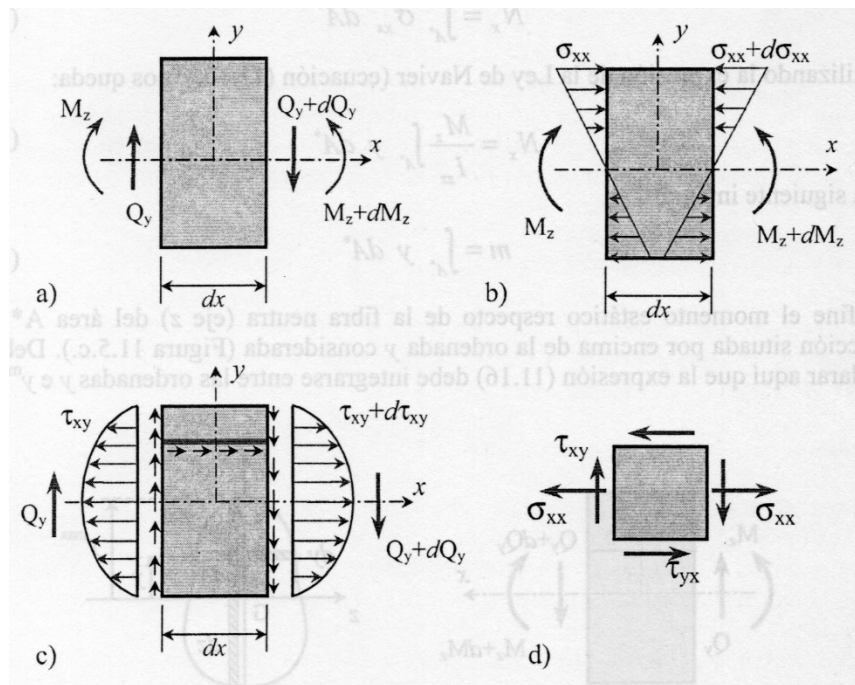


Figura 22. Tensiones en flexión simple de una viga.

Los módulos de las tensiones de normales siguen determinándose con la “Ley de Navier” mencionada anteriormente. Los módulos de las tensiones de corte se determinan con la “fórmula de Colignon”:

$$\tau_{xy} = - \frac{Q_y \cdot m}{b \cdot I_{zz}}$$

Donde m se define como momento estático respecto de la fibra neutra del área A^* de la sección situada por encima de la ordenada y considerada.

$$m = \int_{A^*} y \, dA^*$$

- Torsión

Cuando la resultante que actúa sobre la sección analizada no pasa por el centro de gravedad de la sección ni es paralela al eje de la viga, se genera un esfuerzo de torsión. Se analiza el caso de una barra de sección circular sometida a torsión pura. Por la simetría axisimétrica, se utiliza para el análisis de tensiones generadas un sistema de coordenadas cilíndricas.

Al igual que para los otros esfuerzos, la teoría elemental de la torsión tiene por supuesto la hipótesis de Bernoulli. Además, se supone que la deformación asociada a dos secciones ubicadas infinitamente próximas entre sí, queda definida por la rotación relativa de dichas secciones según el eje del árbol.

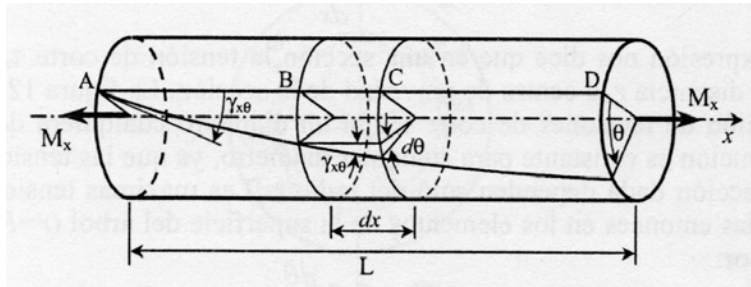


Figura 23. Torsión pura de una barra cilíndrica.

De acuerdo a las hipótesis planteadas, tendremos que un esfuerzo torsor puro, genera únicamente tensiones de corte $\tau_{x\theta}$ y $\tau_{\theta x}$. El módulo de estas tensiones quedará definido por la siguiente fórmula.

$$\tau_{x\theta} = \frac{M_x}{I_p} r$$

Donde M_x es el momento torsor, I_p el momento de inercia polar del árbol y r la distancia al eje del árbol.

2.4.4. Concentrador de tensiones

Los análisis de tensiones planteados hasta el momento no consideraban cambios bruscos de forma. En la práctica, las discontinuidades geométricas no pueden ser evitadas y como consecuencia de ellas, se producen aumentos en los módulos de las tensiones, definiendo así lo que se denomina “concentración de tensiones”.

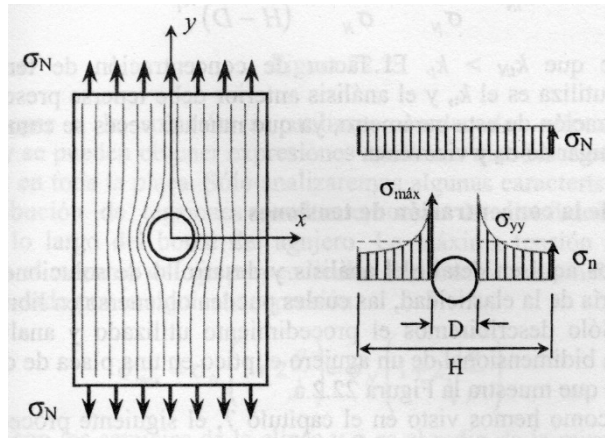


Figura 24. Concentración de tensiones.

La concentración de tensiones generalmente se cuantifica utilizando el “factor de concentración de tensiones” k_t , el cual se define como la relación entre la tensión máxima producida por el concentrador y la tensión nominal que existiría sin la presencia del mismo.

$$k_t = \frac{\sigma_{MAX}}{\sigma_N}$$

Para determinar el valor del concentrador de tensiones analíticamente, se recurre a la teoría de elasticidad. Esto es posible siempre y cuando el concentrador geométrico está lo suficientemente alejado de los bordes u otros concentradores, como lo sería un agujero en una placa infinita.

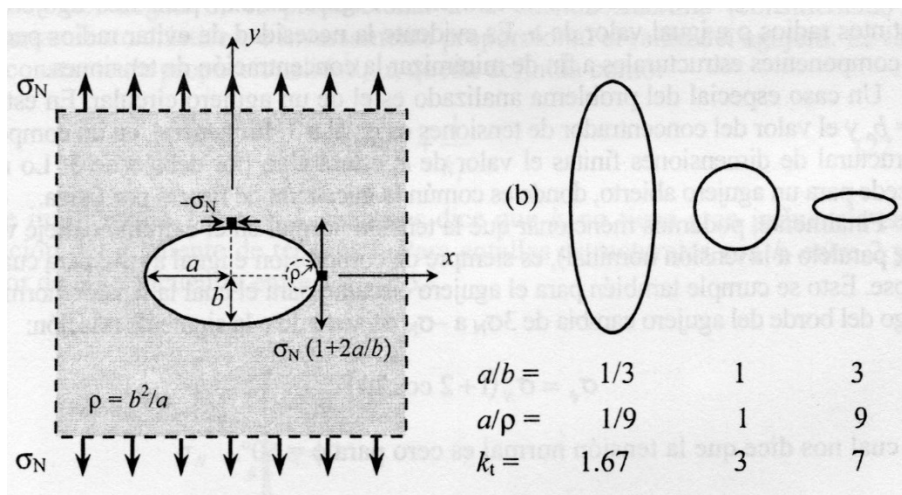


Figura 25. Valor teórico de k_t .

En la práctica, para concentradores en un componente de dimensiones finitas, las dimensiones de este último influyen sobre el valor de k_t . Para estos casos no existen soluciones analíticas y es necesario utilizar métodos aproximados (experimentales o numéricos) para estimar el valor de k_t y el gradiente de tensiones.

Existen varios libros que presentan gráficos y/o tablas para diferentes formas geométricas y tipos de carga, de los cuales se pueden obtener los valores mencionados.

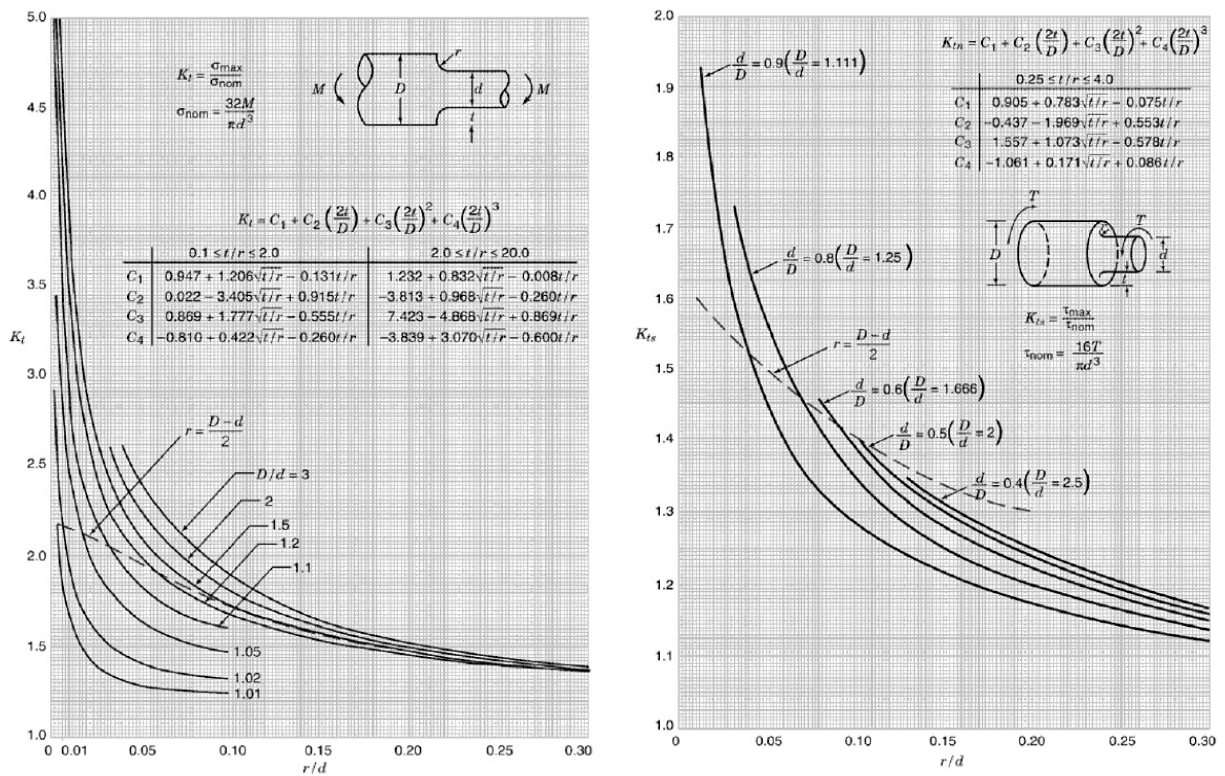


Figura 26. Valores empíricos de k_t para flexión y torsión de barras cilíndricas con cambios de diámetro.

2.4.5. Resistencia de los materiales

El estudio del comportamiento mecánico de los materiales tiene como objetivo establecer los criterios que permiten determinar el material más conveniente, la forma y las dimensiones más adecuadas de una pieza para que puedan resistir la acción de las fuerzas que la solicitan, con un buen resultado y de la forma más económica posible. Para analizar la integridad mecánica de

un componente ingenieril es necesario establecer, por un lado, el estado tensional de un componente bajo las condiciones de funcionamiento, y por otro lado, la resistencia del material para dichas condiciones.

La estimación de límites de carga para el uso de un determinado de material, requiere la definición de criterios de resistencia o de falla. Entre ellos, se destacan los criterios de fluencia, que predicen los límites del régimen elástico, y los criterios de fractura, que predicen la fractura del material. Los valores de tensión de fluencia y rotura se obtienen generalmente por medio de ensayos uniaxiales de tracción. En la práctica, las piezas están generalmente solicitadas por esfuerzos combinados, por lo que se busca obtener un estado uniaxial equivalente para comparar con el criterio de falla utilizado.

- Criterio de Von Mises

El criterio de Von Mises es un criterio de fluencia que relaciona dos estados tensionales distintos utilizando una tensión equivalente, comúnmente referida como “tensión de Von Mises”.

$$\sigma_{VM} = \sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

Si bien el criterio de Von Mises surge como razonamiento puramente matemático del análisis de energía de deformación, los resultados experimentales muestran que este criterio es el más acertado para definir el comienzo de las deformaciones plásticas en materiales dúctiles sometidos a estados tensionales generales.

3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL

3.1. Introducción

La posición y dimensiones de las levas y apoyos influyen directamente en el funcionamiento del motor. Es por eso, que deben ser relevadas y respetadas en el nuevo diseño. Más aún, la geometría original es necesaria para realizar el análisis del estado tensional en condiciones de operación.

3.2. Relevamiento

Para el relevamiento dimensional de la pieza original, se adquirió un árbol de levas nuevo a fin de asegurar que las dimensiones que se relevaran fueran las de la pieza inalterada.

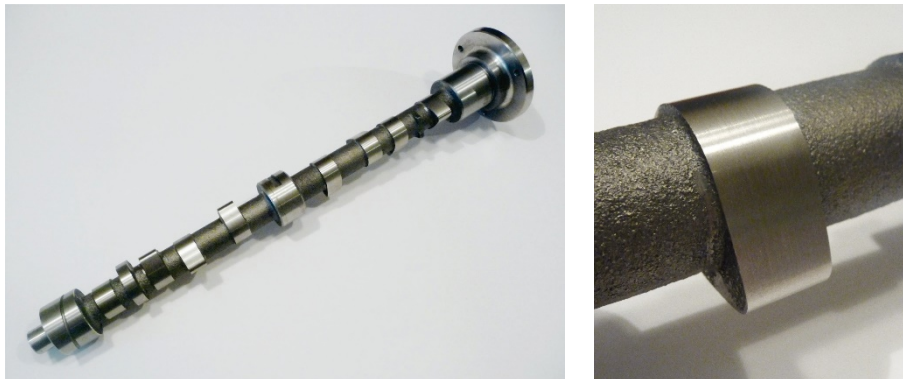


Figura 27. Árbol de levas nuevo.

La mayor complejidad que presentó el relevamiento dimensional del árbol de levas consistió en determinar con precisión los perfiles de las levas y sus posiciones relativas respecto a las otras, es decir, los ángulos relativos entre las crestas. El relevamiento del perfil de la leva se realizó en el Departamento de Metrología Dimensional de la Universidad Nacional de Mar del Plata. Se montó el árbol sobre dos bloques en “V” en una mesa patrón, con un transportador fijado sobre el extremo donde va colocado el engranaje, y un comparador sobre las levas. Se registraron los desplazamientos verticales del palpador cada 5 grados de giro del árbol. Luego con un pie de rey se relevaron las dimensiones restantes: espesores de levas, distancia entre levas, diámetro de caña, diámetros y espesores de apoyos, entre otras.

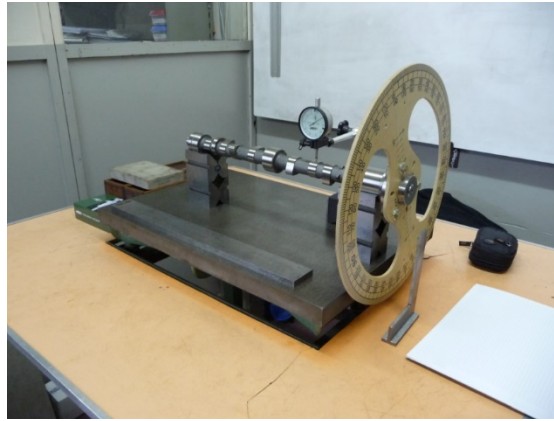


Figura 28. Relevamiento de perfiles de levas.

Luego de realizado el relevamiento, surgió la posibilidad de realizar el relevamiento de los perfiles de las levas en la “Federación Regional de Automovilismo Deportivo Mar y Sierras” (FRAD), con sede en Mar del Plata, donde se utilizó la máquina (Cam Pro Plus) que disponen para verificar que los árboles de levas de los autos de carrera sean reglamentarios. Registrando valores de desplazamiento lineal del seguidor (error estimado 0,01mm) cada 2 grados (error estimado 0,1°) de giro de leva, se obtuvo una mayor precisión y repetitividad de las dimensiones entre levas, por lo que se descartaron las medidas anteriores de los perfiles.

La máquina que dispone la FRAD Mar y Sierras sostiene el árbol de levas entre puntas y con un sensor de posición lineal con un palpador que simula el actuar de un seguidor de leva, realiza lecturas de la posición del palpador tal como se esquematiza en la figura.

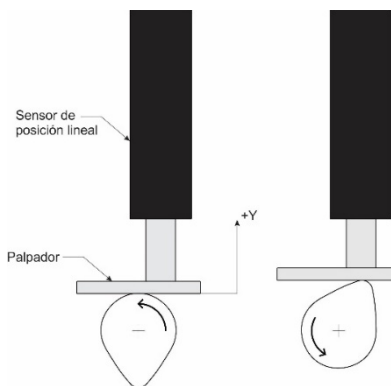


Figura 29. Relevamiento de perfiles de levas.

La máquina está conectada a una computadora que registra la posición angular (corrigiendo a 0° la posición intermedia entre las crestas de admisión y escape de cada cilindro), y la posición del seguidor (corrigiendo a 0 mm la altura mínima registrada para cada leva).

Las levas se relevaron numerándolas del 1 al 8 siendo la 1 la leva más próxima al extremo de acople y 8 la leva más próxima al extremo libre del árbol. Las levas 1, 4, 5 y 8 son las levas de admisión correspondientes a los cilindros 1, 2, 3 y 4 respectivamente. Las levas 2, 3, 6 y 7 son las levas de escape correspondientes a los cilindros mencionados, respectivamente.

Los valores obtenidos pueden observarse en el Anexo A. Graficando los perfiles de las levas se obtiene la siguiente figura.

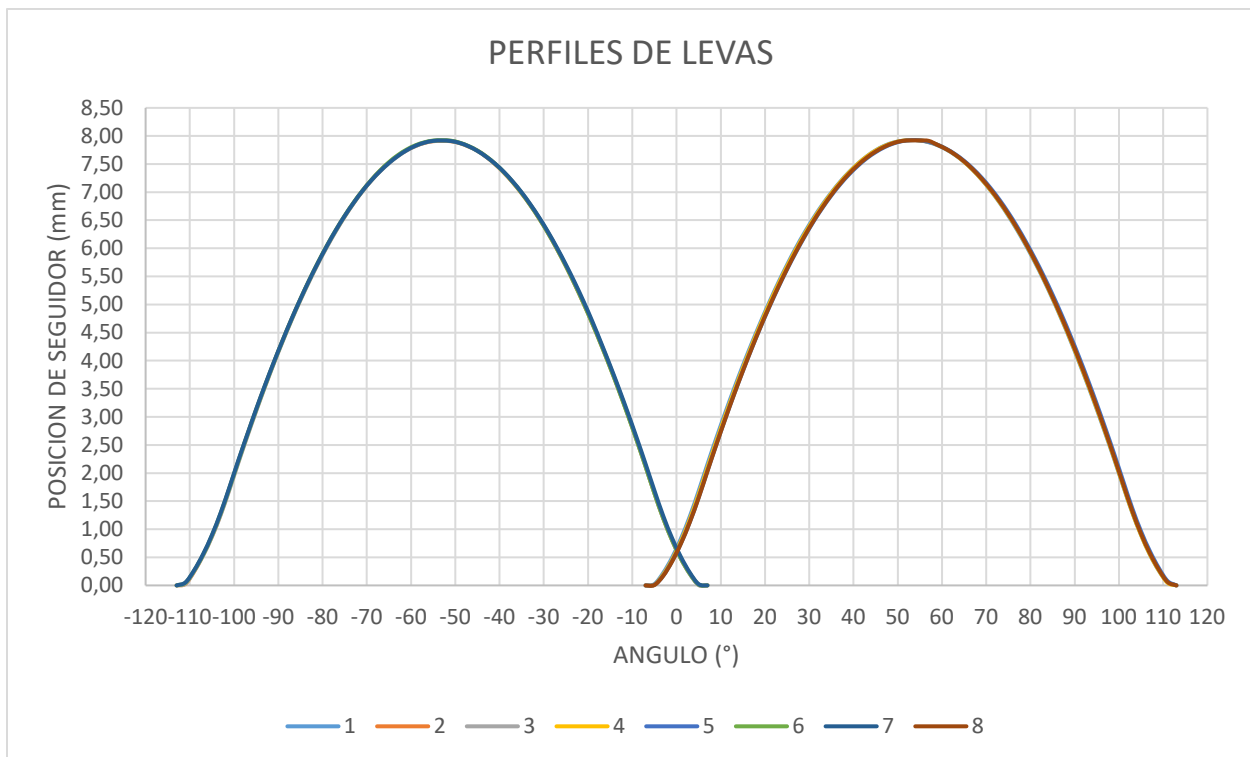


Figura 30. Perfiles de levas.

Si bien el perfil de las levas de admisión es el mismo para cada leva de admisión (diferencia máxima relevada: 0,12mm), y lo mismo ocurre para las levas de escape (diferencia máxima relevada: 0,05mm), no necesariamente los perfiles de admisión y escape deben coincidir. Además, las levas no necesariamente son simétricas, es decir, los perfiles de los flancos de

apertura y cierre no tienen por qué ser iguales. En este caso, resultó que las levas de admisión y escape son simétricas y poseen el mismo perfil (error máximo: 0,08mm), con un desfasaje de 106,5° entre crestas. La siguiente figura muestra el perfil promedio obtenido de las levas.

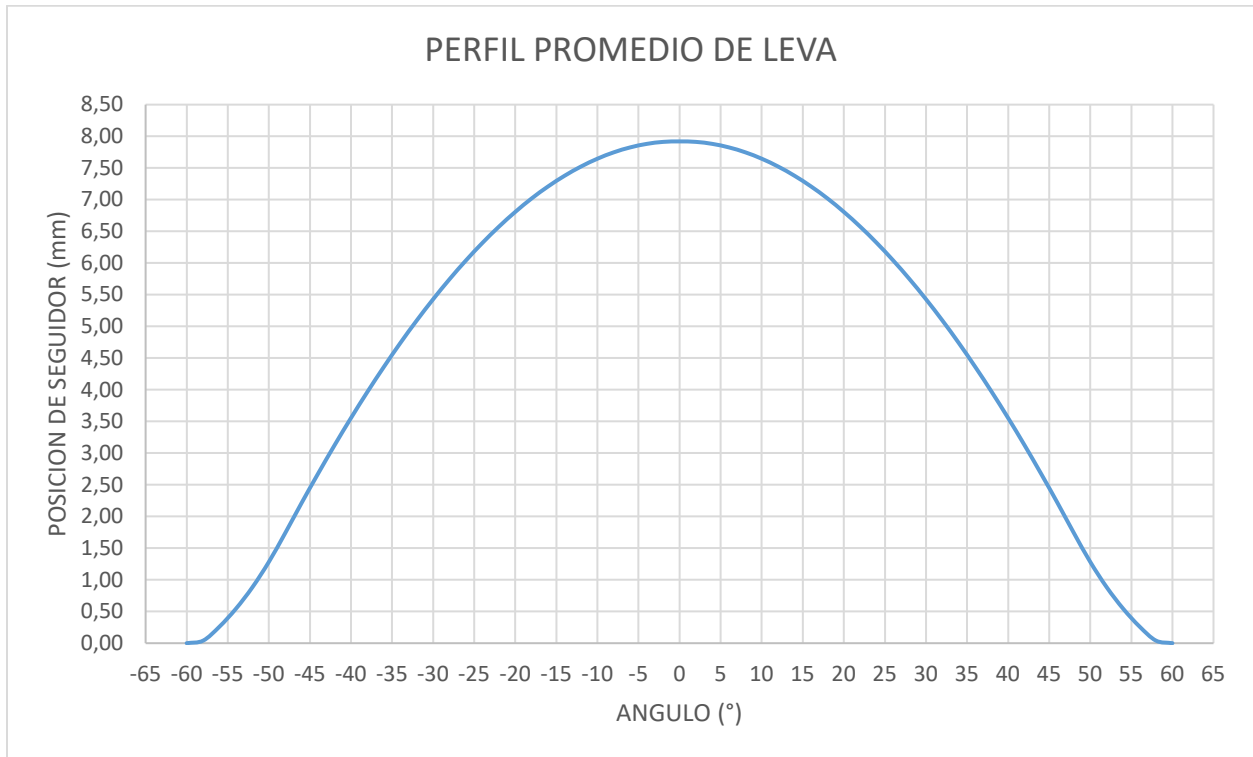


Figura 31. Perfil promedio de levas.

Teniendo en cuenta que el orden de encendido del motor es 1-3-4-2, tendremos que las levas del cilindro 3 estarán 90° atrasadas respecto a las levas del cilindro 1, las del 4 estarán 90° atrasadas respecto a las del 3 y, por último, las levas del 2 estarán 90° atrasadas respecto a las del 4. Conociendo estos desfasajes y el desfasaje entre las levas de admisión y escape para los cilindros, podemos posicionar angularmente cada leva en el árbol.

Cabe destacar que al realizar el relevamiento de los perfiles, el contacto entre las levas y el palpador no se da siempre en la misma posición, sino que se va desplazando. Esto lleva a que, para recrear una sección de leva, se tengan que trazar rectas horizontales a las alturas obtenidas y luego girar cada recta los grados correspondientes para obtener un conjunto de tangentes.

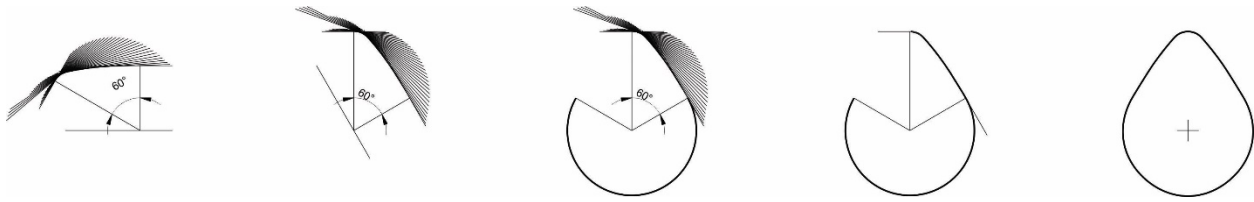


Figura 32. Generación de una sección de leva.

En cuanto a las demás dimensiones del árbol, la siguiente figura muestra los valores obtenidos en las mediciones realizadas en el Departamento de Metrología Dimensional de la Universidad Nacional de Mar del Plata. Para los apoyos y acople se utilizaron micrómetros (error estimado 0,01mm) y para las demás dimensiones se utilizó un calibre (error estimado 0,20mm debido a la terminación superficial por colada).

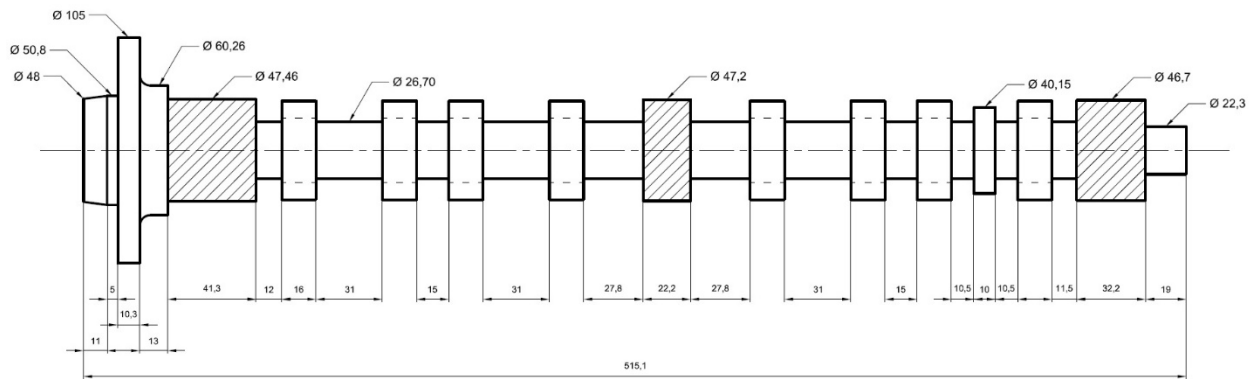


Figura 33. Dimensiones del árbol de levas.

Finalmente, se relevó el peso del árbol de levas, resultando 4250 gr.

3.3. Resultado

Como resultado del relevamiento, se obtuvieron las dimensiones de los perfiles de levas, los cuales resultaron todos iguales y simétricos. Además, se obtuvieron las posiciones de las levas y los apoyos a lo largo del árbol, junto con las posiciones angulares de las levas. Con estos datos, se generó el modelo del árbol de levas original.

4. RELEVAMIENTO METALOGRAFICO

4.1. Introducción

El relevamiento metalográfico realizado consistió en determinar la composición del material y la microestructura del árbol de levas. Además, debido a que las levas estas sometidas a desgaste por el contacto metal-metal con los seguidores, suelen tener la superficie de trabajo endurecida, ya sea por tratamiento superficial posterior a la fabricación o mediante el acoquillado al momento de hacer la colada. Teniendo en cuenta esto, se analizó el perfil de durezas en una sección de leva y se realizó un relevamiento de las distintas microestructuras presentes en dicha sección. Todas las tareas correspondientes al relevamiento metalográfico fueron realizadas en el Área de Metalurgia de la Universidad Nacional de Mar del Plata con asistencia de la DMI (División Metalurgia - INTEMA).

4.2. Relevamiento

Para determinar la composición química, se utilizó un espectrómetro de emisión óptica con excitación por chispa modelo Baird DV6. Como muestra la figura 34, se seccionó un árbol de levas (de fabricación original) usado en la leva número 5 (leva de escape correspondiente al cilindro 3). La muestra, de aproximadamente 10mm de espesor, se preparó siguiendo procedimientos convencionales de desbaste y pulido, según requerimiento del espectrómetro. La siguiente figura muestra la leva seleccionada como muestra.



Figura 34. Sección de leva para muestra.

La composición química resultante luego del análisis espectrométrico se observa en la tabla 1.

Elemento	C	Si	Mn	Cu	Mo	Cr	CE
% en peso	3,52	1,77	0,67	0,4	0,2	0,41	4,11

Tabla 1. Composición química del árbol de levas original.

El carbono equivalente indica que se trata de una fundición ligeramente hipoeutéctica, aleada.

Para el relevamiento de las microestructuras, se utilizó un microscopio Olympus modelo PMG 3. Como muestras, se seccionaron una leva y un tramo de caña, preparándolas siguiendo procedimientos convencionales de desbaste y pulido, atacándola luego con nital al 2%.

Tanto para las observaciones de microestructura como para la posterior toma de durezas, se utilizó la misma muestra. Las zonas que fueron relevadas se marcaron comenzado a 2mm de la cresta y luego sucesivamente cada 3mm hasta la última medición, ubicada a 3mm del extremo opuesto, tal como se observa en la figura 35.

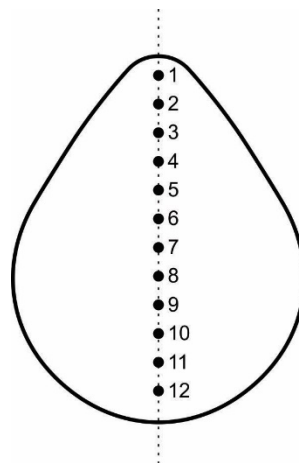


Figura 35. Puntos de relevamiento de microestructura y dureza.

En la figura 36 se observa la variación de microestructuras relevadas de la leva sin ataque y con 50x de aumento, desde la cresta hacia el extremo opuesto.

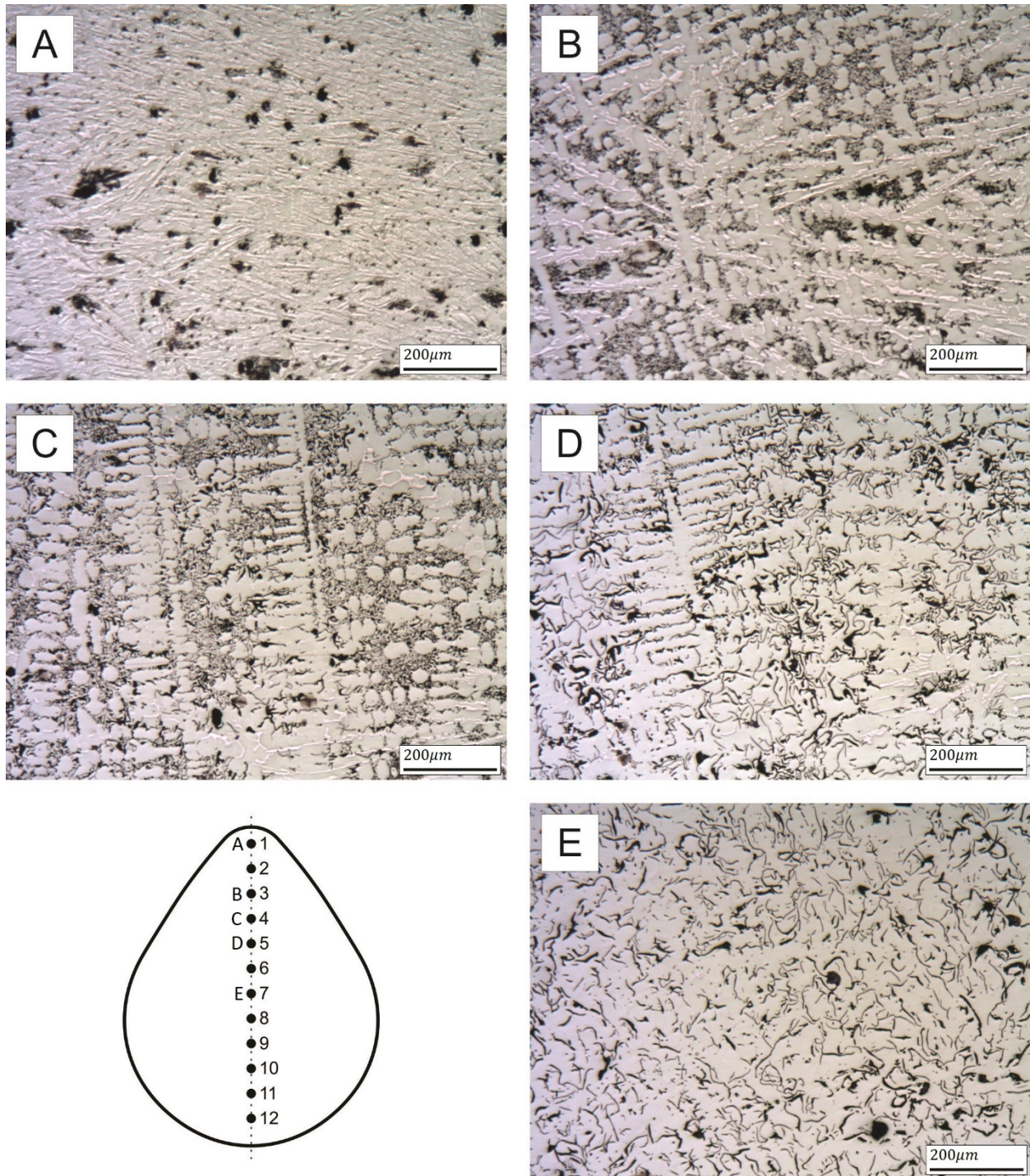


Figura 36. Microestructuras sin ataque de las levas (50x).

En la figura 37 se observa la variación de microestructuras relevadas atacadas y con 200x de aumento, desde la cresta de la leva hacia el extremo opuesto.

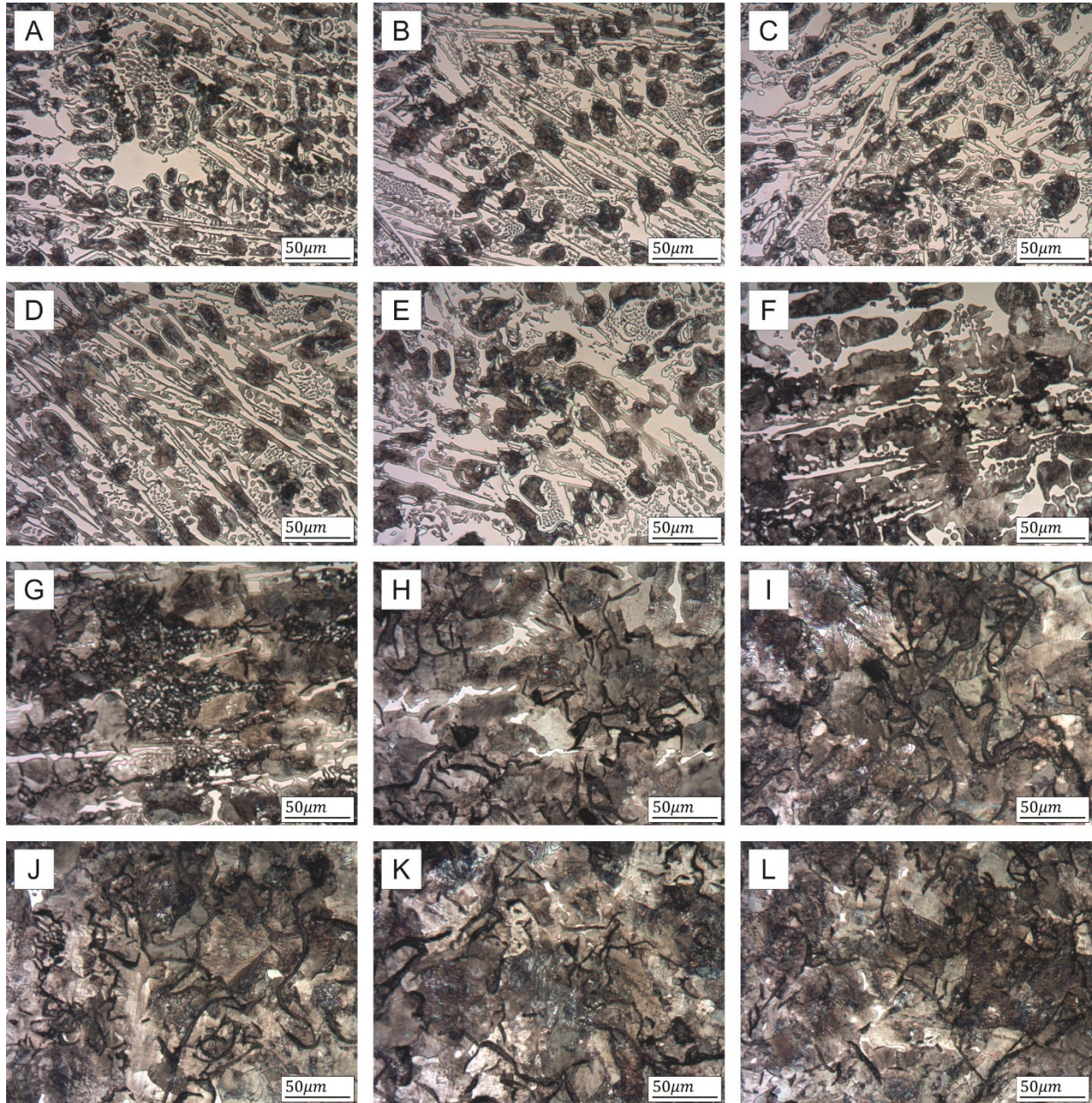


Figura 37. Microestructuras con ataque de las levas (200x).

Se puede ver claramente que, en la zona de la cresta de la leva, la microestructura corresponde a la de una fundición blanca. Esto es apreciable en las figuras 36-A y 37-A, y se debe a la alta velocidad de enfriamiento inducida por las coquillas durante la colada del árbol.

A medida que nos alejamos de la cresta, disminuye la cantidad de ferrita y empiezan a aparecer precipitaciones de carbono, lo cual se distingue fácilmente en la figura 37-F. Finalmente, en el extremo opuesto a la cresta, se observa en la figura 36-E una microestructura típica de fundición gris y en la figura 37-L se puede apreciar la matriz ferrítica-perlítica.

Tal como se mencionó anteriormente, la precipitación del grafito es posible gracias a la menor velocidad de enfriamiento. Esto se debe a que la zona opuesta a la cresta se encuentra lo suficientemente alejada de la coquilla, y a que esta no recubre todo el perfil de la leva. La mayor dureza que proporciona una fundición blanca, comparado con la fundición gris, no es necesaria en esta zona debido a que hay huelgo entre la leva y el seguidor, por lo que no se presenta contacto metal-metal.

La microestructura del tramo de caña es pareja en toda la sección y se corresponde con la microestructura de la zona opuesta a la cresta en la leva, es decir, fundición gris con matriz ferrítico-perlítica.

La figura 38 muestra la microestructura sin ataque de la caña con aumentos de 50x (Fig. 38-A) y 100x (Fig. 38-B).

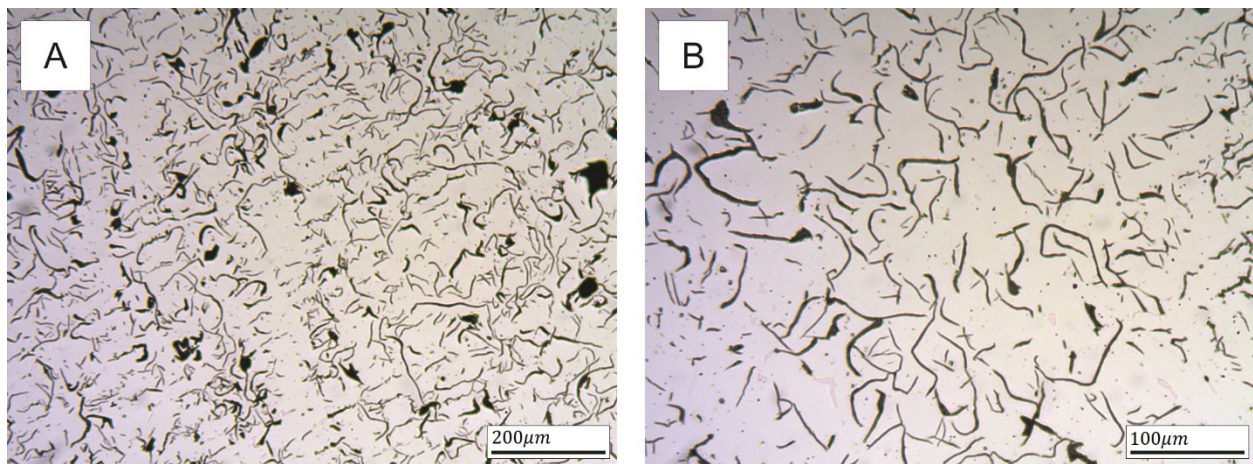


Figura 38. Microestructuras sin ataque de la caña (A-50x y B-100x).

La figura 39 muestra la microestructura atacada de la caña con aumentos de 200x (Fig. 39-A) y 500x (Fig. 39-B).

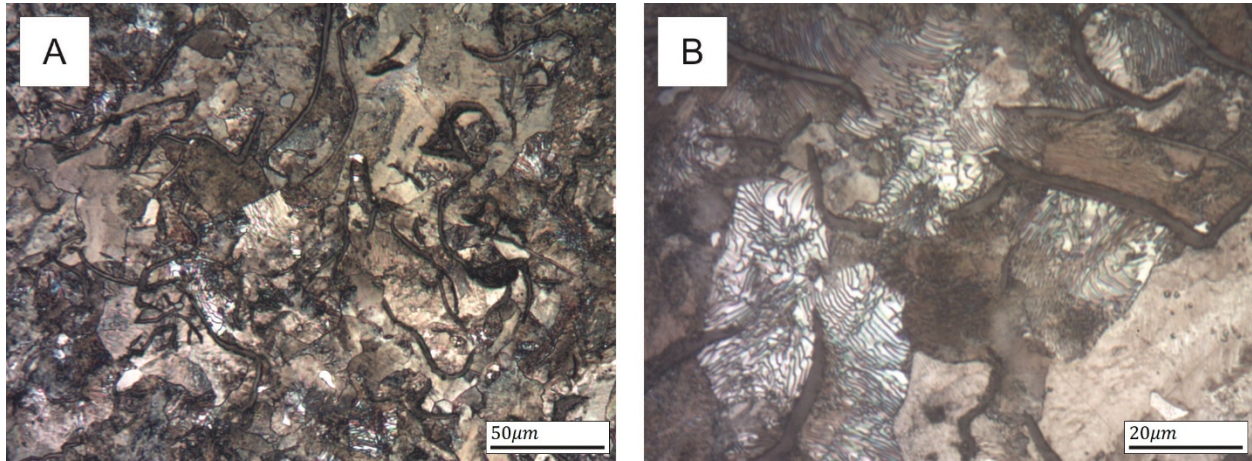


Figura 39. Microestructuras con ataque de la caña (A-200x y B-500x).

Se aprecia en la figura 39-B la morfología de la perlita y las láminas de grafito.

En la tabla 2 se observan los resultados obtenidos del ensayo de dureza. Si comparamos los valores de dureza con las imágenes de las microestructuras con ataque de la leva, podemos ver que los valores se corresponden con las imágenes metalográficas. Esto se nota principalmente en la variación de la microestructura, donde se produce una disminución marcada de fundición blanca, dando lugar a la fundición gris. En términos de dureza, podemos ver que en los primeros 5 puntos (correspondientes a las imágenes A a E de la figura 37) se presentan microestructuras típicas de una fundición blanca, y la dureza se mantiene en el rango 48-53 HRc. Con la aparición de fundición gris, la dureza disminuye a 37 HRc en el punto 6 (imagen F de la figura 37). Luego, en los puntos 7 a 12 (correspondientes a las imágenes G a L de la figura 37), se ven microestructuras de fundición gris similares entre sí, y los valores de dureza se mantienen en el rango 20-25 HRc.

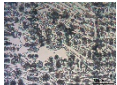
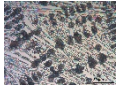
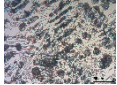
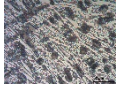
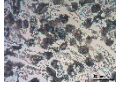


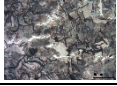
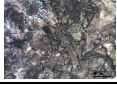


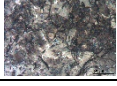
PUNTO DE MEDICIÓN	DISTANCIA A LA CRESTA (mm)	DUREZA (HRc)	MICROESTRUCTURA (Figura 37)
1	2	53	A 
2	5	53	B 
3	8	53	C 
4	11	51	D 
5	14	48	E 
6	17	37	F 
7	20	25	G 
8	23	22	H 
9	26	22	I 
10	29	22	J 
11	32	20	K 
12	35	20	L 

Tabla 2. Valores de dureza obtenidos.

4.3. Resultado

El análisis de la composición química arrojó que el árbol de levas original se encuentra fabricado en fundición gris ligeramente hipoeutéctica y aleada.

Las levas presentan un endurecimiento superficial parcial por acoquillamiento, únicamente en las zonas de rampa, flanco y cresta. Esto resulta en una microestructura de fundición blanca en la zona endurecida, con dureza máxima 53 HRC, y fundición gris laminar de matriz ferrítica-perlítica en las zonas no endurecidas.

5. ESTIMACION DE LOS ESFUERZOS

5.1. Introducción

Tal como se mencionó anteriormente, para determinar la integridad mecánica del árbol de levas original es necesario establecer, por un lado, el estado tensional del componente bajo las condiciones de funcionamiento, y por otro lado, la resistencia del material para dichas condiciones. Consecuentemente, buscaremos conocer la parte del árbol de levas que se encuentre más solicitada y limitar el análisis de tensiones a dicha parte.

Para determinar la zona más solicitada, se plantea un modelo que represente el sistema y se lo resuelve para hallar los valores de las fuerzas que actúan sobre el árbol de levas. Luego, se plantean de manera simplificada los esfuerzos a los cuales se encuentra sometido el árbol durante el funcionamiento normal del motor.

5.2. Descripción del sistema

El sistema está compuesto por una leva, un botador, un balancín, una válvula y un resorte de válvula, dispuestos según se indica en la figura 40.

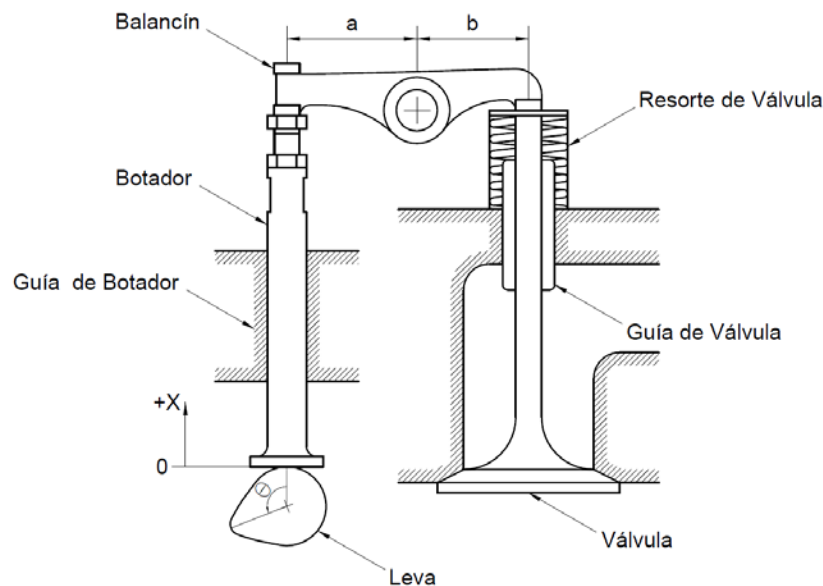


Figura 40. Cadena cinemática leva-seguidor.

El resorte se encuentra pre-comprimido y su extremo superior se mantiene solidario al extremo superior de la válvula. Mientras el botador permanece en contacto con el círculo base de la leva, el resorte mantiene la válvula cerrada. Con el giro de la leva, el botador entra en contacto con el flanco ascendente y comienza a subir, accionando el balancín que a su vez empuja la válvula, venciendo la fuerza que realiza el resorte. Continuando con el giro de la leva, el botador entra en contacto con la cresta y luego con el flanco descendente. El botador mantiene el contacto con el flanco descendente por medio de la fuerza que realiza el resorte para cerrar la válvula.

5.3. Consideraciones

En la etapa de diseño del sistema para un dado motor, tanto el perfil de la leva como la constante del resorte y su precarga se calculan para que el botador copie el perfil de la leva y evitar que se produzcan saltos del botador. Teniendo en cuenta que estamos analizando un sistema ya diseñado y con una velocidad de giro dentro de las admisibles, supondremos que el botador no presenta saltos y se mantiene en contacto con el perfil de la leva.

Se establece como régimen de funcionamiento que árbol de levas se encuentra girando a una velocidad angular ω constante de 1.000 RPM.

5.4. Modelo dinámico

En los primeros estudios realizados sobre el análisis dinámico de un sistema leva-seguidor de un motor (Barkan 1995), se utiliza un modelo de un solo grado de libertad y una única masa. En posteriores estudios, la adición de una segunda masa permitió obtener mejor precisión del modelo (Barkan y Dresner 1995). Las ventajas del modelo de 2 masas respecto al de 1 son:

- Permite calcular las fuerzas de contacto
- Permite predecir los saltos del seguidor
- Los resultados son más cercanos a los valores experimentales

Una gran cantidad de trabajo se ha destinado a desarrollar modelos dinámicos de este sistema y comparar sus resultados con los valores experimentales. Los resultados de estos trabajos permitieron determinar que un modelo de un solo grado de libertad y una única masa

resulta adecuado para modelar la mayoría de los aspectos dinámicos del comportamiento de este sistema.

El desarrollo del modelo consiste en descomponer el sistema en elementos individuales representados por masas que se encuentran unidas a tierra por medio de un amortiguador. Debido a la elasticidad de los componentes, las masas se conectan por medio de un resorte y un amortiguador. En el caso del balancín, se modela como 2 masas ubicadas en los extremos y unidas por un eje rígido sin masa. Como resultado, se obtiene un modelo de 4 grados de libertad como el de la figura 41.

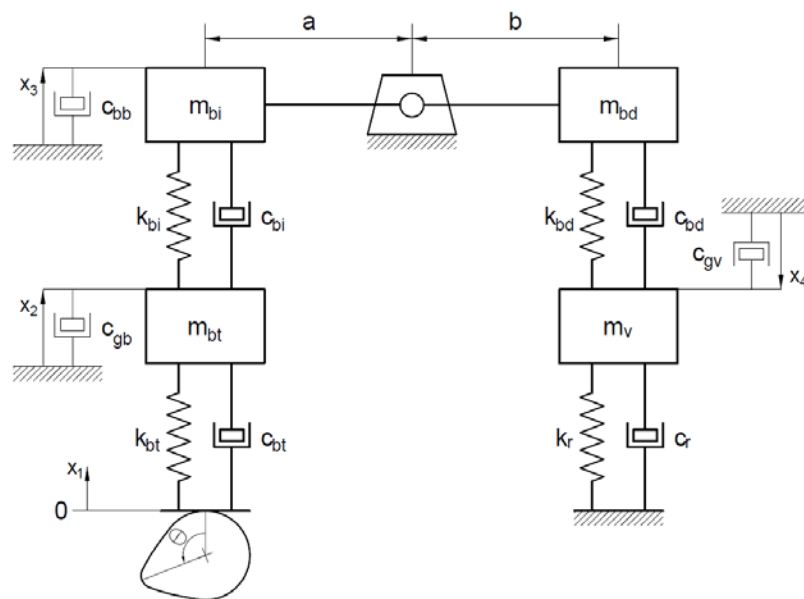


Figura 41. Modelo de 4 grados de libertad.

A continuación se detallan los coeficientes de la figura 41:

- m_{bt} = masa botador
- m_{bi} = masa balancín izquierda
- m_{bd} = masa balancín derecha
- m_v = masa válvula
- k_{bt} , c_{bt} = elasticidad del botador
- k_{bi} , c_{bi} = elasticidad del balancín izquierda
- k_{bd} , c_{bd} = elasticidad del balancín derecha
- k_r , c_r = elasticidad del resorte

- c_{gb} = amortiguación en la guía del botador
- c_{bb} = amortiguación en el buje del balancín
- c_{gv} = amortiguación en la guía de la válvula

Cabe aclarar que la masa de la válvula incluye 1/3 de la masa del resorte para tener en consideración la porción del resorte que se traslada con la válvula.

La estrategia para obtener un modelo de una única masa con un solo grado de libertad consiste en combinar los elementos a cada lado del eje de giro del balancín y luego trasladar los elementos de un lado a otro. El desarrollo del modelo se puede observar en el Anexo B, en el cuál se obtiene como resultado el modelo de una masa y un grado de libertad de la figura 42.

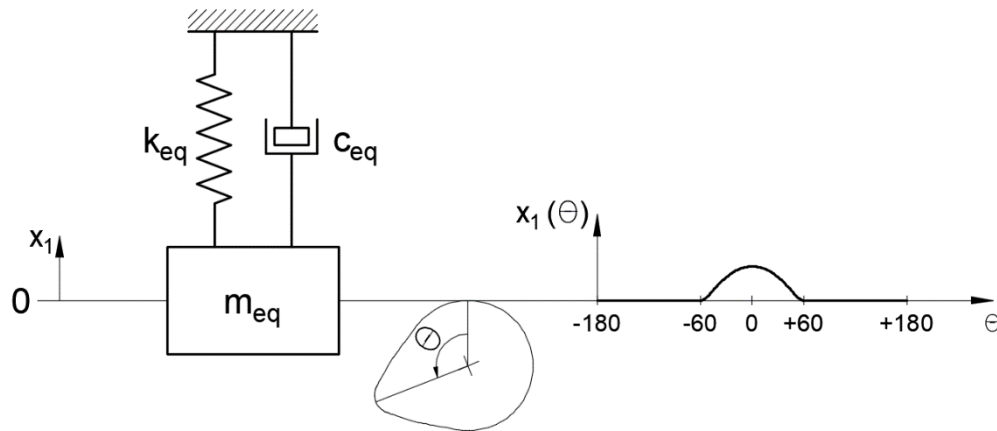


Figura 42. Modelo de una masa y un grado de libertad.

Aplicando la segunda ley de Newton, obtenemos la ecuación diferencial que gobierna el funcionamiento del modelo.

$$\sum F = F_{leva} - k_{eq} \cdot x_1 - c_{eq} \cdot \dot{x}_1 = m_{eq} \cdot \ddot{x}_1$$

5.5. Estimación de las fuerzas ejercidas sobre las levas

Para obtener los valores de las fuerzas que actúan sobre las levas, despejamos F_{leva} y obtenemos la siguiente ecuación:

$$F_{leva} = m_{eq} \cdot \ddot{x}_1 + c_{eq} \cdot \dot{x}_1 + k_{eq} \cdot x_1$$

Los valores de los coeficientes equivalentes se obtienen del desarrollo del modelo (ver Anexo B) y son:

$$m_{eq} = m_{bt} + m_{bi} + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot (m_{bd} + m_v)$$

$$k_{eq} = \frac{k_r \cdot [a^2 \cdot k_{bt} \cdot k_{bi} + b^2 \cdot k_{bd} \cdot (k_{bt} + k_{bi})]}{a^2 \cdot k_{bt} \cdot k_{bi} + b^2 \cdot k_{bd} \cdot (k_{bt} + k_{bi}) + a^2 \cdot k_r \cdot (k_{bt} + k_{bi})}$$

$$c_{eq} = \frac{c_r \cdot [a^2 \cdot c_{bi} \cdot c_{bt} + a^2 \cdot (c_{bi} + c_{bt}) \cdot (c_{gb} + c_{bb}) + b^2 \cdot (c_{bd} + c_{gv}) \cdot (c_{bi} + c_{bt})]}{a^2 \cdot c_{bi} \cdot c_{bt} + a^2 \cdot (c_{bi} + c_{bt}) \cdot (c_{gb} + c_{bb}) + b^2 \cdot (c_{bd} + c_{gv}) \cdot (c_{bi} + c_{bt}) + a^2 \cdot c_r \cdot (c_{bi} + c_{bt})}$$

Para determinar las magnitudes de los coeficientes de los resortes que componen el sistema, se los analiza como cuerpos deformables elásticamente. En el caso del botador, el valor de k_{bt} se determina por medio de la deformación elástica por compresión.

$$\Delta x = \frac{F \cdot l}{A \cdot E}$$

$$k_{bt} = \frac{F}{\Delta x} = \frac{A \cdot E}{l} = \frac{\pi \cdot 15,8^2 \cdot 200000}{4 \cdot 132,3} = 296.397,3 \frac{N}{mm}$$

En el caso del balancín, podemos considerar cada mitad como una viga empotrada con una carga puntual en el extremo.

$$x = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$k_{bi}, k_{bd} = \frac{F}{x} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3}$$

$$k_{bi} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{a^3} = \frac{3 \cdot 200000 \cdot 1968,8}{44^3} = 13.867 \frac{N}{mm}$$

$$k_{bd} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{b^3} = \frac{3 \cdot 200000 \cdot 1968,8}{49,7^3} = 9.564,3 \frac{N}{mm}$$

En el caso del resorte de válvula, el valor fue determinado experimentalmente. El motor al cual pertenece el árbol de levas en cuestión cuenta con 2 resortes por válvula, los cuales se encuentran instalados concéntricamente y son comprimidos en simultáneo. Si bien la altura libre

de los resortes no es la misma, la geometría del asiento lleva a que la distancia que se comprimen sea igual. Debido a esto, podemos tratar al sistema como un único resorte cuya constante equivalente es la suma de las constantes de los resortes.

$$k_r = k_1 + k_2$$

Los resortes fueron ensayados en el Laboratorio de Materiales de la UNMdP, obteniendo un valor de constante $k_r = 21 \frac{N}{mm}$. Por otra parte, se relevó la altura del resorte instalado, obteniendo una diferencia de 9,1mm respecto a su longitud libre. Esto diferencia supone una precarga de 191 N.



Figura 43. Ensayo de resortes.

En cuanto a los valores de los coeficientes de amortiguación, se determinan experimentalmente con ensayos de prototipos. Koster ha determinado experimentalmente que la relación de amortiguamiento para los sistemas leva-seguidor de un motor es típicamente $\zeta = 0,1$. Esto nos permitirá estimar el valor de c_{eq} sin determinar los valores individuales de los coeficientes de amortiguación.

$$\zeta = \frac{c_{eq}}{c_{crítica}} = \frac{c_{eq}}{2 \cdot m_{eq} \cdot \omega_n} = \frac{c_{eq}}{2 \cdot m_{eq} \cdot \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}} = \frac{c_{eq}}{2 \cdot \sqrt{m_{eq} \cdot k_{eq}}} = 0,1$$

Luego, despejando c_{eq} obtenemos:

$$c_{eq} = 0,2 \cdot \sqrt{m_{eq} \cdot k_{eq}}$$

Se obtuvieron los siguientes valores para los coeficientes equivalentes:

$$m_{eq} = 189 + 59 + \left(\frac{49,8}{44}\right)^2 \cdot \left(66 + 96 + \frac{56}{3}\right) = 479,4 \text{ gr}$$

$$k_{eq} = 20,98 \frac{N}{mm}$$

$$c_{eq} = 20,0 \frac{N}{m/s} = 0,02 \frac{N}{mm/s}$$

Por último, resta conocer la función x_1 y sus dos primeras derivadas respecto del tiempo. Si bien no conocemos la función del perfil de la leva, el relevamiento realizado del perfil arrojó una lista de valores de radio para distintos ángulos de giro, con lo que se puede hacer un gráfico radio vs ángulo, que es periódico, y por lo tanto se lo puede aproximar por una serie de senos y cosenos de la siguiente manera:

$$x_1(\theta) = A_0 + A_1 \cdot \cos(\omega \cdot \theta) + B_1 \cdot \sin(\omega \cdot \theta) + \dots + A_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot \theta) + B_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot \theta)$$

donde:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{\text{Período de repetición de función}} = \frac{2 \cdot \pi}{120}$$

El criterio de ajuste se toma como aquél en el que la desviación cuadrática media sea mínima, es decir, debe de ser mínima la suma:

$$S = \sum_{i=1}^N \{x_i - [A_0 + A_1 \cdot \cos(\omega \cdot \theta_i) + B_1 \cdot \sin(\omega \cdot \theta_i) + \dots + A_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot \theta_i) + B_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot \theta_i)]\}^2$$

Debido a que los datos que disponemos se encuentran equiespaciados, se puede demostrar que los valores de los coeficientes A_0 , A_k y B_k resultan:

$$A_0 = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N}$$

$$A_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_i \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot \theta_i)$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N x_i \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot \theta_i)$$

$$k = 1, 2, \dots, m$$

Tomando como datos los valores x_i obtenidos del relevamiento (ver Anexo B) se realizaron aproximaciones con distintos valores de m . Se observa que cuanto mayor es m , mejor resulta la aproximación y menores resultan los valores de los coeficientes A_k y B_k , haciendo que el valor de los términos sean cada vez menores. Comparando las distintas funciones, se definió un valor $m = 7$ debido a que al aumentarlo no mejoraba significativamente el error de aproximación.

En la tabla 3 se indican los valores obtenidos de coeficientes y en la figura 44 se grafican los puntos dato y la función de aproximación.

k	0	1	2	3	4	5	6	7
A_k	4,7046	3,6338	-0,7123	0,2317	-0,0854	0,0276	-0,0081	0,0015
B_k	N/A	4,056E-16	2,623E-16	2,521E-16	3,2E-17	-7,83E-17	-8,37E-17	1,41E-17

Tabla 3. Coeficientes de función aproximación.

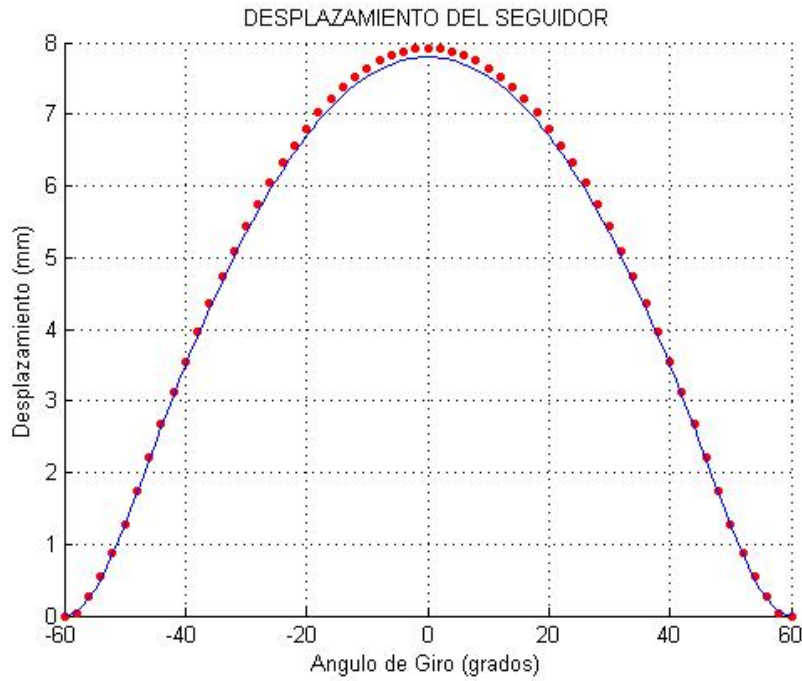


Figura 44. Datos y función aproximación.

Ahora que conocemos la función x_1 , obtenemos los valores de velocidad (\dot{x}_1) y aceleración (\ddot{x}_1), cuyos gráficos se pueden apreciar en las figuras 45 y 46, respectivamente.

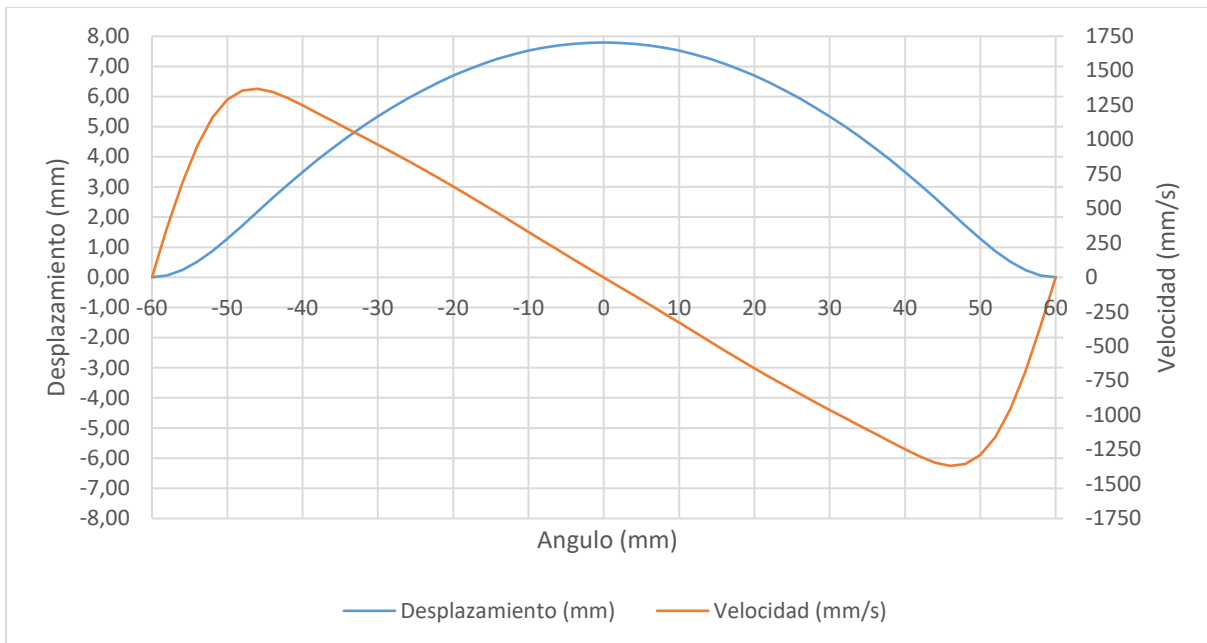


Figura 45. Velocidad de la masa equivalente.

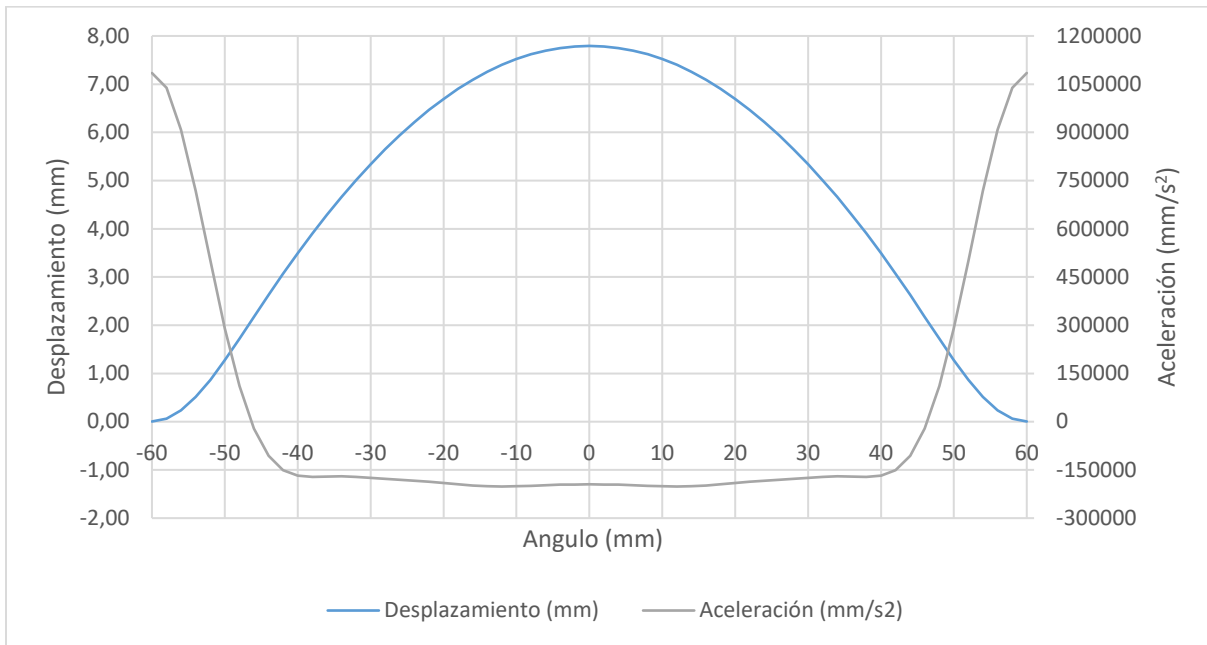


Figura 46. Aceleración de la masa equivalente.

Aplicando los valores obtenidos en la ecuación de la página 46, obtenemos los valores de fuerza ejercido sobre la leva, cuya gráfico se aprecia en la figura 47.

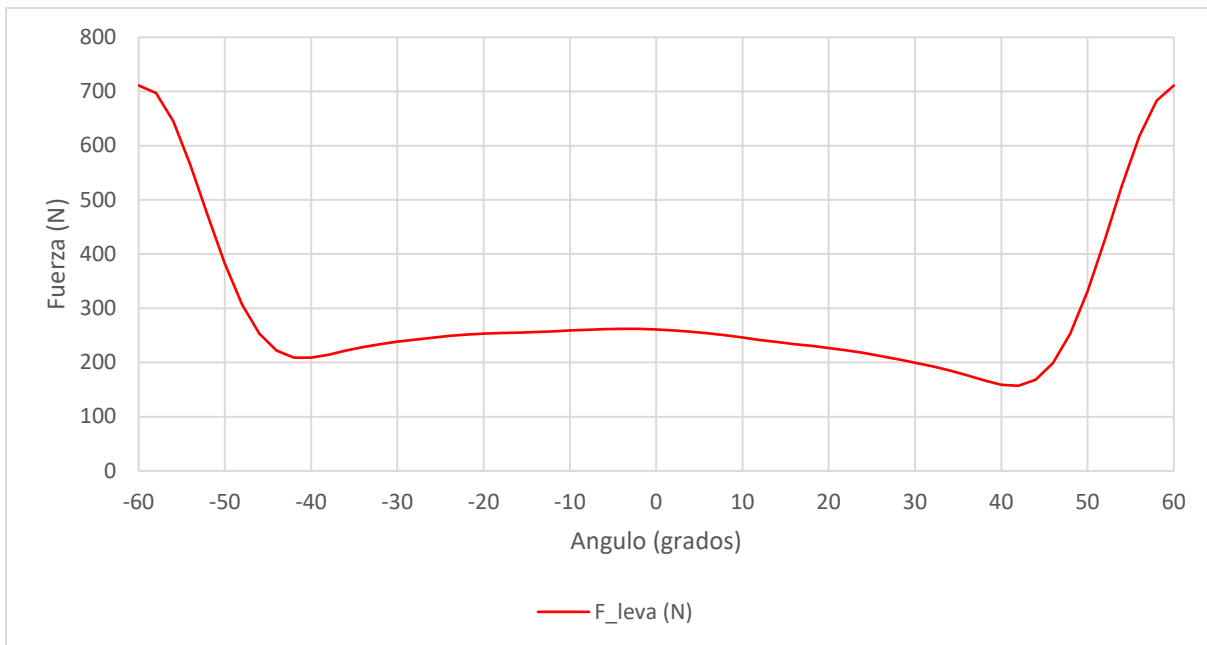


Figura 47. Fuerza sobre el perfil de la leva.

5.6. Estimación de esfuerzos

En la figura 48 se pueden apreciar las fuerzas $F_i(\theta)$, fuerzas aplicadas sobre cada una de las levas, las fuerzas $R_i(\theta)$, reacciones en los apoyos, y el momento torsor $M^t(\theta)$, momento torsor transmitido por el engranaje acoplado al árbol de levas. Se consideran despreciables los momentos torsores generados en los apoyos por estar contenidos en bujes lubricados.

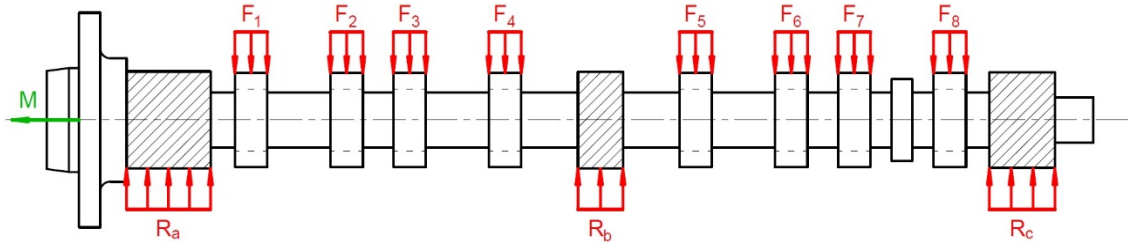


Figura 48. Fuerzas externas sobre el árbol de levas.

A continuación se analizan los esfuerzos generados sobre el árbol.

- Esfuerzo Normal

No se generan esfuerzos normales dado que las rectas de acción de las fuerzas involucradas son perpendiculares al eje del árbol. Además, no se presentan restricciones a la dilatación térmica.

- Esfuerzo de Flexión

Si bien las fuerzas se ejercen como carga distribuida en todo el ancho de las levas y los muñones, podemos aproximar el esfuerzo flector suponiendo que se tratan de cargas puntuales ubicadas sobre la sección central de las levas y los muñones. En la figura 49 se esquematiza la ubicación de los puntos donde se ejercen las fuerzas.

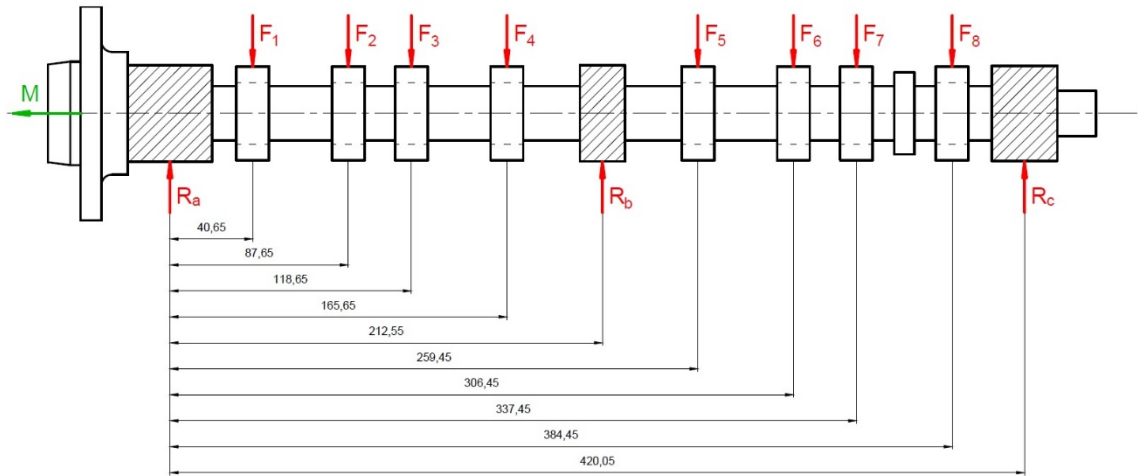


Figura 49. Ubicación de fuerzas sobre el árbol.

A continuación se plantean las ecuaciones de equilibrio para el sistema.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = \sum_{i=1}^8 F_i(\theta) - \sum_{i=a}^c R_i(\theta) = 0 \\ \sum M_z = \sum_{i=a}^c R_i(\theta) * x_i - \sum_{i=1}^8 F_i(\theta) * x_i = 0 \end{array} \right.$$

Dado que tenemos 3 incógnitas (R_a , R_b y R_c) y solo 2 ecuaciones linealmente independientes, podemos establecer que estamos ante un sistema hiperestático de grado 1. Debemos tener en cuenta la compatibilidad de las deformaciones para generar una tercera ecuación que nos permita resolver el sistema de ecuaciones.

Para la resolución del sistema hiperestático, eliminamos el apoyo intermedio, convirtiendo el sistema en isostático, y calculamos la flecha del árbol en su posición. Luego, planteamos el mismo sistema pero con una única fuerza en la ubicación del apoyo intermedio. Esto nos permite determinar el valor de la reacción $R_b(\theta)$ que genera una flecha contraria a la obtenida en el sistema isostático, de manera que, aplicando el principio de superposición, anule el desplazamiento en dicho apoyo. La resolución del sistema hiperestático se puede apreciar en el Anexo C.

Una vez determinados los valores de las fuerzas $F_i(\theta)$ y las reacciones $R_i(\theta)$, se procedió a graficar el momento flector en las distintas secciones correspondientes a cada leva y cada apoyo, para cada posición angular del árbol, lo cual se puede observar en la figura 50. Cada sección se encuentra ubicada en el centro de la leva siendo correspondientes el número de sección con el número de la leva según se estableció en el Capítulo “3. RELEVAMIENTO DIMENSIONAL”.

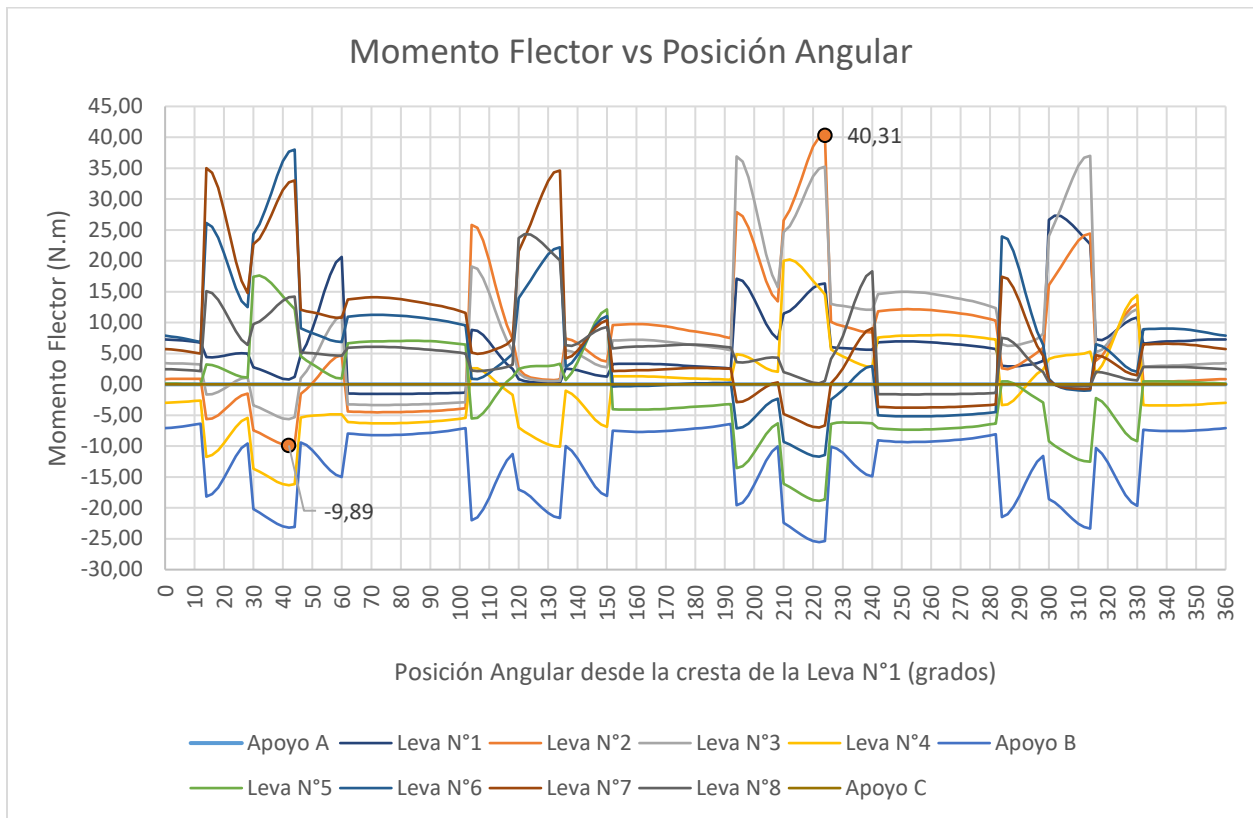


Figura 50. Momento flector para cada sección.

Se puede ver claramente en el gráfico que el máximo valor de momento flector es de 40,31 Nm y se produce en la sección correspondiente a la leva 2, en la posición angular $\theta = 224^\circ$.

Por otra parte, analizando los valores, se aprecia que la leva 2 presenta además la mayor variación de momento flector $\Delta M^f = M_{max}^f - M_{min}^f$.

- Esfuerzo de Torsión

En la figura 51 se puede apreciar la variación del punto de contacto entre la leva y el botador a medida que se produce el giro del árbol de levas. Al desplazarse la recta de acción del botador y no intersectar con el eje de giro del árbol, se generan momentos torsores que deben ser analizados.

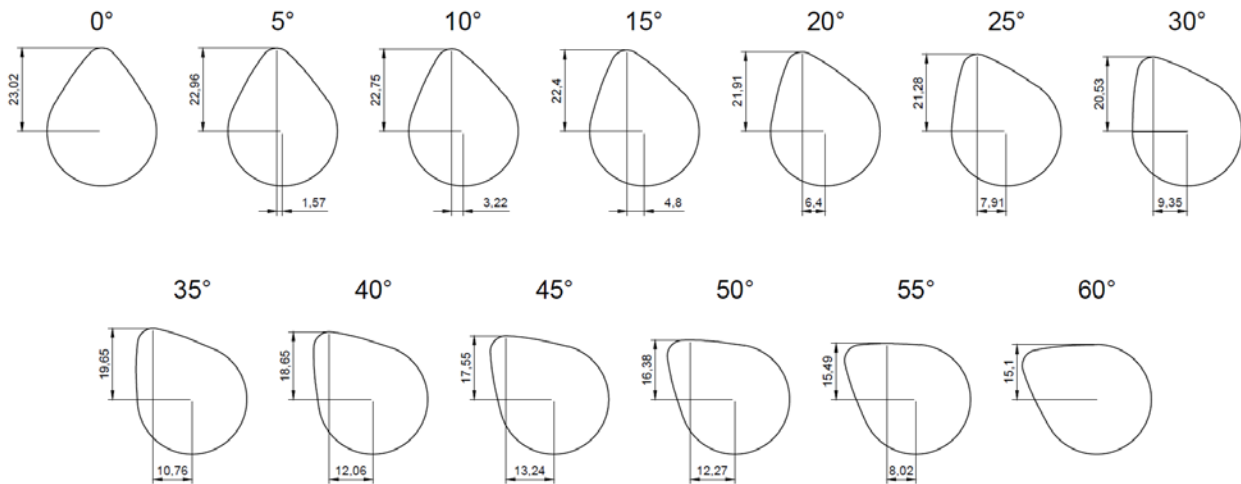


Figura 51. Variación del punto de contacto.

Se determinaron los desplazamientos del punto de contacto entre leva y botador haciendo girar el perfil de la leva cada 5 grados y registrando el valor de desplazamiento perpendicular al eje del árbol. Al igual que en el análisis del momento flector, como todos los perfiles de las levas son iguales, todas tendrán la misma distribución de momento torsor, desfasados angularmente según corresponda.

La figura 52 muestra el momento torsor en cada sección correspondiente a una leva, en función de la posición angular del árbol.

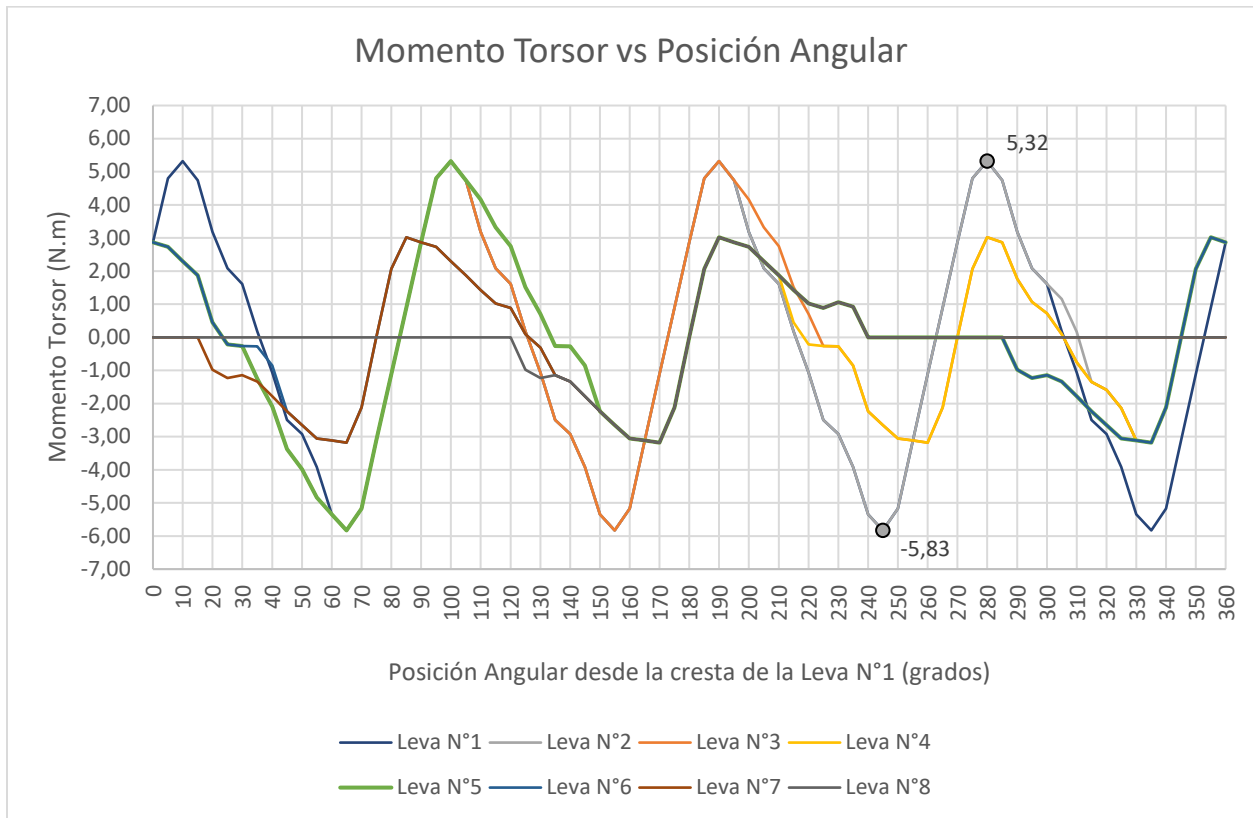


Figura 52. Momento torsor para cada sección.

Se puede ver claramente en el gráfico que el máximo valor de momento torsor se produce varias secciones en diferentes posiciones angulares (Levas N°1 a N°5) y que, en algunos casos, varias veces para una misma sección durante un giro completo del árbol (Levas N°1 a N°3). La máxima magnitud de momento torsor es de 5,32 Nm.

5.7. Resultado

Con el análisis del sistema y su modelo dinámico equivalente, se pudieron determinar los valores de las fuerzas que actúan sobre el árbol de levas. Esto permitió estimar los esfuerzos a los que se encuentra sometido el árbol de levas en las distintas posiciones angulares durante el funcionamiento del motor.

Se obtuvo como resultado que la sección correspondiente a la Leva N°2 es la que presenta mayores esfuerzos, tanto de flexión como de torsión.

6. ANALISIS DE TENSIONES POR ELEMENTOS FINITOS

6.1. Introducción

Habiendo determinado la zona que presenta los mayores esfuerzos, procedemos a hacer un análisis de las tensiones que se generan a causa de esos esfuerzos. Para ello, se plantean dos modelos: uno correspondiente al árbol de levas original (macizo) y uno correspondiente al árbol de levas hueco. La simulación del modelo correspondiente al árbol original se realizó en Simulia Abaqus y la del modelo correspondiente al árbol de levas hueco en Altair Hyperworks.

6.2. Geometría de las piezas

Los parámetros a definir del nuevo diseño del árbol de levas son la geometría interna y el espesor remanente de pared. La geometría exterior se mantuvo dado que estas están definidas en función del montaje en el motor y sus condiciones de funcionamiento.

Las posibles geometrías que se consideraron para el ahuecado del árbol de levas fueron: hueco cilíndrico a lo largo de todo el árbol de levas y hueco de forma similar al árbol de levas pero de menor tamaño, buscando un espesor de pared constante. Se definió utilizar una geometría cilíndrica por ser más simple tanto en la fabricación del noyo como en el posicionamiento al momento de armar el molde para la colada del árbol.

La determinación del diámetro del hueco se realizó en forma iterativa, iniciando a partir de un diámetro arbitrario y realizando la simulación. A medida que los valores de tensiones estuvieran dentro del límite de fluencia de la fundición esferoidal, se reducía el espesor de pared mediante un aumento del diámetro del hueco.

6.3. Modelo

Como se mencionó anteriormente, la zona correspondiente a la leva N°2 es la que presenta los mayores esfuerzos, por lo que se definió armar los modelos de manera que solo se calculen las tensiones en dicha zona. De esta manera, se reduce significativamente la cantidad de cálculos a realizar, sin dejar de tener en cuenta los esfuerzos transmitidos en las demás levas

y los apoyos. Para ello, se dividió el árbol de levas en 3 partes: la primera abarca desde el extremo del lado del acople hasta la leva N°1 inclusive, la segunda comprende la leva N°2 junto con los 2 tramos de caña adyacente, y la tercera que abarca desde la leva N°3 hasta el extremo opuesto al acople.

Las dos partes extremas del árbol de levas se definieron como sólidos rígidos para excluirlos de la discretización. El tramo intermedio, parte a estudiar, se definió como sólido deformable. En esta parte, se incluyeron los tramos de caña adyacentes completos para evitar un posible error por efecto de borde en la unión entre las partes. El árbol queda entonces conformado posicionando las 3 partes y generando los vínculos correspondientes.

Por último, a fin de tener en cuenta la inercia de los componentes de la cadena cinemática durante el funcionamiento, se agregaron los botadores, los balancines y las válvulas. Estos componentes fueron definidos como rígidos analíticos y se les asigna el peso correspondiente.

El modelo resultante se puede apreciar en la figura 53.

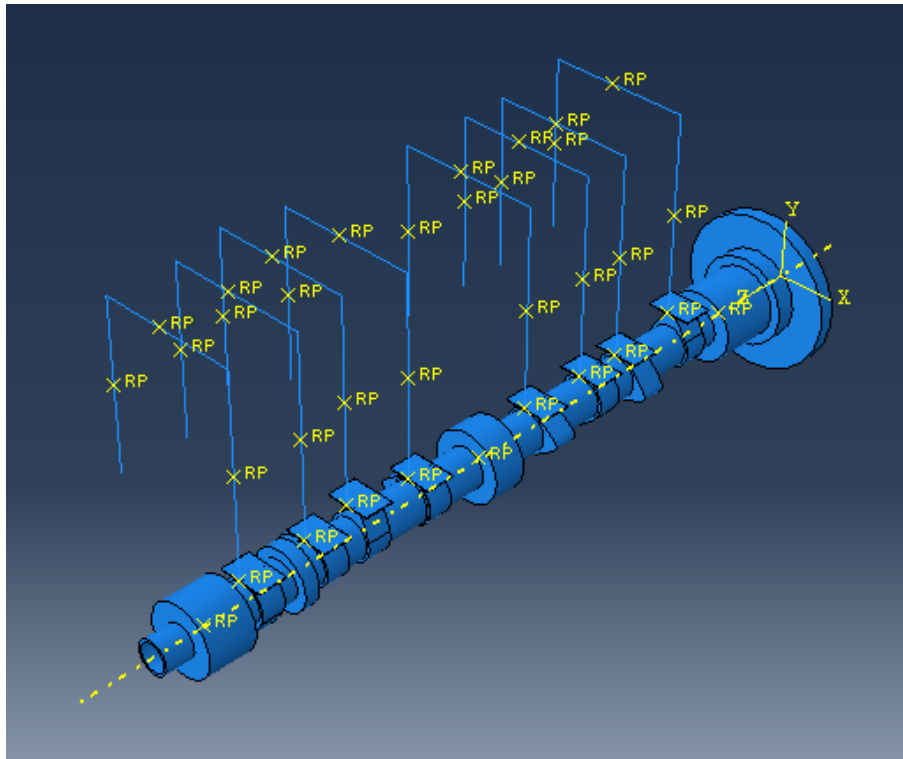


Figura 53. Modelo para cálculo de tensiones.

Cabe destacar que, al realizar la primera simulación, se detectó que el contacto entre el botador y el perfil de la leva N°2 no era uniforme a lo largo del ancho de la leva, produciéndose en un único nodo de la malla. Esto, sumado al giro del árbol, llevó a que la fuerza ejercida sobre la leva sea puntual y que la posición varíe en función de la ubicación de los nodos y no en función de la geometría, lo cual no es real y resulta en tensiones de contacto artificialmente elevadas. Esto se puede observar en la figura 54.

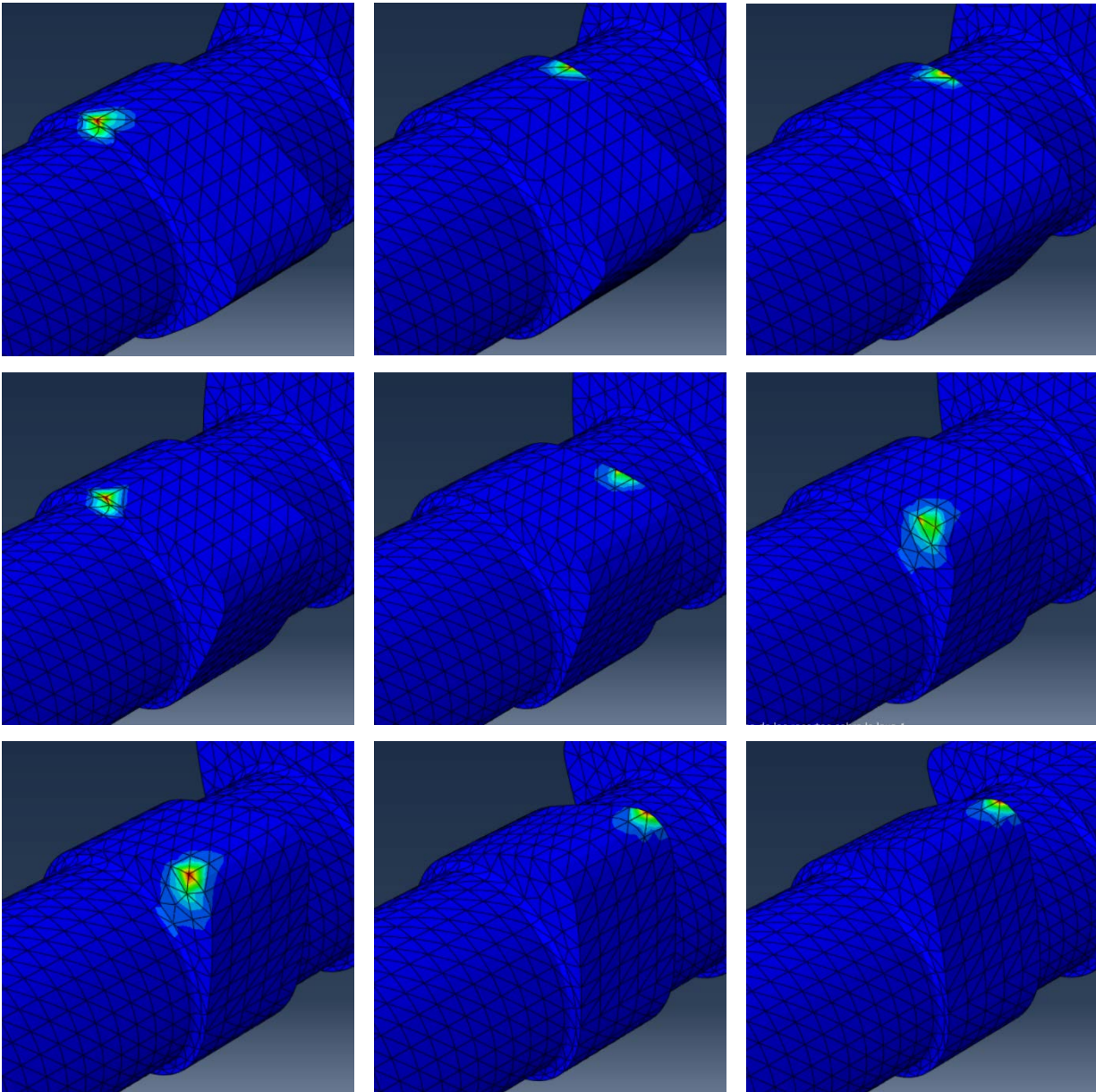


Figura 54. Contacto puntual no uniforme botador-leva.

Para resolver este inconveniente, se generó la superficie inferior del botador, definida como rígido analítico, y se interpuso entre dicha superficie y la leva un sólido deformable de bajo espesor. Este sólido debe deformarse fácilmente y de esa manera, junto a un refinamiento de la malla de la leva, lograr una mejor distribución de la fuerza a lo largo de todo el ancho de la leva. Los valores de espesor y módulo de elasticidad de éste sólido deformable se determinaron en forma iterativa. El contacto resultante se puede observar en la figura 55.

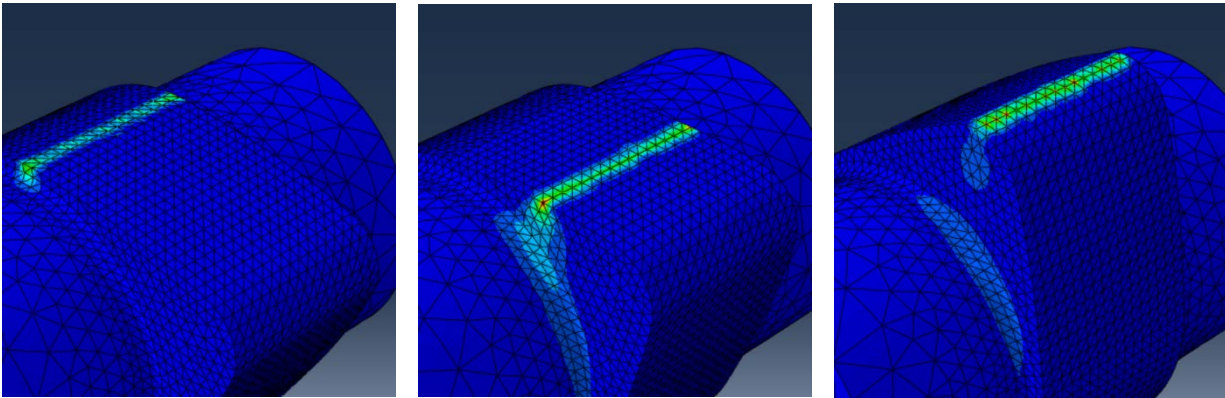


Figura 55. Contacto uniforme botador-leva.

6.4. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno establecidas buscan recrear el funcionamiento del árbol de levas girando a 1000 rpm constantes. Para ello, en los tres apoyos se restringió el desplazamiento en X e Y, direcciones transversales, al tratarse de bujes lubricados. El desplazamiento en Z, dirección longitudinal, se restringió únicamente en el apoyo A por ser el único apoyo que posee un cojinete axial. De esta manera, el modelo queda con un único grado de libertad: el giro en Z. Finalmente, se establece una condición de velocidad de giro $\omega_z = 1000 \text{ RPM}$.

6.5. Tensiones

La simulación realizada fue dinámica, permitiendo ver la variación de las tensiones en la leva N°2 a lo largo de una vuelta completa del árbol. Durante la definición del diámetro, se encontró que el espesor de pared podía reducirse más allá de los valores de referencia para la correcta fabricación de la pieza por medio de colada. Debido a esto, se definió adoptar un espesor de pared de 2mm y proceder con el análisis de fabricación por colada.

La figura 56 muestra la distribución de tensiones en la posición angular correspondiente al máximo valor registrado.

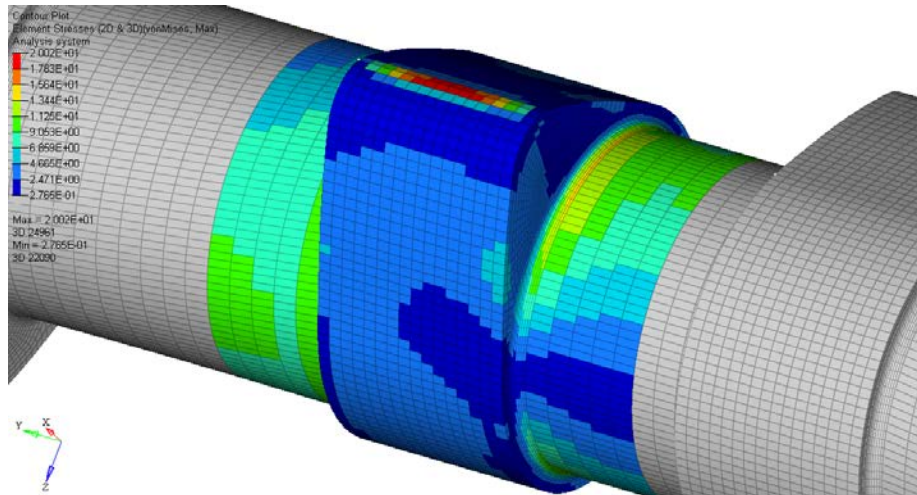


Figura 56. Máxima tensión de Von Mises en árbol hueco.

Se aprecia una tensión de Von Mises de 20,02 MPa en la zona de contacto entre la leva y el botador. Dicha tensión no tiene efecto sobre el análisis de integridad mecánica y sería de interés únicamente para un análisis de desgaste del perfil de la leva, lo cual se encuentra fuera del alcance de este trabajo. Para obtener valores confiables de tensión de contacto, se deberían considerar las deformaciones de las partes, realizando un análisis no lineal.

Dejando de lado las tensiones de contacto, obtenemos la distribución de tensiones de la figura 57, donde se observa la máxima tensión en el radio de acuerdo, ya que este se comporta como un concentrador de tensiones.

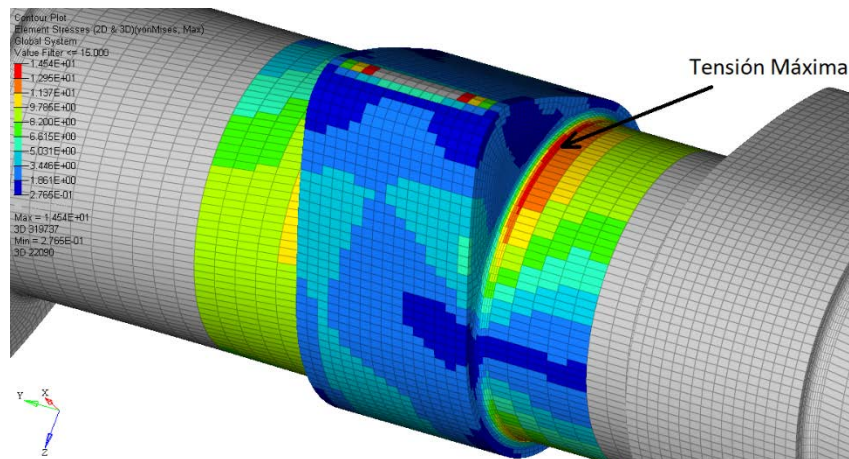


Figura 57. Máxima tensión de Von Mises en árbol hueco.

Se obtiene una tensión máxima de 14,54 MPa y se encuentra levemente desfasada respecto a la posición de la cresta de la leva.

6.6. Estimación del error

Para la estimación del error en el valor de tensión máxima obtenido, debemos tener en cuenta que la variación de tensión real a lo largo de una pieza es continua. Al discretizar la pieza, se obtiene una variación de tensión escalonada, tal como se aprecia en la figura 57, donde la tensión en cada elemento se representa con el valor de tensión máxima. Adoptamos entonces como estimación del error, la variación de tensión entre elementos consecutivos.

En la figura 58 se representa la estimación del error para el modelo analizado.

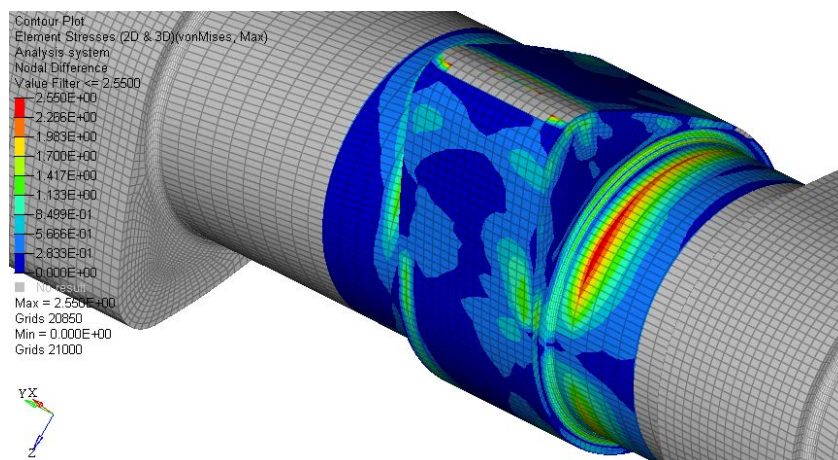


Figura 58. Estimación del error.

Se obtiene como máximo error estimado 2,52 MPa. Para el elemento correspondiente a la tensión máxima, se obtiene un error estimado de 0,42 MPa, lo cual representa un 3% de error.

6.7. Análisis de convergencia del modelo

Para el análisis de convergencia del modelo, se simuló el mismo estado de carga utilizando distintas cantidades de elementos para discretizar el radio de acuerdo, por ser la zona donde se encuentra el máximo valor de tensión. En la figura 59 se pueden ver las distintas cantidades de elementos utilizados.

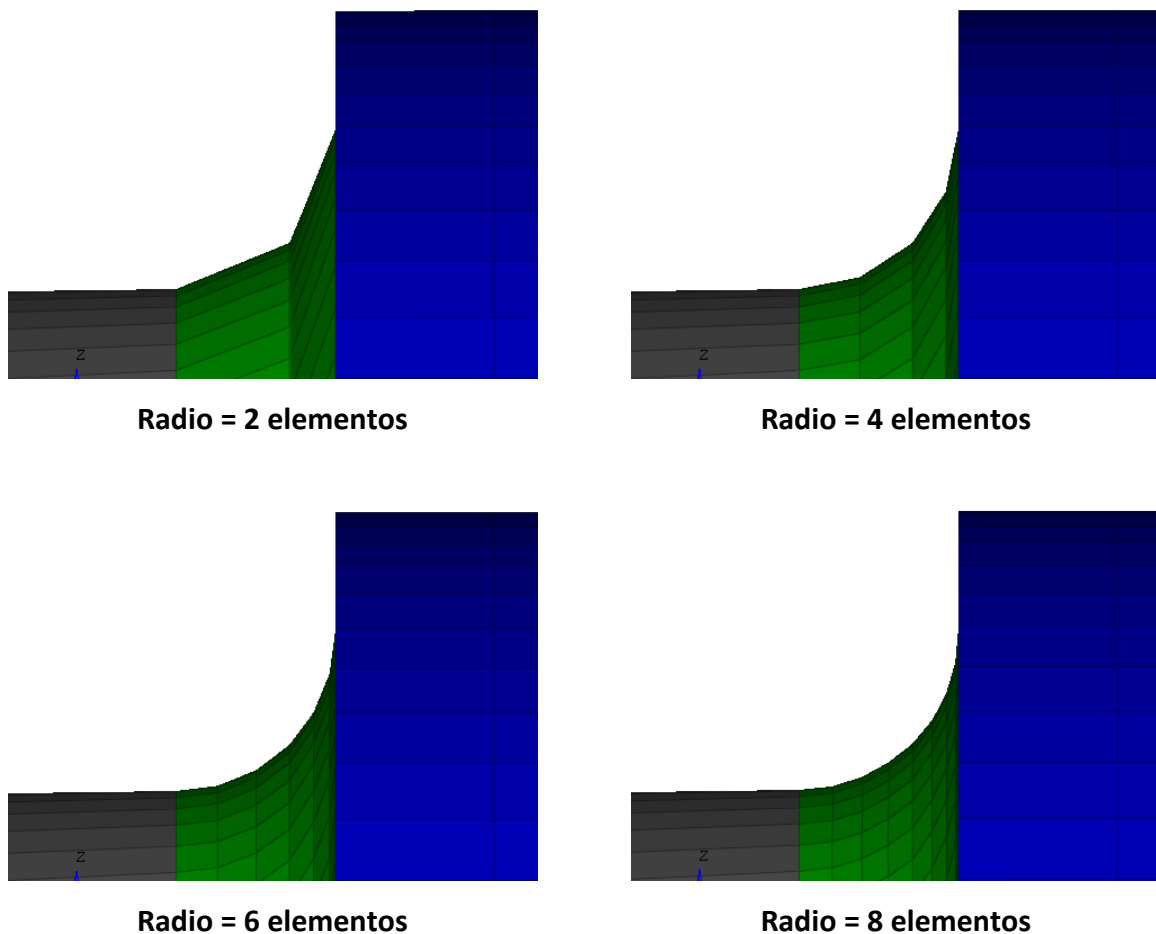


Figura 59. Discretizaciones del radio de acuerdo de las levas.

En la figura 60 se reflejan distribuciones de tensiones obtenidas en los radios de acuerdo para las distintas discretizaciones.

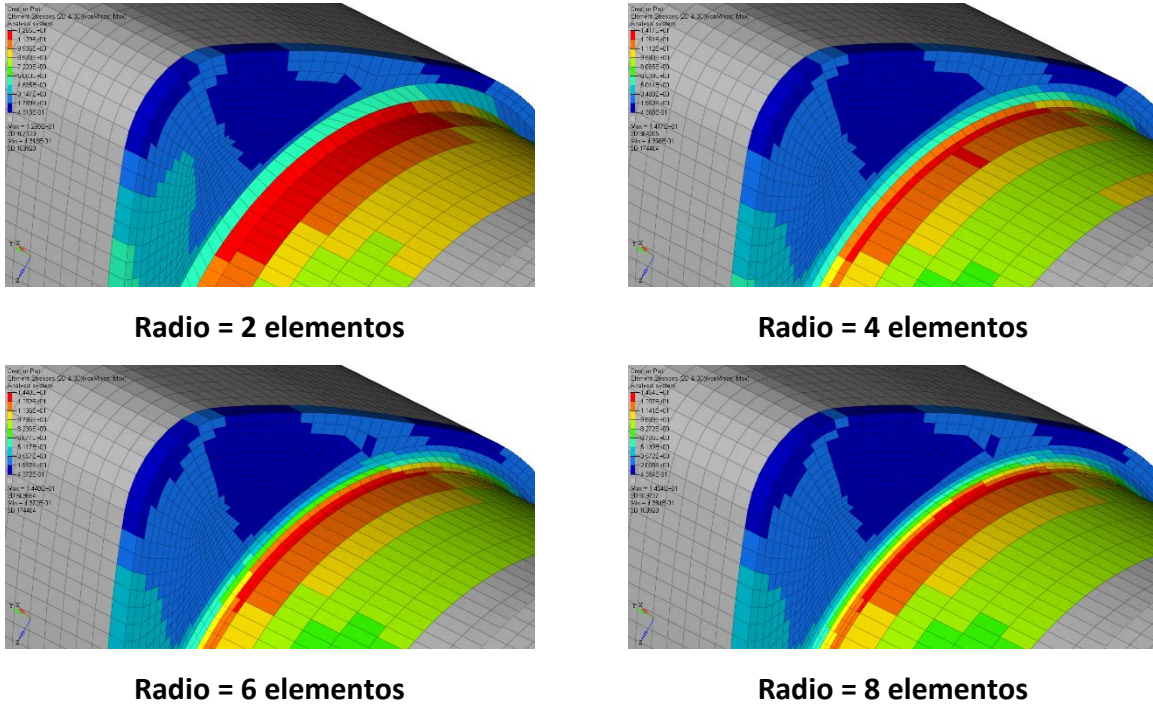


Figura 60. Distribución de tensiones para las distintas discretizaciones del radio de acuerdo de las levas.

En la tabla 4 se listan los valores máximos de tensión de Von Mises para cada caso, registrando además la variación porcentual del valor a medida que aumentamos la cantidad de elementos y una estimación del error para dichos valores.

CANTIDAD ELEMENTOS	TENSION MAXIMA [MPa]	VARIACION [%]	ESTIMACION DEL ERROR [MPa]
2	12,65	-	2,16
4	14,17	12,0%	2,03
6	14,48	2,2%	0,76
8	14,54	0,4%	0,42

Tabla 4. Tensión Máxima vs Cantidad de Elementos.

En la figura 61 se representa el valor de tensión máxima en función de la cantidad de elementos utilizados para la discretización del radio de acuerdo.

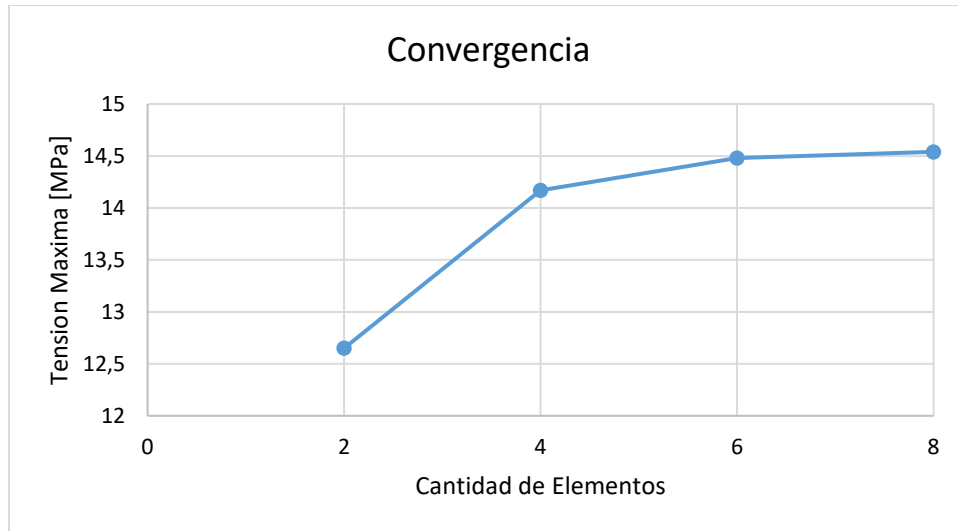


Figura 61. Gráfico de convergencia.

6.8. Comparación con árbol de levas original

Al igual que en el caso del árbol de levas hueco, se realizó una simulación dinámica del modelo con el árbol de levas original, donde se pudieran apreciar los valores de tensiones a lo largo de una vuelta completa del árbol.

El modelo del árbol de levas original se encuentra armado de igual manera que el modelo del árbol de levas hueco, es decir, con los extremos sólidos rígidos y el tramo correspondiente a la leva N°2 junto con los dos tramos de caña adyacente como sólido rígido deformable. En cuanto a condiciones de contorno, se utilizaron las mismas que se mencionaron anteriormente, debido a que la condición que se quiere recrear es la misma. Por último, si analizamos el mallado de este modelo, podemos ver que el radio de acuerdo se encuentra discretizado con 8 elementos, con lo cual podemos asumir que los modelos son análogos y podemos comparar los resultados obtenidos en ambos.

La figura 62 muestra la distribución de tensiones en la posición angular correspondiente al máximo valor registrado.

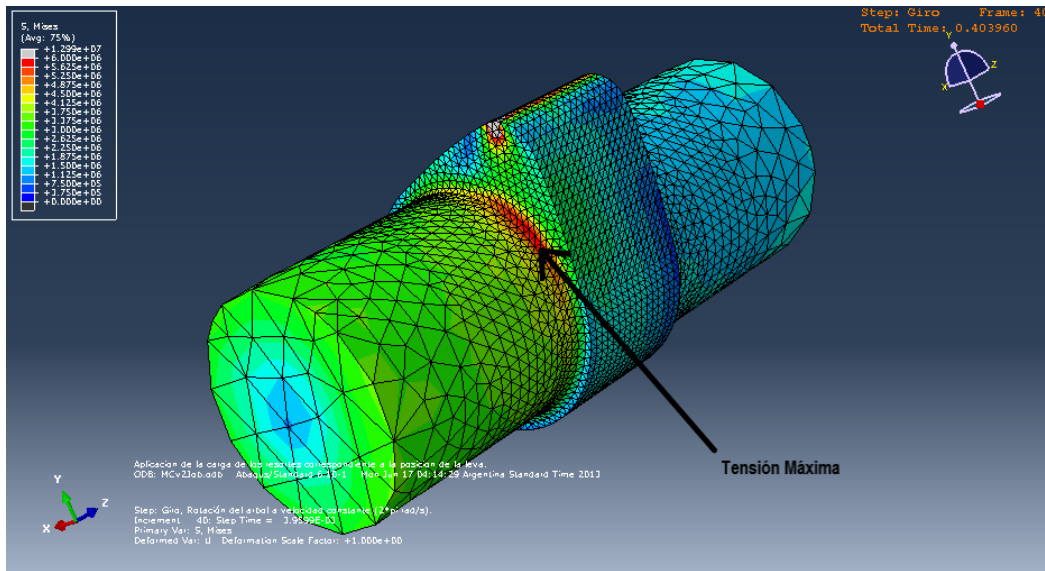


Figura 62. Máxima tensión de Von Mises en árbol original.

Se puede observar que el valor máximo de la tensión de Von Mises resulta de 6 MPa y se encuentra sobre el radio de acuerdo entre la leva y la caña, levemente desfasado respecto a la posición de la cresta de la leva.

6.9. Resultado

Del análisis de tensiones en la sección correspondiente a la Leva N°2, zona más solicitada según determinamos en el Capítulo 5, se obtiene que la tensión máxima, para ambos modelos, se produce en el radio de acuerdo entre la leva y la caña, ya que este se comporta como un concentrador de tensiones.

En el caso del árbol de levas hueco, para un espesor de pared adoptado de 2mm, el valor máximo de la tensión de Von Mises en dicha zona resulta de 14,54 MPa. En el caso del árbol de levas original, resulta de 6 MPa.

7. ANALISIS DE FATIGA

7.1. Introducción

Teniendo en cuenta que las partes móviles de un motor están sometidas a millones de ciclos durante su vida útil, resulta fundamental evaluar su resistencia a la fatiga. Para ello, se determinó el límite de fatiga para el árbol de levas propuesto y se comparó con el valor obtenido en el capítulo “6 ANALISIS DE TENSIONES POR ELEMENTOS FINITOS”.

7.2. Estimación del límite de fatiga

Para el análisis se considera que la pieza se encuentra sometida a una carga cíclica de flexión lo cual se puede apreciar en los gráficos de momento “5. ESTIMACION DE LOS ESFUERZOS”. Si bien el momento flector es mayormente positivo, por momentos tanto el flector como el torsor son negativos a lo largo de un giro completo del árbol.

Respecto a la resistencia mecánica, las fundiciones utilizadas en partes automotrices están especificadas en la norma SAE J431, donde se detalla el grado G4000 como la fundición normalmente utilizada en la fabricación de partes de motores. La resistencia a la tracción mínima para esta fundición es de 276 MPa. En el caso de las fundiciones nodulares, las propiedades mecánicas mínimas para cada categoría están especificadas en la norma ASTM A-563. La categoría de menor resistencia (Grado 60/40/18) presenta una resistencia a la tracción mínima de 414 MPa.

Para la determinación del límite de fatiga, ASTM recomienda utilizar información que aplique precisamente al caso de estudio, pero para los casos en lo que no se dispone de información particular del caso, se puede considerar para las fundiciones de hierro un límite de fatiga del 35% de la resistencia a la tracción mínima, lo cual suele resultar más conservativo.

La determinación experimental de los límites de fatiga se realiza con máquinas de ensayo donde se aplica una carga conocida y se ensaya un determinado componente hasta fallar, determinando así la cantidad de ciclos a falla. Se realizan distintos ensayos a diferentes cargas y

luego se grafican en curvas S-N (Tensión de Carga vs Ciclos de Falla) para el material específico del componente. Otra forma de analizar la resistencia a la fatiga es mediante la comparación de la tensión de falla para una determinada cantidad de ciclos con la resistencia a la tracción para distintos materiales. En la figura 63 se pueden observar la comparación mencionada para distintas fundiciones de hierro basado en la falla a 10^7 ciclos, a partir de la cual podemos considerar que la pieza no fallará por fatiga.

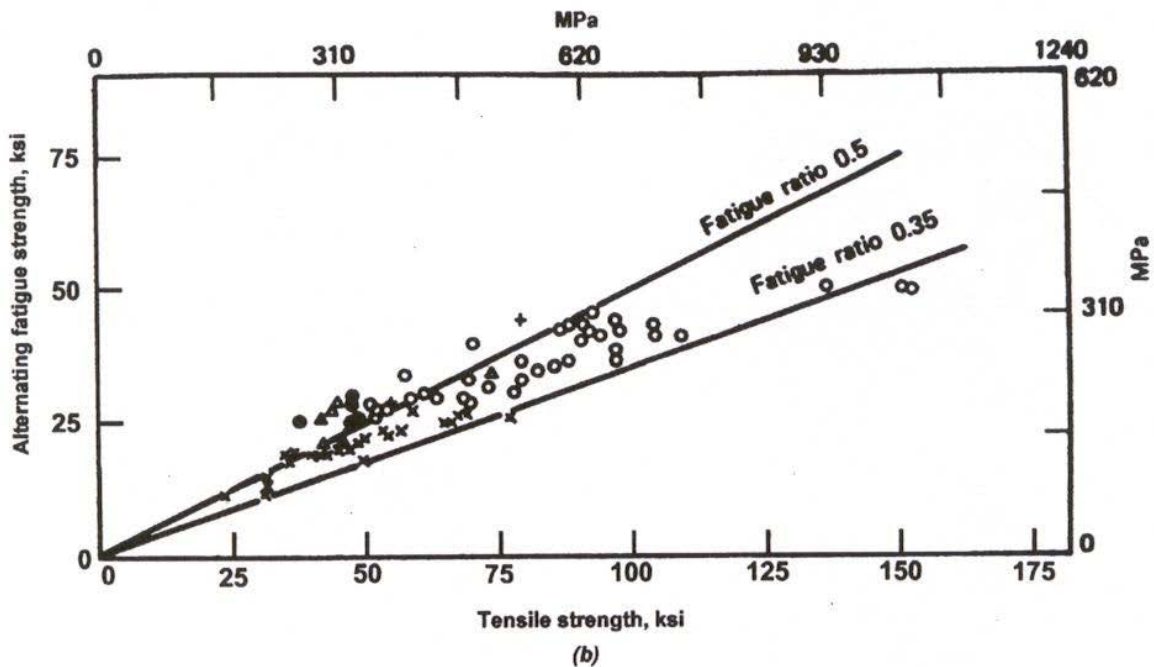


Figura 63. Tensión de falla por fatiga vs resistencia a la tracción, basado en 10^7 ciclos en fundiciones de hierro.

En el gráfico se puede apreciar que, para 10^7 ciclos, podemos considerar como el límite de fatiga (S'_n) como 35% de la resistencia a la tracción, lo cual se condice con las recomendaciones de ASTM. En este caso, tomando con resistencia a la tracción mínima 414 MPa tendremos:

$$S'_n = 0,35 S_u = 144,9 \text{ MPa}$$

El valor de S'_n está dado para las condiciones de ensayo (geométricas de la probeta y temperatura de ensayo). Para estimar el valor real de límite de fatiga del árbol de levas propuesto, deberemos considerar una serie de factores que ajustan el valor de obtenido de los

ensayos a la geometría de la parte en estudio y sus condiciones de funcionamiento. Los coeficientes que ponderan los factores son:

- Coeficiente por acabado superficial (C_a)

Pondera los efectos del acabado superficial de las piezas, dado que las probetas normalmente son pulidas. Se puede obtener del siguiente gráfico.

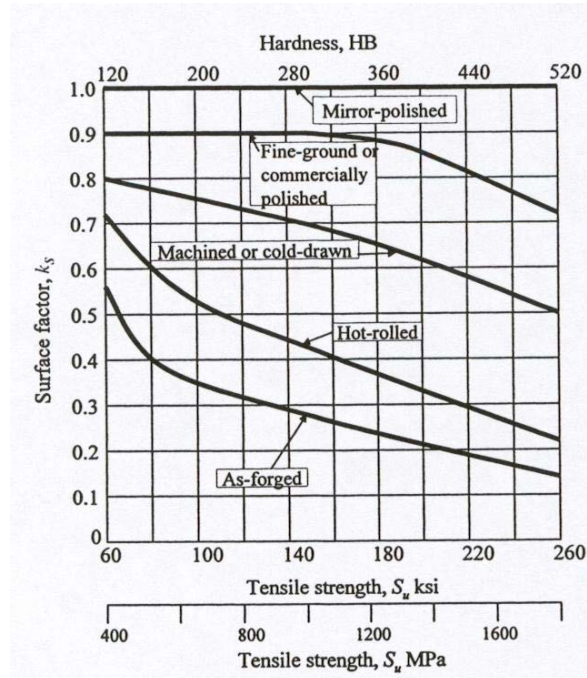


Figura 64. Coeficiente por acabado superficial.

$$C_a = 0,55$$

- Coeficiente por tamaño (C_b)

Para piezas de hasta 10mm de diámetro, el comportamiento a la fatiga es razonablemente independiente del tamaño ($C_b = 1$). Para piezas de mayor tamaño se utiliza la siguiente formula:

$$C_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 26,70^{-0,097} = 0,865$$

- Coeficiente de confiabilidad (C_c)

La distribución de la relación de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, y en este sentido, el coeficiente se determina en función de la

probabilidad de ocurrencia de la falla. Estos coeficientes se encuentran tabulados, y para una confiabilidad de 99,99% tendremos:

$$C_c = 0,702$$

- Coeficiente de temperatura (C_d)

Este coeficiente tiene en cuenta la diferencia de temperatura entre la probeta en el ensayo y la parte en operación (expresada en grados Fahrenheit). Supondremos una temperatura de operación de 100°C (212 F).

$$C_d = \frac{620}{460 + T} = \frac{620}{460 + 212} = 0,923$$

- Coeficiente de sensibilidad a la entalla (C_e)

Un fallo por fatiga casi siempre se origina en una discontinuidad, de manera que en muchas ocasiones la grieta empieza en una entalla. Para ello se define un coeficiente de concentración de tensiones a la fatiga (k_f) que depende del coeficiente de concentración de tensiones (k_t) y la sensibilidad a la entalla (q).

- Coeficiente de concentración de tensiones (k_t)

Se obtiene de la figura 65:

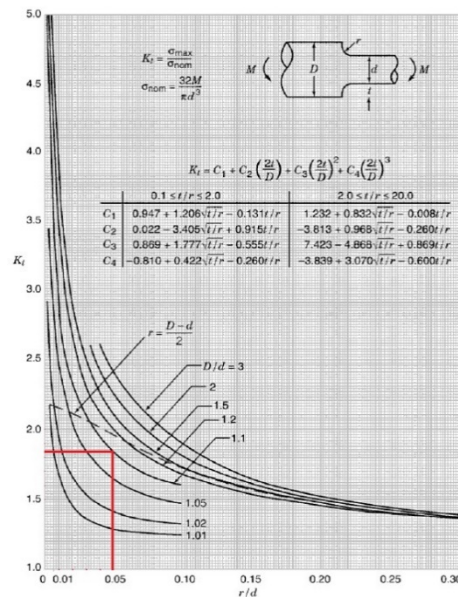


Figura 65. Valores empíricos de k_t .

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{26,70} = 0,056$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30,20}{26,70} = 1,131$$

$$k_t = 1,9$$

- Sensibilidad a la entalla (q).

Se determina en función de la dimensión característica de la pieza (a), que en este caso es el diámetro de la caña del árbol de levas, y el radio de la entalla (r), que en esta caso es el radio de acuerdo.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{26,70}{1,5}} = 0,053$$

Luego, determinamos el coeficiente de sensibilidad a la entalla utilizando las siguientes formulas

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) = 1,048$$

$$C_e = \frac{1}{k_t} = 0,955$$

Finalmente, para determinar el valor real de límite de fatiga (S_n) multiplicamos el límite de fatiga de la probeta de ensayo (S'_n) por los coeficientes.

$$S_n = S'_n \cdot C_a \cdot C_b \cdot C_c \cdot C_d \cdot C_e$$

$$S_n = 144,9 \text{ MPa} \cdot 0,55 \cdot 0,865 \cdot 0,702 \cdot 0,923 \cdot 0,955 = 42,6 \text{ MPa}$$

7.3. Resultado

Se obtiene como límite de fatiga para el árbol de levas de fundición esferoidal un valor de 42,6 MPa. Si tenemos en cuenta que el valor de tensión máxima obtenido en análisis de tensiones por elementos finitos (Capítulo 6) es de 14,54 MPa, podemos concluir que la pieza no fallará por fatiga, siendo el coeficiente de seguridad aproximadamente 3, respecto a este límite.

8. SIMULACION DE LA FUNDICION

8.1. Introducción

Para la simulación de fabricación del árbol de levas hueco por medio de colada, se utilizó el programa Magma. Para ello, fue necesario primero realizar un diseño preliminar del sistema de alimentación y luego, en forma iterativa, ir ajustando el diseño y las dimensiones a fin de obtener un sistema de alimentación que permita la fabricación del árbol sin defectos y que cumpla con las especificaciones necesarias.

Las especificaciones que debe cumplir el árbol de levas son: alta dureza en la zona de superficie de alzada de leva y ausencia de defectos tanto cerca de la superficie de las levas y apoyos, como en la caña.

8.2. Cavity para la pieza

Las dimensiones de la cavidad en el molde para el árbol de levas se obtienen a partir de las dimensiones relevadas del árbol de levas original. Luego, se tuvieron en cuenta 2 factores que incrementan el tamaño de la cavidad respecto a la de la pieza: la contracción térmica durante la solidificación y los mecanizados posteriores.

En el caso de la contracción por solidificación, se adoptó un coeficiente de contracción de 17%. Dicho coeficiente fue determinado en base a bibliografía y recomendaciones del personal de DMI (División Metalurgia-INTEMA). Esta contracción es general para toda la pieza, por lo que se tuvo en cuenta para todas las dimensiones de la cavidad.

En el caso de los mecanizados posteriores, se deben identificar las superficies que requieren mecanizado. En este caso, las superficies son: perfiles de levas, muñones de apoyo y el acople. En cuanto a la caña y a los laterales de las levas, se observa que se trata de superficies "as-cast", de manera que no requieren ajuste. Se adopta una sobre medida de 2mm por lado en las superficies mencionadas, para posteriores mecanizados.

8.3. Endurecimiento de superficies de levas

Para el endurecimiento de las superficies de levas se optó incorporar insertos metálicos (enfriadores o coquillas) en el molde, también conocido como “acoquillado”. De esta manera se logra una rápida velocidad de enfriamiento que favorece la formación de fundición blanca en la zona cercana al enfriador, es decir, en la cresta y flancos de las levas.

En la figura 66 se puede observar la geometría del modelo para generar la cavidad en el molde, con el posicionamiento de las coquillas y el noyo.

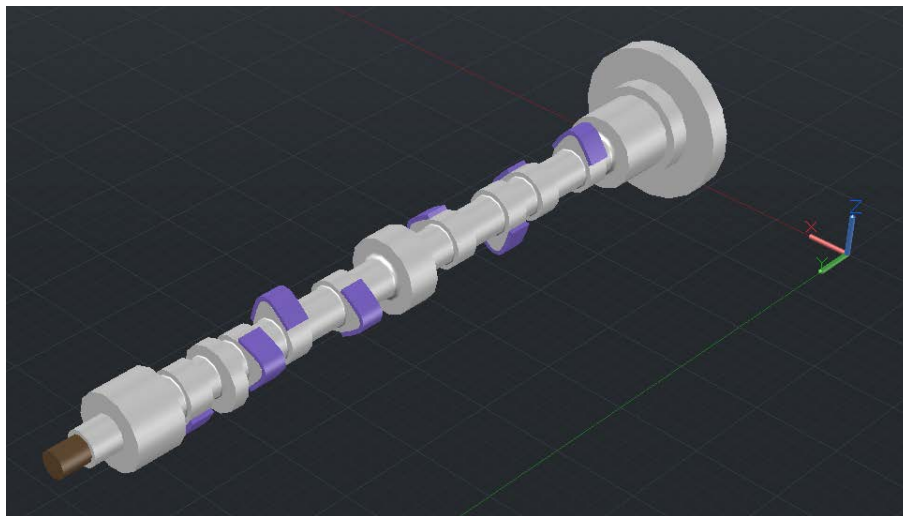


Figura 66. Geometría del modelo con coquillas y noyo.

8.4. Sistema de alimentación

Para la distribución inicial de los componentes del sistema de alimentación se consideró que la pieza posee una gran cantidad de tramos de caña de pequeño espesor, los cuales a su vez están ubicados entre levas con coquillas y muñones. Todos estos factores generan un rápido enfriamiento de la fundición en la medida que fluye por la cavidad de la pieza. Debido a esto, se adoptó inicialmente que la pieza debía ser alimentada lateralmente a través de los muñones.

Se plantearon algunas alternativas, cuyos esquemas se presentan en la figura 67. En todos los casos se propuso la colada de dos piezas por molde debido a que los canales de ataque laterales implican una gran cantidad de material en el sistema de alimentación, afectando negativamente la relación pieza/alimentador.

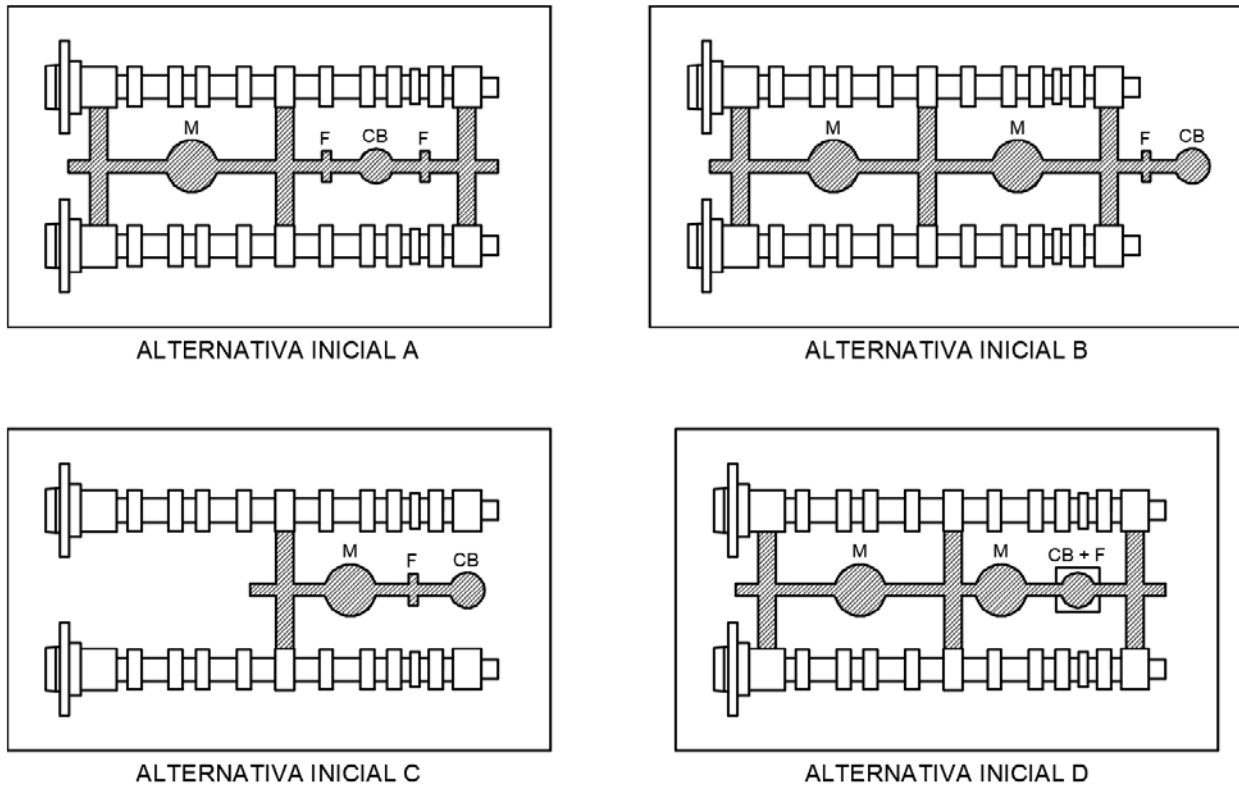


Figura 67. Alternativas de sistemas de alimentación iniciales.

Las partes del sistema de alimentación se indican con las siglas M (mazarota), CB (canal de bajada) y F (filtro).

Evaluando las alternativas iniciales, se definió una nueva alternativa, esquematizada en la figura 68, con la cual se iniciaron los cálculos del sistema de alimentación.

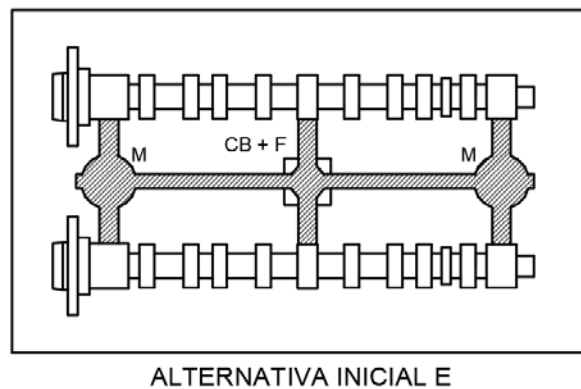


Figura 68. Esquema de sistema de alimentación inicial.

El sistema inicial se dimensionó en base a cálculos empíricos y recomendaciones del personal de DMI (División Metalurgia-INTEMA). En la figura 69 se muestra el sistema de alimentación inicial.

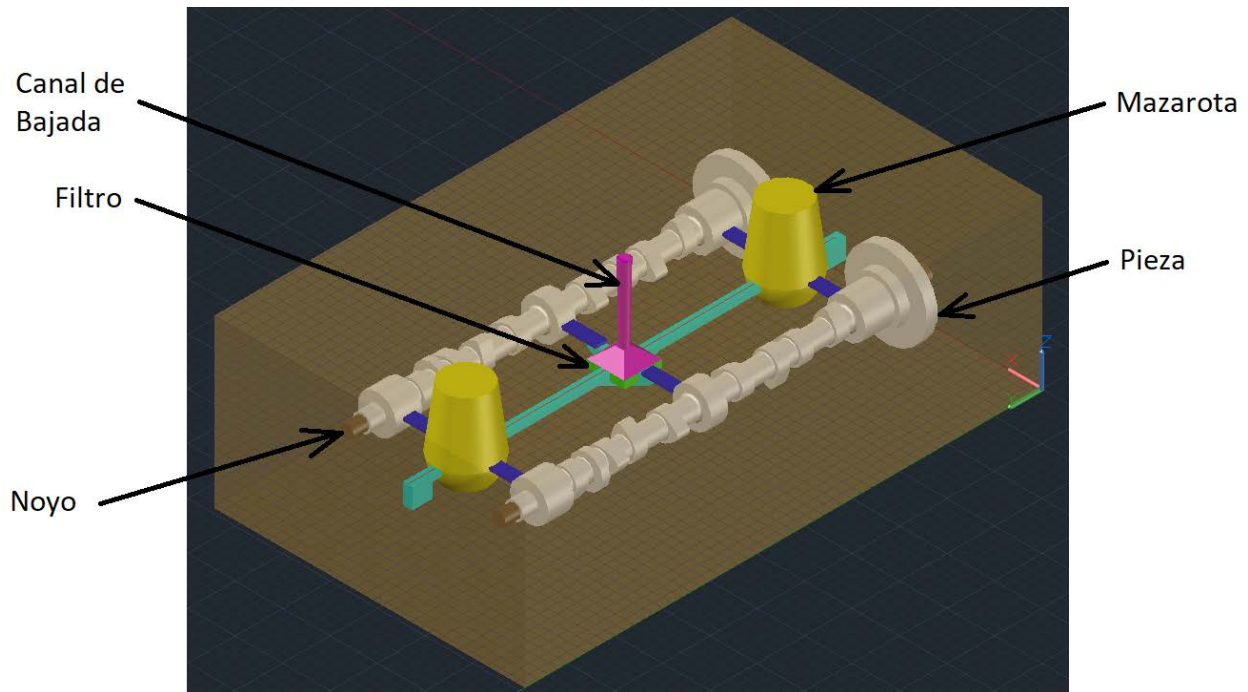


Figura 69. Sistema de alimentación inicial.

Luego de realizar la simulación de llenado y solidificación, se obtuvo una gran cantidad de defectos, producto que la cavidad de la pieza se llenaba principalmente por los canales de ataque centrales.

Se probaron distintas configuraciones en cuanto a cantidad y ubicación de mazarotas, adoptando también distintos criterios para el cálculo de las dimensiones de los canales, pero en todos los casos se obtuvieron piezas con gran cantidad de defectos y una relación pieza/alimentador muy baja.

Luego de varias configuraciones, se optó por realizar la colada de un único árbol de levas con los canales de ataque sobre el acople y una única mazarota, tal como se representa en la figura 70.

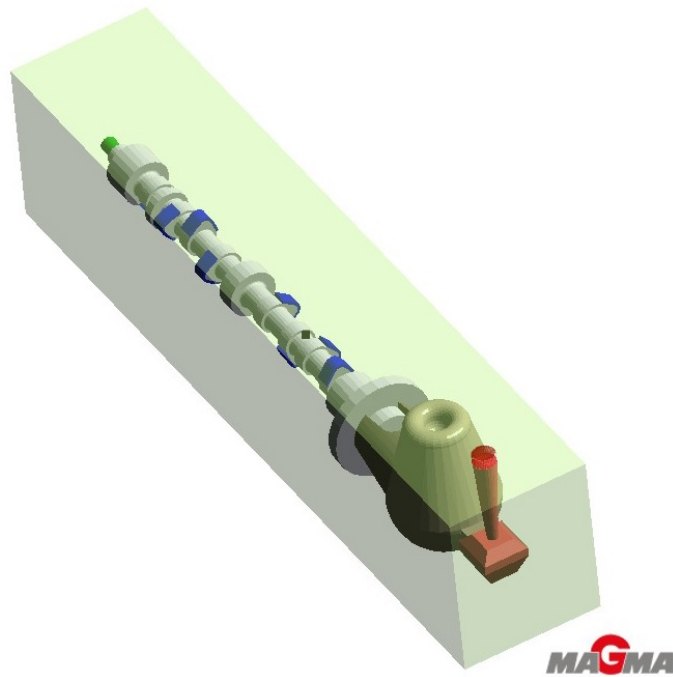


Figura 70. Sistema de 1 pieza y 1 mazarota.

Si bien se obtuvo una pieza con algunos defectos, la cantidad de defectos era considerablemente inferior, con una optimización de material mayor.

Con algunas modificaciones al sistema de alimentación, se concluyó que el espesor de 2mm en la caña resulta una limitante para la obtención de una pieza sin defectos por medio del método de fabricación propuesto.

A fin de obtener una pieza sana, se realizaron sucesivos incrementos de espesor de pared y simulación de llenado y solidificación. Se obtuvo que para un espesor mínimo de 5mm, los defectos presentes son únicamente porosidad en la superficie interna del árbol de levas y se limita a un 5%, lo cual representa el mejor resultado obtenido en cuanto a sanidad de la pieza, estructura metalúrgica y optimización de la relación pieza/alimentador. El resultado obtenido se presenta en la figura 71.

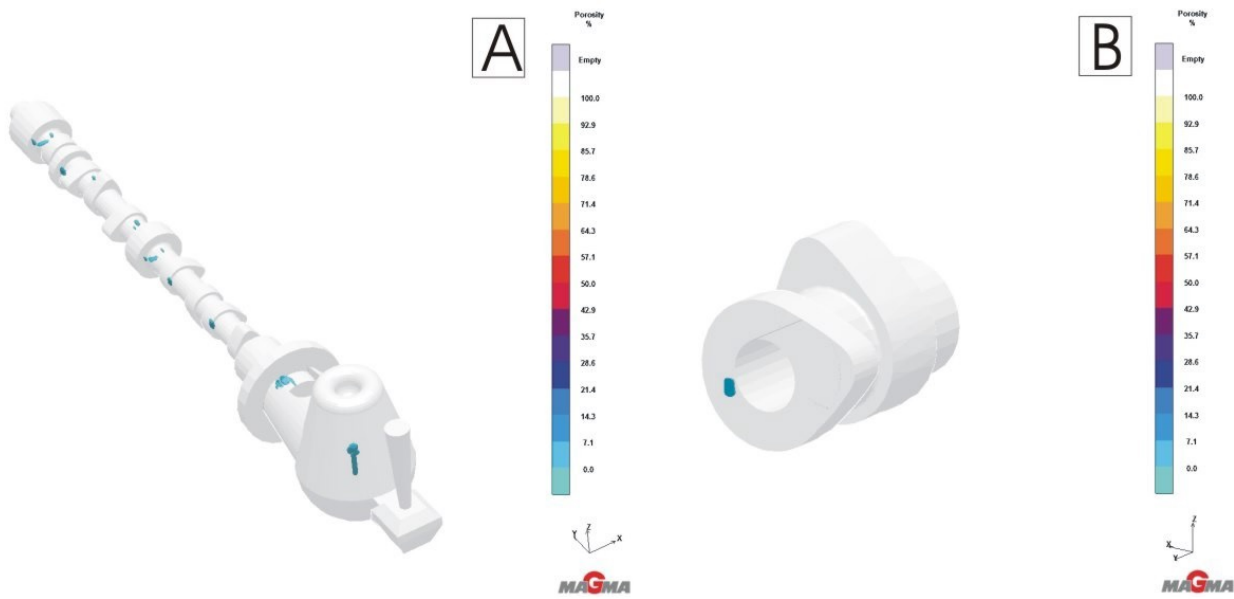


Figura 71. [A] Porosidad en la pieza colada y [B] máxima porosidad presente (Leva N°2).

8.5. Resultado

Como resultado del análisis de resistencia mecánica, se obtuvo que para un espesor de pared de 2mm la tensión máxima es de 14,54 MPa, lo cual representa un coeficiente de seguridad aproximadamente 3 respecto al límite de fatiga (42,6 MPa). Sin embargo, luego de analizar varias alternativas de sistemas de alimentación, se concluyó que el espesor de 2mm en la caña resulta una limitante para la obtención de una pieza sin defectos, por medio del método de fabricación propuesto.

Mediante sucesivos incrementos de espesor de pared y simulación de llenado y solidificación, se encontró que para un espesor mínimo de 5mm en la zona de la caña, los defectos presentes eran únicamente porosidad en la superficie interna del árbol levas y limitada a un 5%, lo cual resulta aceptable en términos de sanidad de pieza.

La reducción de peso obtenida para dicho espesor de pared es de 850gr, lo cual representa un 20% del peso del árbol de levas original.

9. CONCLUSIONES

El estudio del árbol de levas original permitió conocer las siguientes características:

- ✓ El árbol de levas está construido en fundición gris, ligeramente hipoeutéctica, aleada.
- ✓ Las levas presentan un endurecimiento superficial parcial, únicamente en las zonas de rampa, flanco y cresta. Esto resulta en una microestructura de fundición blanca en la zona endurecida, con dureza máxima 53 HRC, y fundición gris laminar de matriz ferrítico-perlítica en las zonas no endurecidas.
- ✓ La máxima sollicitación está dada en el radio de acuerdo entre la leva N°2 y la caña, donde la tensión máxima es de 6 MPa.

Por otra parte, el análisis de las geometrías propuestas del árbol de levas hueco arrojó las siguientes conclusiones:

- ✓ El árbol de levas hueco con un espesor mínimo de pared de 2mm presenta una tensión máxima de 14,54 MPa, lo cual representa un coeficiente de seguridad aproximadamente 3 respecto al límite de fatiga (42,6 MPa).
- ✓ Los sistemas de alimentación propuestos para el llenado de las partes limitan a 5mm el espesor de pared mínimo para la obtención de una pieza con mínimos defectos de porosidad en la superficie interna.
- ✓ Para 5mm de espesor mínimo de pared, obtenemos una reducción de 850gr en el peso del árbol de levas, lo cual representa un 20% de su peso original.

Finalmente, podemos concluir que es factible reemplazar un árbol de levas por uno de geometría hueca. La reducción de peso lograda con el método de fabricación propuesto es inferior a la que podría lograrse desde el punto de vista estructural.

10. BIBLIOGRAFIA

- Druschitz, D. Fitzgerald; *“Lightweight Iron and Steel Castings for Automotive Applications”*; Society of Automotive Engineers, Paper Number 00-M17, 2000.
- C. Labrecque, M. Gagné, P. Cabanne, C. Francois, C. Bécot and F. Hoffmann; *“Comparative Study of Fatigue Endurance Limit for 4 and 6 mm Thin Wall Ductile Iron Castings”*; International Journal of Metalcasting, Vol 2, Issue 2, 2008, pp 7-17.
- J. Michalski, J. Marszałek, K. Kubiak; *“An experimental study of diesel engine cam and follower wear with particular reference to the properties of the materials”*; Rzeszów University of Technology, 2000.
- M. Caldera, J. Massone, R. Boeri y J. Sikora; *“Obtención de Piezas de Fundición Esferoidal de Pequeño Espesor Libres de Defecto”*; SAM/CONAMET-AAS 2001, pp 75-82.
- Levent Cenk Kumruoglu; *“Mechanical and microstructure properties of chilled cast iron camshaft: Experimental and computer aided evaluation”*; Cumhuriyet University, 2008.
- F. Mampaey, Z. A. Xu; *“Mold Filling and Solidification of a Thin-Wall Ductile Iron Casting”*; AFS Transactions, Vol 105, 1997, pp 95-103.
- H. Bayrakceken, I. Uçun, S. Tasgetiren; *“Fracture analysis of a camshaft made from nodular cast iron”*; Afyon Kocatepe University, 2005.
- W. I. Collins, J. O. Smith; *“Fatigue and Static Load Tests of a High-Strength Cast Iron at Elevated Temperatures”*; ASTM Proceedings, Vol. 41, 1941, p 797-807
- J. Campbell; *“Castings”*; Butterworth-Heinemann, 2003.
- P. N. Rao; *“Manufacturing Technology”*; McGraw Hill, Vol.1, pp 126-179.
- ASM International; *“ASM Specialty Handbook: Cast Irons”*; American Society for Metals, 1996.
- James P. LaRue; *“Basic Metalcasting”*; Amer Foundry Society, 1989.
- M. Arias-Paz; *“Manual de Automóviles”*; CIE, 2004.
- ASTM International; *“ASTM A536 Standard Specification for Ductile Iron Castings”*; American Society for Testing and Materials, 2014.
- SAE; *“Fatigue Design Handbook”*; Society of Automotive Engineers, 1997.
- ASM International; *“Metals Reference Book”*, American Society for Metals, 1993.
- G. Castro; *“Fundiciones”*; Universidad de Buenos Aires, 2009.
- *“Chapter 4 - Fatigue Tests & S-N Approach”*, The University of Toledo.
- H. Rodriguez; *“Resistencia Mecánica a Fatiga”*; www.ingemecanica.com.

ANEXO A – RELEVAMIENTO PERFIL DE LEVA

La máquina de medición utilizada realizaba el relevamiento de las levas de admisión y escape correspondientes a cada cilindro, ajustando el 0° al punto medio del cruce de válvulas. En la siguiente tabla se registran los valores obtenidos durante el relevamiento de un árbol de levas original nuevo de motor Perkins 4PA-203.

ANGULO	1	2	3	4	5	6	7	8
-115								
-113		0,00000	0,00000			0,00000	0,00000	
-111		0,02790	0,03192			0,04777	0,05364	
-109		0,24983	0,25704			0,26805	0,27311	
-107		0,54099	0,53175			0,54760	0,55786	
-105		0,87418	0,86742			0,89003	0,89895	
-103		1,27402	1,26183			1,29133	1,30032	
-101		1,73546	1,71533			1,74780	1,75959	
-99		2,21183	2,19282			2,22343	2,23621	
-97		2,67462	2,65585			2,68620	2,69175	
-95		3,12076	3,10518			3,13108	3,14006	
-93		3,55064	3,53784			3,55974	3,56756	
-91		3,96371	3,95175			3,97235	3,97750	
-89		4,35936	4,34543			4,36590	4,36899	
-87		4,73613	4,72278			4,74188	4,74470	
-85		5,09225	5,07796			5,09981	5,09898	
-83		5,42770	5,41349			5,43733	5,43515	
-81		5,74351	5,73120			5,75626	5,75005	
-79		6,03971	6,02776			6,05221	6,04648	
-77		6,31343	6,30621			6,32695	6,32377	
-75		6,57023	6,56324			6,58101	6,57729	
-73		6,80443	6,80036			6,81419	6,80864	
-71		7,01873	7,01461			7,02623	7,02083	
-69		7,20864	7,20406			7,21625	7,20851	
-67		7,37838	7,37004			7,38616	7,37347	
-65		7,52463	7,51446			7,53414	7,51851	
-63		7,64608	7,63986			7,65780	7,64227	
-61		7,74583	7,74164			7,75802	7,74510	
-59		7,82078	7,82069			7,83472	7,82505	
-57		7,87598	7,87805			7,88710	7,88021	
-55		7,90637	7,91137			7,91810	7,91250	

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE REEMPLAZO DE UN ÁRBOL DE LEVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA POR OTRO CONSTRUIDO EN FUNDICIÓN ESFEROIDAL DE PEQUEÑO ESPESOR

ANGULO	1	2	3	4	5	6	7	8
-53		7,91382	7,92203			7,92297	7,91890	
-51		7,90585	7,91244			7,91565	7,90974	
-49		7,87219	7,87475			7,87973	7,87515	
-47		7,81195	7,81536			7,82030	7,81666	
-45		7,73745	7,73325			7,73964	7,73456	
-43		7,62775	7,62828			7,63507	7,62986	
-41		7,49697	7,50084			7,50538	7,50540	
-39		7,34401	7,35275			7,35375	7,35806	
-37		7,17204	7,18193			7,17805	7,18634	
-35		6,97646	6,99017			6,98225	6,99458	
-33		6,76302	6,77464			6,76474	6,77845	
-31		6,52493	6,53474			6,52578	6,54343	
-29		6,26632	6,27597			6,26592	6,28658	
-27		5,98470	5,99432			5,98588	6,00756	
-25		5,68076	5,69154			5,68469	5,70878	
-23		5,35836	5,36988			5,36125	5,39229	
-21		5,01695	5,02874			5,01978	5,05410	
-19		4,65750	4,67003			4,65651	4,69386	
-17		4,27814	4,29079			4,27602	4,30864	
-15		3,88225	3,89358			3,87843	3,91288	
-13		3,46969	3,47613			3,46281	3,50058	
-11		3,03702	3,04186			3,02978	3,07161	
-9		2,58844	2,58866			2,58237	2,62626	
-7	0,00000	2,12230	2,12161	0,00000	0,00000	2,11763	2,16451	0,00000
-5	0,02343	1,64476	1,64487	0,01305	0,01078	1,64049	1,69030	0,00656
-3	0,22301	1,19590	1,19804	0,19341	0,17282	1,19290	1,23650	0,17102
-1	0,49541	0,80648	0,80461	0,45838	0,43105	0,80355	0,84158	0,42620
1	0,83409	0,47802	0,47433	0,78748	0,74953	0,47365	0,50583	0,74542
3	1,22631	0,21190	0,20445	1,17605	1,12726	0,20804	0,22925	1,12449
5	1,67863	0,01242	0,00612	1,62079	1,56284	0,01585	0,02318	1,55936
7	2,15799	0,00000	0,00000	2,09826	2,03911	0,00000	0,00000	2,03528
9	2,62236			2,56487	2,50781			2,50514
11	3,06918			3,01588	2,96033			2,96000
13	3,50014			3,45102	3,39907			3,39826
15	3,91286			3,86804	3,81680			3,81743
17	4,30802			4,26880	4,21733			4,22104
19	4,68545			4,65136	4,59924			4,60454
21	5,04531			5,01428	4,95878			4,96841
23	5,38692			5,35729	5,30317			5,31210
25	5,70786			5,67927	5,62724			5,63726
27	6,01039			5,98020	5,92996			5,94321
29	6,28796			6,25982	6,21442			6,22698
31	6,54365			6,52020	6,48029			6,49166

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE REEMPLAZO DE UN ÁRBOL DE LEVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA POR OTRO CONSTRUIDO EN FUNDICIÓN ESFEROIDAL DE PEQUEÑO ESPESOR

ANGULO	1	2	3	4	5	6	7	8
33	6,78005			6,75990	6,72137			6,73245
35	6,99167			6,97856	6,94076			6,95321
37	7,18537			7,17450	7,13879			7,15226
39	7,35669			7,34912	7,31478			7,32906
41	7,50718			7,50336	7,46838			7,48259
43	7,63683			7,63327	7,60202			7,61395
45	7,74358			7,73802	7,71086			7,72208
47	7,82589			7,81966	7,79938			7,80797
49	7,88271			7,87792	7,86517			7,87162
51	7,91302			7,91410	7,90755			7,91102
53	7,92834			7,92615	7,92376			7,92142
55	7,91940			7,92166	7,92170			7,91970
57	7,88805			7,89380	7,89417			7,91248
59	7,83502			7,84151	7,84357			7,84078
61	7,75841			7,76508	7,76955			7,76447
63	7,66027			7,66528	7,67452			7,66702
65	7,53905			7,54068	7,55780			7,54677
67	7,39252			7,39325	7,41732			7,40331
69	7,22189			7,22526	7,25479			7,23608
71	7,02922			7,03585	7,07091			7,04820
73	6,81710			6,82643	6,86431			6,83862
75	6,58052			6,59504	6,63532			6,60631
77	6,32465			6,34327	6,38464			6,35340
79	6,04865			6,06990	6,11122			6,07873
81	5,75370			5,77239	5,81955			5,78340
83	5,43912			5,45553	5,50826			5,46747
85	5,10148			5,11802	5,17595			5,13192
87	4,74438			4,76021	4,82506			4,77833
89	4,36782			4,38484	4,45282			4,40550
91	3,97248			3,99050	4,06265			4,01258
93	3,56184			3,57990	3,65390			3,60216
95	3,13327			3,15212	3,22690			3,17521
97	2,69025			2,70922	2,78233			2,72966
99	2,23191			2,24877	2,32329			2,26758
101	1,75892			1,77064	1,84772			1,79220
103	1,30057			1,30617	1,37625			1,32784
105	0,89852			0,89981	0,96192			0,91830
107	0,55037			0,55168	0,60856			0,57109
109	0,26489			0,27004	0,31200			0,28394
111	0,05740			0,04719	0,07743			0,05967
113	0,00000			0,00000	0,00000			0,00000

ANEXO B – DESARROLLO DE MODELO DINAMICO

Introducción

El objetivo es determinar con cierto grado de certeza los valores de las fuerzas a las cuales se somete el árbol de levas durante un giro completo. Para ello, se define el sistema real para una de las levas, se plantea un modelo dinámico adecuado y se resuelve.

Modelo Dinámico

Para desarrollar el modelo, descomponemos el sistema en elementos individuales representados por masas que se encuentran unidas a tierra por medio de un amortiguador. Debido a la elasticidad de los componentes, las masas se conectan por medio de un resorte y un amortiguador. En el caso del balancín, se modela como 2 masas ubicadas en los extremos y unidas por un eje rígido sin masa. Como resultado, se obtiene un modelo de 4 grados de libertad como el de la figura 1.

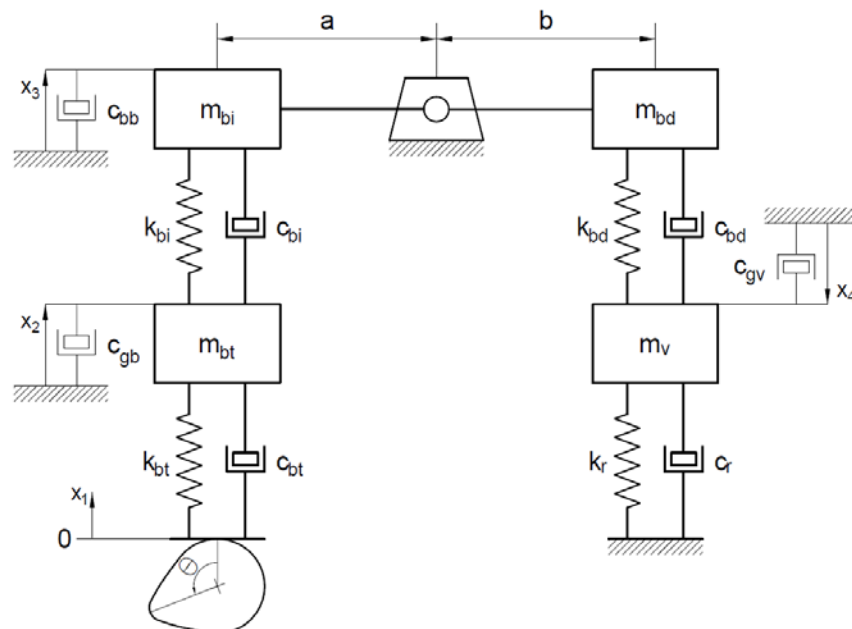


Figura 1. Modelo de 4 grados de libertad.

Referencia:

- $m_{bt} = \text{masa botador}$
- $m_{bi} = \text{masa balancín izquierda}$
- $m_{bd} = \text{masa balancín derecha}$
- $m_v = \text{masa válvula}$
- $k_{bt}, c_{bt} = \text{elasticidad del botador}$
- $k_{bi}, c_{bi} = \text{elasticidad del balancín izquierda}$
- $k_{bd}, c_{bd} = \text{elasticidad del balancín derecha}$
- $k_r, c_r = \text{elasticidad del resorte}$
- $c_{gb} = \text{amortiguación en la guía del botador}$
- $c_{bb} = \text{amortiguación en el buje del balancín}$
- $c_{gv} = \text{amortiguación en la guía de la válvula}$

Cabe destacar que la masa de la válvula incluye 1/3 de la masa del resorte para tener en consideración la porción del resorte que se traslada con la válvula.

Consideraciones

En la etapa de diseño del sistema para un dado motor, tanto el perfil de la leva como la constante del resorte y su precarga se calculan para que el botador copie el perfil de la leva y evitar que se produzcan saltos del botador. En motores de combustión interna de la industria automotriz, se indica en el tacómetro con una franja roja las revoluciones a las cuales comienza a producirse el salto de los botadores. Teniendo en cuenta que estamos analizando un sistema ya diseñado y con una velocidad de giro dentro de las admisibles, supondremos que el botador no presenta saltos y se mantiene en contacto con el perfil de la leva.

Desarrollo

La estrategia para obtener un modelo de una única masa con un solo grado de libertad consiste en combinar los elementos a cada lado del eje de giro del balancín (ver figura 2) y luego trasladar los elementos de un lado a otro.

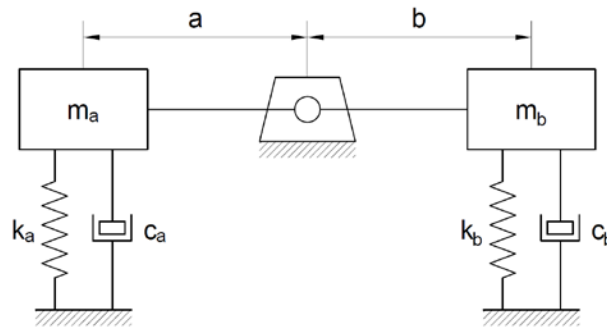


Figura 2. Combinación de elementos a cada lado del eje del balancín.

La combinación de masas resulta:

$$m_a = m_{bt} + m_{bi}$$

$$m_b = m_{bd} + m_v$$

Los resortes internos a izquierda se encuentran en serie, por lo tanto tendremos:

$$k_a = \frac{1}{\frac{1}{k_{bt}} + \frac{1}{k_{bi}}}$$

Los amortiguadores internos a izquierda (c_{bt} y c_{bi}) se encuentran en serie, pero en paralelo con los amortiguadores c_{gb} y c_{bb} . Tendremos entonces:

$$c_a = \frac{1}{\frac{1}{c_{bt}} + \frac{1}{c_{bi}}} + c_{gb} + c_{bb}$$

A derecha, el resorte que representa la flexión elástica del balancín se encuentra en serie con el resorte a izquierda. El resorte físico se encuentra en paralelo con el resorte equivalente, debido a que tienen distintos caminos a tierra desde la masa efectiva (los componentes del botador y balancín vuelven a tierra a través de las bancadas del árbol de levas mientras que el resorte vuelve a tierra a través de la tapa de cilindros). Por lo tanto, tendremos:

$$k_b = k_{bd}$$

En el caso de los amortiguadores sucede lo mismo pero se suma el amortiguador c_{gv} en paralelo. Entonces resulta:

$$c_b = c_{bd} + c_{gv}$$

Finalmente, trasladamos los elementos de derecha a izquierda, para obtener el modelo de una masa y un grado de libertad representado en la figura 3.

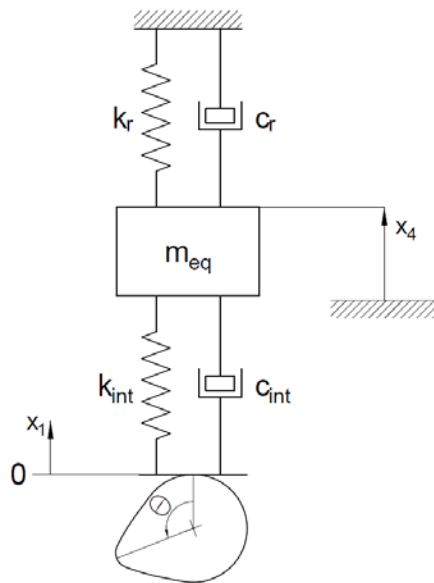


Figura 3. Modelo de un grado de libertad y una masa.

Se puede demostrar que los valores de m_{eq} , k_{int} y c_{int} resultan:

$$m_{eq} = m_a + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot m_b$$

$$k_{int} = k_a + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot k_b$$

$$c_{int} = c_a + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot c_b$$

La ecuación de movimiento del sistema surge de plantear la segunda ley de Newton:

$$\sum F = m \cdot \ddot{x}_4$$

$$k_{int} \cdot (x_4 - x_1) + c_{int} \cdot (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) - k_r \cdot x_4 - c_r \cdot \dot{x}_4 = m \cdot \ddot{x}_4$$

Para determinar la zona del árbol a estudiar, podemos suponer que el tren de componentes (botador-balancín) es suficientemente rígido como para despreciar las diferencias que pudiera haber entre el seguidor y la masa equivalente. Teniendo en cuenta además que no hay salto del botador, podemos tomar que valores de x_4 en función de θ coincidirán con los obtenidos durante el relevamiento del perfil de la leva, obteniendo entonces el modelo simplificado de la figura 4.

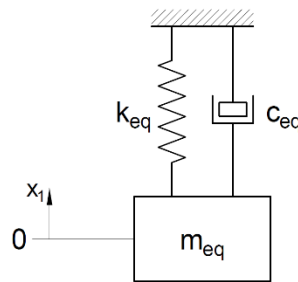


Figura 4. Modelo de una masa y un grado de libertad simplificado.

Los valores de m_{eq} , k_{eq} y c_{eq} resultan:

$$m_{eq} = m_a + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot m_b$$

$$k_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_{int}}}$$

$$c_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{c_r} + \frac{1}{c_{int}}}$$

Reemplazando los coeficientes y desarrollando los términos, se obtienen las siguientes expresiones en función de los coeficientes indicados en la figura 1:

$$m_{eq} = m_{bt} + m_{bi} + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot (m_{bd} + m_v)$$

$$k_{eq} = \frac{k_r \cdot [a^2 \cdot k_{bt} \cdot k_{bi} + b^2 \cdot k_{bd} \cdot (k_{bt} + k_{bi})]}{a^2 \cdot k_{bt} \cdot k_{bi} + b^2 \cdot k_{bd} \cdot (k_{bt} + k_{bi}) + a^2 \cdot k_r \cdot (k_{bt} + k_{bi})}$$

$$c_{eq} = \frac{c_r \cdot [a^2 \cdot c_{bi} \cdot c_{bt} + a^2 \cdot (c_{bi} + c_{bt}) \cdot (c_{gb} + c_{bb}) + b^2 \cdot (c_{bd} + c_{gv}) \cdot (c_{bi} + c_{bt})]}{a^2 \cdot c_{bi} \cdot c_{bt} + a^2 \cdot (c_{bi} + c_{bt}) \cdot (c_{gb} + c_{bb}) + b^2 \cdot (c_{bd} + c_{gv}) \cdot (c_{bi} + c_{bt}) + a^2 \cdot c_r \cdot (c_{bi} + c_{bt})}$$

ANEXO C – RESOLUCION DE SISTEMA HIPERESTATICO

Introducción

El objetivo es determinar el valor de las reacciones R_a , R_b y R_c que actúan sobre los apoyos del árbol de levas.

Descripción del sistema

El sistema esquematiza en la figura 1.

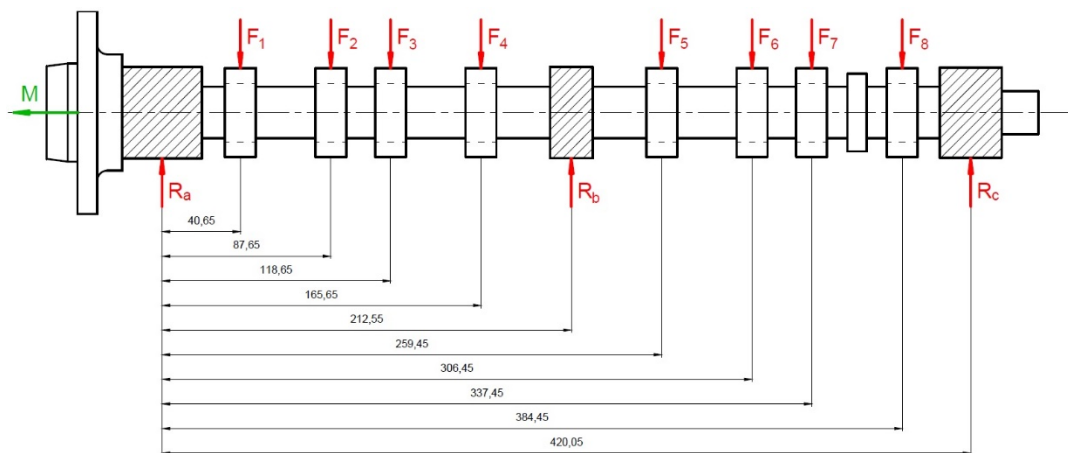


Figura 1. Distribución de fuerzas sobre el árbol de levas.

Las ecuaciones de equilibrio para dicho sistema son:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = \sum_{i=1}^8 F_i(\theta) - \sum_{i=a}^c R_i(\theta) = 0 \\ \sum M_z = \sum_{i=a}^c R_i(\theta) * x_i - \sum_{i=1}^8 F_i(\theta) * x_i = 0 \end{array} \right.$$

Dado que tenemos 3 incógnitas (R_a , R_b y R_c) y solo 2 ecuaciones linealmente independientes, podemos establecer que estamos ante un sistema hiperestático de grado 1. Debemos tener en cuenta la compatibilidad de las deformaciones para generar una tercera ecuación que nos permita resolver el sistema de ecuaciones.

Consideraciones

Para resolver el sistema, deberemos tener en cuenta su geometría para calcular el momento de inercia. Para simplificar los cálculos, consideraremos el árbol de levas como una barra de sección circular cuyo diámetro es el diámetro exterior de la caña.

Desarrollo

La estrategia consiste en eliminar el apoyo intermedio para convertir el sistema en isostático y calcular la flecha del árbol en la posición donde encontraba el apoyo. Luego, planteamos el mismo sistema pero con una única fuerza correspondiente a la reacción del apoyo intermedio. Esto nos permitirá determinar el valor de la reacción R_b que genera una flecha contraria a la obtenida en el sistema isostático, de manera que, aplicando el principio de superposición, anule el desplazamiento en dicho apoyo.

En la figura 2 se esquematizan los 2 sistemas isostáticos mencionados.

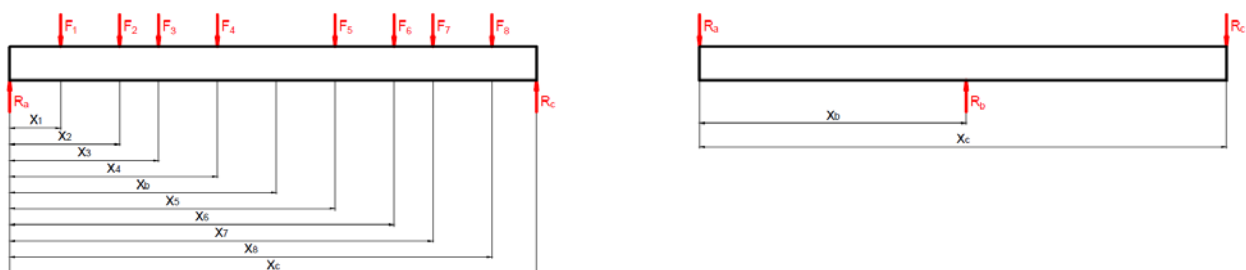


Figura 2. Sistemas isostáticos.

En primer lugar vamos a determinar la flecha de la viga en el sistema ubicado a la izquierda en la figura 2. Para ello, planteamos las ecuaciones de equilibrio y determinamos las reacciones.

$$\begin{cases} \sum F_y = R_a + R_c - \sum_{i=1}^8 F_i = 0 \\ \sum M_z = R_c \cdot x_c - \sum_{i=1}^8 F_i(\theta) * x_i = 0 \end{cases}$$

De la segunda ecuación obtenemos el valor de R_c . Luego, reemplazando en la primera ecuación, obtenemos R_a .

$$R_c = \frac{\sum_{i=1}^8 F_i(\theta) * x_i}{x_c}$$

$$R_a = \sum_{i=1}^8 F_i - R_c$$

Conociendo todas las fuerzas que actúan sobre el sistema, podemos calcular los esfuerzos, que representados gráficamente resultan como los de la figura 3.

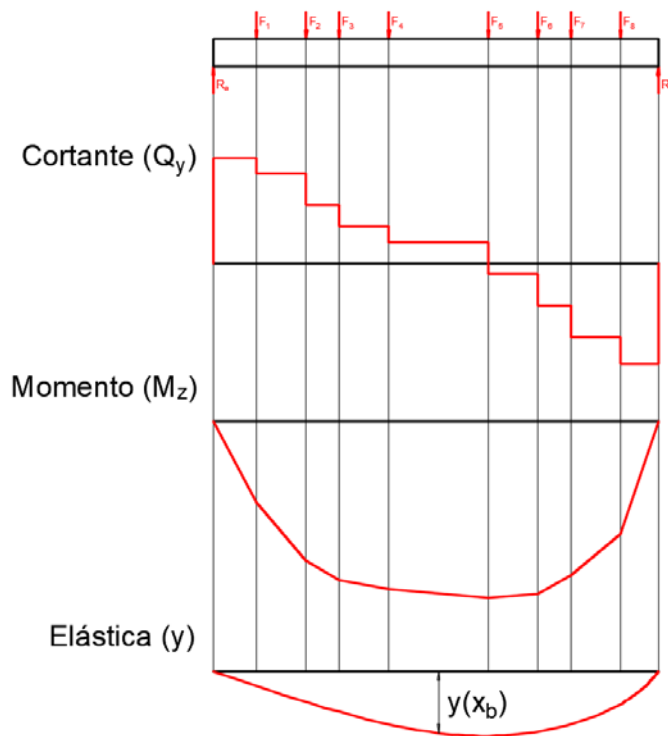
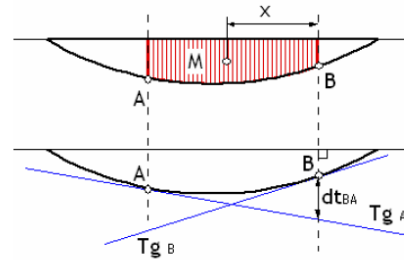


Figura 3. Esfuerzos.

Para determinar el valor de la flecha $y(x_b)$ recordamos el segundo teorema de Mohr:

Dados dos puntos A y B pertenecientes a una línea elástica, y dada una recta vertical que pasa por la abscisa de A, la distancia vertical entre la curva elástica en A y la intersección de la tangente que pasa por B y la recta vertical anterior es igual al momento estático con respecto a A del área de momentos reducidos comprendida entre A y B.



$$t_{BA} = \frac{1}{E \cdot I} \int_B^A M \cdot x \cdot dx$$

En nuestro caso, plantearemos las fórmulas de las distancias indicadas en la figura 4 y las utilizaremos para determinar la flecha $y(x_b)$.

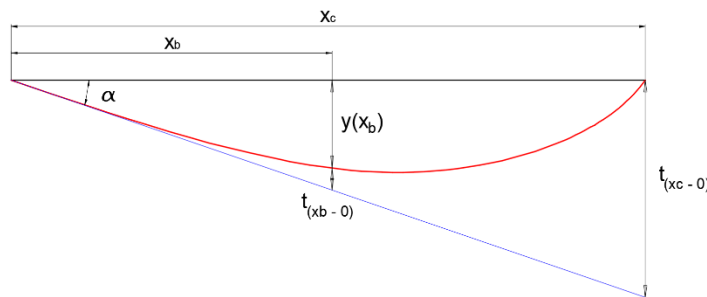


Figura 4. Elástica.

$$t_{(x_c-0)} = \frac{1}{E \cdot I} \int_{x_c}^0 M \cdot x \cdot dx$$

$$t_{(x_b-0)} = \frac{1}{E \cdot I} \int_{x_b}^0 M \cdot x \cdot dx$$

Por semejanza de triángulos, tendremos que:

$$\frac{y(x_b) + t_{(x_b-0)}}{x_b} = \frac{t_{(x_c-0)}}{x_c}$$

Despejando la flecha, obtenemos:

$$y(x_b) = \frac{x_b}{x_c} \cdot t_{(x_c-0)} - t_{(x_b-0)}$$

$$y(x_b) = \frac{x_b}{x_c \cdot E \cdot I} \left(\int_{x_c}^0 M \cdot x \cdot dx - \int_{x_b}^0 M \cdot x \cdot dx \right)$$

Una vez determinado el valor de la flecha $y(x_b)$, podremos calcular el valor de la fuerza R_b del sistema isostático de la derecha de la figura 2. Para ello, planteamos las ecuaciones de equilibrio y determinamos las reacciones.

$$\begin{cases} \sum F_y = R_b - R_c - R_a = 0 \\ \sum M_z = R_b \cdot x_b - R_c \cdot x_c = 0 \end{cases}$$

De la segunda ecuación obtenemos el valor de R_c . Luego, reemplazando en la primera ecuación, obtenemos R_a .

$$R_c = \frac{x_b}{x_c} \cdot R_b$$

$$R_a = \frac{x_c - x_b}{x_c} \cdot R_b$$

Conociendo todas las fuerzas que actúan sobre el sistema, podemos calcular los esfuerzos, que representados gráficamente resultan como los de la figura 5.

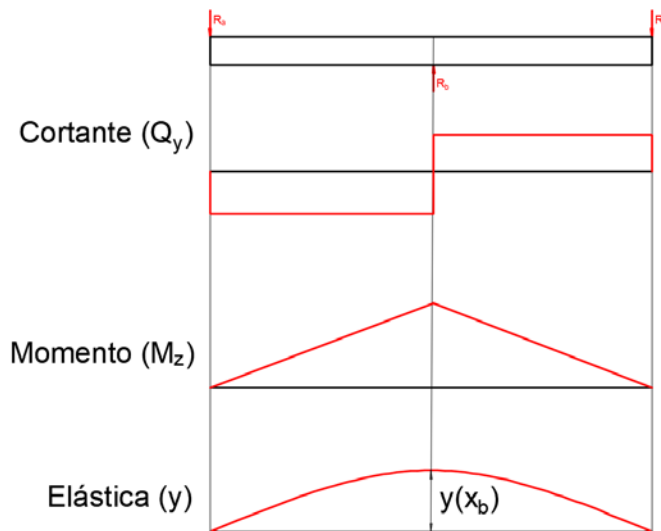


Figura 5. Esfuerzos.

Para calcular la flecha en este caso, partimos de la ecuación diferencial de la elástica en una viga:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{E \cdot I}$$

Integrando una vez obtendremos la pendiente de la elástica para un determinado punto. Integrando una segunda vez, obtendremos el valor de la flecha para dicho punto.

En nuestro caso, debemos analizar las fórmulas en los 2 tramos del gráfico de momento.

TRAMO 1 ($x = 0 \rightarrow x_b$)

$$M = R_a \cdot x$$

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{R_b \cdot x_b}{x_c} \cdot x$$

$$E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} = \frac{R_b \cdot x_b}{2 \cdot x_c} \cdot x^2 + C_1$$

$$E \cdot I \cdot y = \frac{R_b \cdot x_b}{6 \cdot x_c} \cdot x^3 + C_1 \cdot x + C_2$$

TRAMO 2 ($x = x_b \rightarrow x_c$)

$$M = R_c \cdot x_c - R_c \cdot x$$

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = R_b \cdot x_b - \frac{R_b \cdot x_b}{x_c} \cdot x$$

$$E \cdot I \cdot \frac{dy}{dx} = R_b \cdot x_b \cdot x - \frac{R_b \cdot x_b}{2 \cdot x_c} \cdot x^2 + C_3$$

$$E \cdot I \cdot y = \frac{R_b \cdot x_b}{2} \cdot x^2 - \frac{R_b \cdot x_b}{6 \cdot x_c} \cdot x^3 + C_3 \cdot x + C_4$$

Para determinar los valores de las constantes de integración, debemos plantear las condiciones de contorno.

1) $y(0) = 0 \quad \Rightarrow \quad C_2 = 0$

$$2) \quad y(x_c) = 0 \quad \Rightarrow \quad C_4 = -\frac{R_b \cdot x_b \cdot x_c^2}{3} - C_3 \cdot x_b$$

Por continuidad de la elástica, tendremos que tanto la pendiente $\frac{dy}{dx}$ como la posición y en x_b debe ser igual para ambos tramos.

$$3) \quad \frac{R_b \cdot x_b}{2 \cdot x_c} \cdot x^2 + C_1 = R_b \cdot x_b \cdot x - \frac{R_b \cdot x_b}{2 \cdot x_c} \cdot x^2 + C_3$$

$$C_1 = \frac{R_b \cdot x_b^2}{2} + C_3$$

$$4) \quad \frac{R_b \cdot x_b}{6 \cdot x_c} \cdot x^3 + C_1 \cdot x = \frac{R_b \cdot x_b}{2} \cdot x^2 - \frac{R_b \cdot x_b}{6 \cdot x_c} \cdot x^3 + C_3 \cdot x + C_4$$

$$C_3 = -\frac{R_b \cdot x_b}{x_c} \left(\frac{x_b^2}{6} + \frac{x_c^2}{3} \right)$$

Reemplazando los valores de los coeficientes, se obtiene la fórmula de la elástica para el tramo 1. Luego, si calculamos la flecha en x_b resulta:

$$E \cdot I \cdot y(x_b) = R_b \cdot \left(-\frac{x_b^4}{3 \cdot x_c} + \frac{2 \cdot x_b^3}{3} - \frac{x_b^2 \cdot x_c}{3} \right)$$

Despejando R_b resulta:

$$R_b = \frac{E \cdot I \cdot y(x_b)}{\left(-\frac{x_b^4}{3 \cdot x_c} + \frac{2 \cdot x_b^3}{3} - \frac{x_b^2 \cdot x_c}{3} \right)}$$

Una vez obtenido el valor de R_b para la flecha deseada, podemos calcular los valores de R_a y R_c del sistema isostático.

Finalmente, aplicamos el teorema de superposición entre los 2 casos isostáticos planteados en la figura 2 y determinamos los valores de R_a , R_b y R_c para el caso hiperestático.