



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Desarrollo de un motor Wankel para su  
integración en turbinas de aviación con el  
programa de ordenador Pacelab**

**Autor:**

**Fernández Sánchez, Iñigo**

**Tutora:**

**Herráez Sánchez, Marta**

**Departamento:**

**CMelM – Ingeniería Mecánica**

**Valladolid, Octubre 2017.**



# Contenidos

## Contenido

<b>Contenidos .....</b>	<b>i</b>
<b>Lista de figuras .....</b>	<b>iii</b>
<b>Lista de tablas.....</b>	<b>v</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>vii</b>
<b>Capítulo 1: Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>Capítulo 2: Fundamentos.....</b>	<b>7</b>
2.1 Principios básicos .....	7
2.1.1 Componentes de un motor rotativo .....	7
2.1.2 Funcionamiento de un motor rotativo .....	8
2.2 Métodos de diseño .....	10
2.2.1 Método de diseño convencional .....	10
2.2.2 Método de la Función de desviación.....	11
2.3 Carcasa del rotor .....	11
2.3.1 Fórmulas para la peritrocoide.....	12
2.3.2 Ecuación de la peritrocoide paralela .....	14

2.3.3	Estructura de la carcasa del rotor .....	15
2.3.4	Sistema de refrigeración.....	18
2.3.5	Bujías de inyección.....	22
2.3.6	Sistema de admisión y escape .....	22
2.3.7	Espesor de la carcasa del rotor .....	23
2.4	El rotor.....	25
2.4.1	Fórmulas para el diseño del rotor .....	25
2.4.2	Sistema de refrigeración.....	27
2.4.3	Sellado en las cámaras de combustión .....	27
2.4.4	Cavidades del rotor .....	29
2.5	Engranajes.....	29
2.6	Cigüeñal.....	30
2.7	Límites operacionales y rendimiento .....	32
2.7.1	Límites operacionales.....	32
2.7.2	Rendimiento.....	36
2.8	Peso y dimensiones .....	38
<b>Capítulo 3: Software de simulación .....</b>		<b>41</b>
3.1	Modelo Pacelab.....	41
3.1.1	Modelo másico .....	46
3.1.2	Modelo dimensional.....	46
3.2	Fórmulas de tendencia.....	48
<b>Capítulo 4: Validación del modelo.....</b>		<b>53</b>
4.1	Motor Renesis.....	53
4.2	Otros modelos .....	55
<b>Capítulo 5: Conclusiones y líneas de futuro .....</b>		<b>59</b>
<b>Bibliografía.....</b>		<b>61</b>
<b>Apéndices .....</b>		<b>63</b>

# Lista de figuras

2.1	Estructura básica y componentes principales del motor rotativo [19] .....	4
2.2	El ciclo de cuatro tiempos de los motores rotativos en comparación con el motor rotativo. Imagen proporcionada por <a href="https://autoevolution.com">https://autoevolution.com</a> .....	5
2.3	El perfil interior de la carcasa del rotor usando el método de la Función de desviación y el método convencional. ....	7
2.4	Representación del perfil interno de la carcasa del rotor. [19] .....	9
2.5	Tres tipos distintos de motores rotativos en función del integrador $m$ . En los motores rotativos convencionales el valor habitual es $m = 3$ . [19] .....	10
2.6	Estructura básica de la carcasa del rotor donde se pueden apreciar las distintas capas construidas con distintos materiales .[17]	11
2.7	Sistema de refrigeración axial para la carcasa del rotor.[19].....	13
2.8	Sistema de refrigeración radial para la carcasa del rotor. [19].....	14
2.9	Las diferencias de temperatura a lo largo de la superficie interna de la carcasa del rotor en función de la velocidad del cigüeñal. A mayores velocidades del cigüeñal mayores son las temperaturas alcanzadas. [19] .....	14
2.10	Posición de las bujías. En el lado izquierdo se muestra la posición convencional de las bujías con la primera y la segunda bujía y las posiciones de áreas no quemadas. En el lado derecha se observa la incorporación de una nueva bujía para mejorar el rendimiento de la combustión.[9] .....	16
2.11	Las diferencias entre los puertos de entrada laterales y los puertos de entrada periféricos. En algunos casos se utilizan ambos sistemas en el mismo motor.[19] .....	17

2.12	Los conductos internos del rotor para el sistema de refrigeración y lubricación.[19]	19
2.13	Vista lateral y frontal de un cigüeñal de dos rotores. Los asientos del rotor del cigüeñal están separados por una distancia $\alpha$ igual a la excentricidad del centro de rotación del cigüeñal.[19]	23
2.14	Volumen de la cámara de combustión en función de la constante trocoidal $K$ . [2].	25
2.15	Relación de compresión teórica en función de la constante trocoidal y el ángulo de oscilación máximo. Por ejemplo en esta imagen, cuando $K=7,2$ la relación de compresión teórica es 18,5 y el máximo ángulo de oscilación es 25. [1]	26
2.16	La carga sufrida por los engranajes en función de la velocidad del cigüeñal. [19].	28
3.1	En la imagen de la izquierda se muestra el rotor y la carcasa del rotor del Renesis y en la imagen de la derecha se muestra el rotor y la carcasa del rotor del modelo en Pacelab.	31
3.2	Diagrama de bloques de la estructura básica del modelo en Pacelab.	32
3.3	Diagrama de bloques con los parámetros más importantes definidos por la constante trocoidal	33
3.4	Diagrama de bloques con los parámetros más importantes definidos por el flujo másico de aire.	35
6.1	Peso de los motores rotativos para las fórmulas de tendencia.	iv
6.2	El incremento de peso para las fórmulas de tendencia.	v

# Lista de tablas

2.1	Ventajas y desventajas dependiendo del factor K.....	24
2.2	Fórmulas de rendimiento del motor rotativo.....	28
3.1	Lista de motores rotativos utilizados para el cálculo de las fórmulas de tendencia de peso. Estos motores rotativos mostrados son con configuración de 1 rotor.....	37
3.2	Lista de motores rotativos mostrando el incremento de peso por rotor. Estos motores han sido utilizados para el cálculo de las fórmulas de tendencia.	39
4.1	Lista de los parámetros de entrada para el motor Renesis.....	41
4.2	Comparación entre el peso de los componentes en el modelo de Pacelab y el peso real de los componentes del motor Renesis.....	41
4.3	Lista de parámetros de entrada del motor Rotapower 530..	43
4.4	Diferencia de peso entre el motor Rotapower 530, el modelo construido en Pacelab y el modelo de las fórmulas de tendencia. ....	43
4.5	Lista de parámetros de entrada para el KKM 500.....	44
4.6	Comparación entre el motor KKM 500, el modelo construido en Pacelab y el modelo con las fórmulas de tendencia. ....	44



# Nomenclatura

Parámetros	Descripción	Unidades
$E$	excentricidad	mm
$A$	Angulo de revolución del círculo B alrededor del círculo A	rad
$B$	Angulo de revolución del círculo B alrededor de su eje	rad
$\Phi$	Angulo de oscilación del vértice del rotor	rad
$E_{th}$	Relación de compresión teórica	-
$E_{thr}$	Relación de compresión real	-
$R$	Radio del rotor	mm
$V_{max}$	Volumen máximo de la cámara de combustión	mm <sup>3</sup>
$V_{min}$	Volumen mínimo de la cámara de combustión	mm <sup>3</sup>
$V_t$	Volumen del receso del rotor	mm <sup>3</sup>
$\Phi_{max}$	Máximo ángulo de oscilación	rad
$W_{rotor}$	Velocidad angular del rotor	rad/s
$W$	Velocidad angular del cigüeñal	rad/s
$V$	Velocidad lineal de deslizamiento del vértice del rotor	m/s
$\Gamma$	Ángulo de rotación del cigüeñal	rad
$R$	Distancia entre el c.d.g. del vértice y el centro del rotor	mm
$W_{apex}$	Masa de las juntas de sellado del vértice	kg
$Pacelabweight$	Masa del núcleo del motor en el modelo de Pacelab	kg
$Finalweight$	Peso del núcleo del motor después de las correcciones	kg
$F_r$	Fuerza radial en el vértice del rotor	N

Parámetros	Descripción	Unidades
$F_n$	Fuerza normal en el vértice del rotor	N
G	Aceleración de la Gravedad	m/ s <sup>2</sup>
$N_r$	Número de rotores	-
$\dot{m}$	Flujo másico de aire	kg/s
$P$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
$V_h$	Cilindrada	mm <sup>3</sup>
$T$	Espesor de la superficie trocoidal de la carcasa del rotor	mm
Width	Ancho del núcleo del rotor	mm
Height	Altura del núcleo del rotor	mm
Depth	Profundidad del núcleo del rotor	mm
Esp	Espesor de la capa intermedia del rotor	mm
$dQ$	Flujo de calor	kJ/s
$F$	Superficie de la cámara de combustión	m <sup>2</sup>
$T_m$	Temperatura media de los gases de combustión	K
$T_w$	Temperatura de la pared de la cámara de combustión	K
$h_w$	Coefficiente de transmisión de calor	W/m K
A	Constante de Annand para la transferencia convectiva de calor	-
L	Longitud característica de la cámara de combustión	m
$b_{int}$	Ancho de la carcasa intermedia del rotor	mm
$b_{lat}$	Ancho de la carcasa lateral del rotor	mm
$P$	Presión	Pa
$P_m$	Presión media	Pa
$P_{cc}$	Presión de compresión instantánea	Pa
$P_{ce}$	Presión de compresión instantánea	Pa
$P_{me}$	Presión media efectiva	Pa
$P_{mi}$	Presión media indicada	Pa
$T_{ci}$	Par en el cigüeñal	N/m
$A_p$	Área del rotor	m <sup>2</sup>

# Resumen

Con el fin de incrementar la eficiencia de las futuras turbinas de aviación del sector aeronáutico, se están investigando nuevos procesos de mejora del ciclo termodinámico. Estos incluyen tecnologías tales como el intercooling, la recuperación de calor y aumento de la presión media efectiva. La implementación técnica de estas tecnologías plantea un desafío en el diseño termodinámico, aerodinámico y mecánico de los motores. Para esto, el Instituto de propulsión de Aeronaves (ILA) de la Universidad de Stuttgart, junto con dos empresas del sector, Rolls Royce y MTU han creado un plan estratégico de innovación, junto con otras siete universidades de Alemania.

Esta parte del proyecto consiste en un trabajo que estudia la utilización de un motor Wankel como compresor de alta presión, cámara de combustión y turbina de alta presión. El objetivo de este trabajo es crear un modelo que permita hacer un estudio preliminar del rendimiento de un turbofan con esta configuración y estudiar su viabilidad. Para esto, se utiliza un programa de ordenador llamado Pacelab, que permite crear un modelo 3D del hipotético motor rotativo necesario para unas determinadas condiciones de funcionamiento de la turbina. Para asegurar el buen funcionamiento del programa, se realizan validaciones con otros motores rotativos ya existentes, como el Mazda Renesis 13B. Este software permite conocer las dimensiones, el peso y el rendimiento básico del motor rotativo, características necesarias para conocer la viabilidad del proyecto y determinar futuras investigaciones.

## Palabras clave

Motor rotativo, Wankel, Turbofan, modelo.



## **Abstract**

In order to increase the efficiency of future aviation turbines in the aeronautical sector, new processes to improve the thermodynamic cycle are being investigated. These include technologies such as intercooling, heat recovery and increasing the effective average pressure. The technical implementation of these technologies poses a challenge in the thermodynamic, aerodynamic and mechanical design of the engines. For this, the Aircraft Propulsion Institute (ILA) of the University of Stuttgart, along with two companies in the sector, Rolls Royce and MTU have created a strategic innovation plan, together with seven other universities in Germany.

This part of the project consists of a study that analyses the use of a Wankel engine as a high-pressure compressor, combustion chamber and high-pressure turbine. The objective of this work is to create a model that allows to make a preliminary study of the performance of a turbofan with this configuration and to study its viability. For this, a computer program called Pacelab is used, which allows creating a 3D model of the hypothetical rotary engine necessary for specific turbine operating conditions. Validations are carried out with other rotary engines already in existence, such as the Mazda Renesis 13B. This software allows knowing the dimensions, the weight and the basic performance of the rotary engine, characteristics necessary to see the viability of the project and determine future investigations.

## **Keywords**

Rotary engine, Wankel, Turbofan, model, Pacelab.



# Capítulo 1: Introducción

La industria aeronáutica es uno de los sectores más avanzados tecnológicamente del mundo y la eficiencia de combustible, uno de los mayores dolores de cabeza para los ingenieros a cargo de diseñar los nuevos aviones. Los más modernos reactores comerciales son hasta dos veces más eficientes, en términos de consumo de combustible, que los primeros aviones a reacción de la década de los cincuenta. Hay distintas formas de aumentar la eficiencia de combustible, como reducir la resistencia aerodinámica, mejorar el consumo específico de los motores a reacción o reducir el peso de las aeronaves usando nuevos materiales compuestos [1].

En términos de propulsión aeronáutica, las turbinas de gas se utilizan para aplicaciones militares y civiles. Hay algunos métodos para incrementar la eficiencia de combustible, como el aumento de la temperatura de entrada a la cámara de combustión, el aumento de la relación de compresión o un aumento de potencia a través de la inyección de vapor. Con estas acciones conseguimos aumentar la eficiencia de la turbina de gas.

En términos de aumento de la eficiencia térmica, incrementar la presión máxima del ciclo sería especialmente interesante. Una manera de lograrlo es usar un motor de pistones, en lugar de compresores axiales y turbinas usadas en turbinas de gas. Dentro de los motores de pistón, el motor rotativo sería una excelente opción, debido a sus características.

El motor Wankel es un motor de combustión interna de cuatro tiempos que fue diseñado por Félix Wankel en 1924 y obtuvo su primera patente en 1929. Durante los años 50, 60 y 70 se utilizó en el sector del automóvil y se desarrolló por algunas compañías automovilísticas como Mazda, Mercedes o General Motors. Hoy en día, el motor Wankel o el motor rotativo tiene un nuevo papel y se utiliza cada vez más para aplicaciones aeronáuticas, como aviones no tripulados o aviones ligeros, debido a sus puntos fuertes que encajan perfectamente en este sector. Algunas de estas ventajas son la mayor relación peso-potencia o el volumen reducido, en comparación con los motores

alternativos.

Los motores rotativos tienen menos piezas que los motores de pistón convencionales y una mayor fiabilidad. Estos factores hacen que este tipo de motores sean unos buenos candidatos, en comparación con otros motores de pistón, especialmente en aplicaciones aeronáuticas, en las que el peso y las dimensiones del motor son más importantes que en otros sectores [2].

El objetivo de este trabajo es crear un modelo que permita un diseño preliminar de un motor rotativo y analizar la viabilidad de este motor en un nuevo tipo de motores aeronáuticos. Este nuevo concepto de motores son turbinas de gas en las que el compresor de alta presión, la cámara de combustión y la turbina de alta presión se reemplaza por un motor rotativo. Este modelo se hará en el entorno de Pacelab, que es un software de diseño por ordenador utilizado para el diseño preliminar y desarrollo de distintos proyectos del ámbito de la ingeniería como aeronaves, barcos, ferrocarriles y vehículos de motor. Este trabajo intenta aproximar el motor rotativo necesario y la utilidad de este motor en la turbina de gas. El modelo en Pacelab de este trabajo proporcionará información sobre el número de rotores necesarios, las prestaciones y el rendimiento básico del mismo, las dimensiones del corazón del motor y el peso del motor sin los sistemas auxiliares.

En los siguientes capítulos de este trabajo se explicará el conocimiento teórico y los pasos seguidos para la realización del modelo. Los fundamentos del trabajo contienen información sobre las características del motor rotativo y las fórmulas necesarias para su diseño. El capítulo de software de simulación, presenta el modelo construido en Pacelab, sus entradas, salidas, cómo funciona el programa y los métodos utilizados para los cálculos de peso y dimensiones. Por último, en el capítulo Validación, se compara el modelo en Pacelab con otros motores rotativos reales para verificar la validez del modelo. En el capítulo Conclusiones se valoran los resultados obtenidos, la viabilidad del proyecto y las mejoras futuras.

# Capítulo 2: Fundamentos

## 2.1 Principios básicos

### 2.1.1 Componentes de un motor rotativo

En el motor rotativo, no hay partes reciprocas, es decir, sus piezas tienen velocidades lineales nulas, debido al movimiento giratorio del rotor. Como se muestra en la figura 2.1, el rotor que es como el pistón en los motores alternativos, éste gira dentro de la carcasa del rotor, lo que corresponde al cilindro y al bloque de cilindros, creando tres cámaras de combustión separadas donde se producen los ciclos de cuatro tiempos.

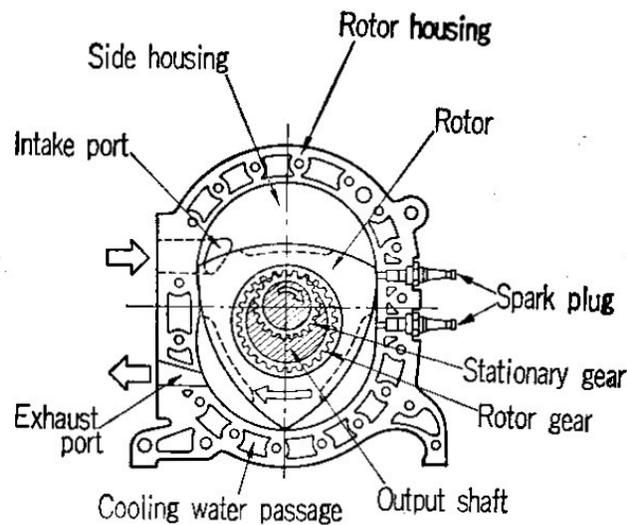


Figura 2.1: Estructura básica y componentes principales del motor rotativo [2]

Cada cámara de combustión está separada entre sí por juntas, que están en contacto continuo con la superficie interior de la carcasa del rotor describiendo una peritrocoide. El par es transmitido por el cigüeñal, el cual está unido al rotor mediante engranajes. Los engranajes, un engranaje del rotor y un engranaje estacionario controlan el movimiento de rotación del rotor. Están montados en el rotor y en las carcasas laterales con una relación de transmisión de 3: 2. [2]

Esto significa que una revolución del rotor, son tres revoluciones del cigüeñal. Una ventaja que permite obtener altas velocidades en el cigüeñal con velocidades más bajas en el rotor, protegiéndolo del desgaste, cargas elevadas en los cojinetes de los engranajes o procesos de mala combustión.

Los motores rotativos tienen menos piezas auxiliares que los motores alternativos, no tienen válvulas ni árbol de levas. Los motores rotativos pueden enfriarse con dos métodos diferentes, sistemas de refrigeración por aire o sistemas de refrigeración por agua. Para los sistemas de refrigeración por aire, las aletas se sitúan alrededor de la carcasa del rotor para favorecer la transferencia de calor, mientras que los refrigerados por agua disponen de varios agujeros y conductos situados en las carcasas para conducir el agua de refrigeración. [2]

El rotor, por lo general, tiene tres cavidades, una por cámara de combustión, que favorecen el proceso de combustión, aumentando la turbulencia del aire. Como se mencionó en la introducción, los motores rotativos tienen menos partes y componentes que los motores alternativos y por eso son más ligeros y tienen una mejor relación peso potencia.

### **2.1.2 Funcionamiento de un motor rotativo**

El motor rotativo es un motor de combustión interna de cuatro tiempos. El ciclo termodinámico completo tiene lugar dentro de la cámara de combustión descrita anteriormente. La figura 2.2 se utilizará para explicar el proceso termodinámico. Una diferencia importante con los motores alternativos es que se podría dividir en cuatro áreas claramente diferenciadas. En cada área, tiene lugar una de las cuatro fases, admisión, compresión, combustión y escape. Esto crea altas diferencias de temperatura y

presión a lo largo de la carcasa del rotor; por ejemplo, entre el área de combustión y expansión y el área de admisión, la diferencia de temperatura media es de alrededor de 100 °C como se muestra en la figura 2.3. La carrera de admisión comienza cuando el aire entra por el orificio de admisión, dentro de la cámara de combustión. Tomando como referencia el figura 2.2, el área de admisión sería el cuadrante superior izquierdo. Los motores rotativos no tienen válvulas, la admisión dura desde que el primer vértice del rotor cruza el puerto de admisión hasta que el siguiente vértice del rotor cruza de nuevo

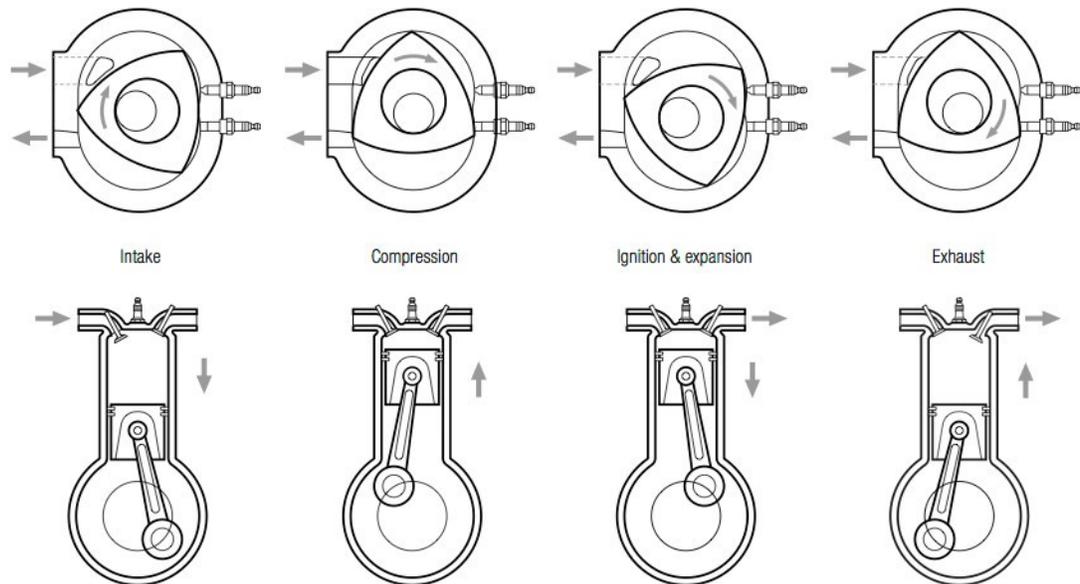


Figura 2.2: El ciclo de cuatro tiempos del motor rotativo en comparación con el motor alternativo.

Imagen procedente de <https://autoevolution.com>

el puerto de admisión. La siguiente fase es la compresión, ésta se produce en el cuadrante superior derecho de la carcasa del rotor, según la figura 2.2. El volumen máximo se alcanza en la cámara de combustión al final de la carrera de admisión y progresivamente este volumen se reduce debido a la forma trocoidal de la carcasa y al movimiento excéntrico del rotor. El volumen mínimo se logra al final de la carrera de compresión en el lado central derecho de la carcasa del rotor, figura 2.2. A continuación, los inyectores pulverizan el combustible dentro de la cámara de combustión y las bujías queman la mezcla creando una alta presión que impulsa al rotor durante la expansión produciendo la potencia en el eje. La fase de encendido, combustión y expansión tiene

lugar en el cuadrante derecho de la carcasa del rotor en la figura 2.2.

Finalmente, la fase de escape comienza cuando la primera junta del vértice cruza el puerto de escape, permitiendo que los gases quemados salgan de la cámara de combustión. Al igual que en la fase de admisión, esta última fase dura hasta que el próximo vértice del rotor cruza de nuevo el puerto de salida [3]. Por lo tanto, debido a la excentricidad de los engranajes, por cada combustión el cigüeñal experimenta una rotación completa o, en otras palabras, el cigüeñal gira tres veces cuando una cámara de combustión completa el ciclo de cuatro tiempos. [2]

## 2.2 Métodos de diseño

### 2.2.1 Método de diseño convencional

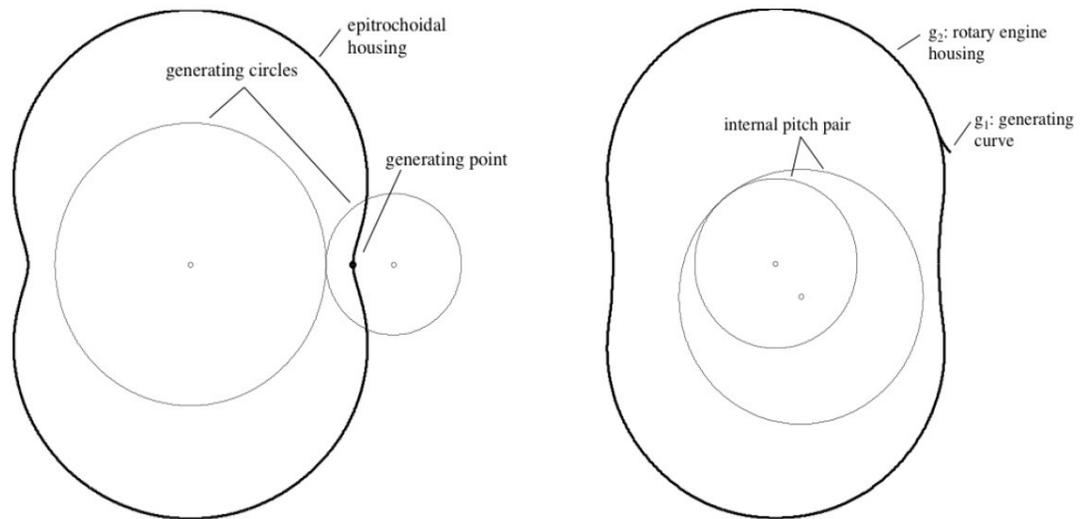


Figura 2.3: El perfil interior de la carcasa del rotor usando el método de la Función de Desviación y el método convencional.

El método de diseño convencional de los motores rotativos se basa en un perfil epitrocoidal de la carcasa y la curva interior de la envolvente correspondiente al rotor. La función epitrocoidal se crea en un punto como se muestra en la figura 2.3. Este punto es el extremo del vértice del rotor, que describe una trayectoria que crea el perfil

epitrocoidal. Posteriormente, se usan juntas en los vértices para sellar las cámaras de combustión entre sí, que se deslizan a lo largo de la carcasa durante la rotación. Este método de diseño se ha utilizado en los últimos años, aunque el inconveniente más importante que este método presenta, es que las juntas de los vértices no se consideran durante el proceso de diseño. Por lo tanto, el sellado es peor que en el método que veremos a continuación, en el que el perfil de la junta del vértice se tiene en cuenta durante el proceso de diseño.

### **2.2.2 Método de la Función de desviación**

El método en español (Deviation function of design) es un nuevo método utilizado para el diseño del par conjugado creado por Yang en 1999. Más adelante, Warren utilizó y adaptó este método para los motores rotativos [4]. El método Función de desviación para motores rotativos utiliza una curva, en lugar de un punto, para generar la carcasa del motor. Por medio de este método, el perfil de la junta del vértice se puede diseñar y utilizar como curva de generación para el perfil de la carcasa del rotor. Este método tiene un sellado mejor que el método convencional, que no tiene en cuenta el sellado durante el proceso de diseño. Con más variedad de perfiles y posibilidades de diseño, la envolvente interna de la carcasa del rotor puede optimizarse para el sellado del vértice como se muestra en la figura 2.3.

Para este diseño preliminar, se utilizará el método convencional, ya que sus ecuaciones son más simples y el sellado no se tiene en cuenta en este trabajo.

## **2.3 Carcasa del rotor**

Como se mencionó, la carcasa del rotor es como el cilindro y el bloque de cilindros en motores alternativos, es la parte más grande del motor. Es una de las partes más críticas de diseñar y tiene que lograr los siguientes factores.

- La carcasa del rotor debe soportar altas temperaturas y presiones producidas en las cámaras de combustión.
- Tiene que ser capaz de conducir el calor, evacuarlo del interior hacia el sistema de refrigeración.

- Tiene que ser capaz de soportar las deformaciones, para no variar su forma y evitar pérdidas en las cámaras de combustión a través de las juntas. y el método convencional. [4]

Todos estos factores tienen que ser tenidos en cuenta en el diseño de la carcasa del rotor, de esta forma que pueden evitar futuros problemas de funcionamiento y mejorar el rendimiento.

### 2.3.1 Fórmulas para la peritrocoide

La peritrocoide o el perfil interno de la carcasa es la curva que define el interior de la carcasa del rotor. El modelo matemático utilizado es una variación de un modelo matemático llamado cicloide. El modelo peritrocoidal es el punto de partida a partir del cual se construye curva que define la carcasa del rotor en el método convencional.

La figura 2.4 y como se menciona en [2], "la peritrocoide es el lugar del punto del vértice P de un brazo fijado en el círculo giratorio B en el que el Radio q cuando rueda a lo largo de la periferia del círculo de base A ". Por lo tanto, la ecuación de la peritrocoide serán las ecuaciones (2.1) y (2.2)

$$x = e \cdot \cos \alpha + R \cdot \cos \beta \quad (2.1)$$

$$y = e \cdot \sin \alpha + R \cdot \sin \beta \quad (2.2)$$

puede ser expresada con las coordenadas P(x,y), que son los puntos los cuales describen el perfil de la carcasa del rotor. Cuando  $\alpha = 0$  y  $\beta = 0$  las siguientes ecuaciones ec 2.3 y 2.4

$$q(\alpha - \beta) = p \cdot \alpha \quad (2.3)$$

$$\beta = \left(1 - \frac{p}{q}\right) \cdot \alpha \quad (2.4)$$

se obtienen. Hay una relación proporcional entre  $\alpha$  y  $\beta$  .El perfil o la curva puede cerrarse si se cumple la ec (2.5)

$$1 - \frac{p}{q} = \frac{1}{m} \quad (2.5)$$

$$\frac{p}{q} = 1 - \frac{p}{q} \quad (2.6)$$

donde  $m$  es una constante. Teniendo en cuenta estas relaciones entre  $p, q$  y  $e$ , éstas son  $p - q = e$

$$\frac{p}{q} = \frac{2}{3} \quad (2.7)$$

$$p - q = e \quad (2.8)$$

y  $p$  y  $q$  serán

$$p = 2 \cdot e \quad (2.9)$$

$$q = 2 \cdot e \quad (2.10)$$

Siendo  $m$  una constante las fórmulas de la peritrocoide resultan

$$x = e \cdot \cos a + R \cdot \frac{\cos a}{m} \quad (2.11)$$

$$y = e \cdot \sin a + R \cdot \frac{\sin a}{m} \quad (2.12)$$

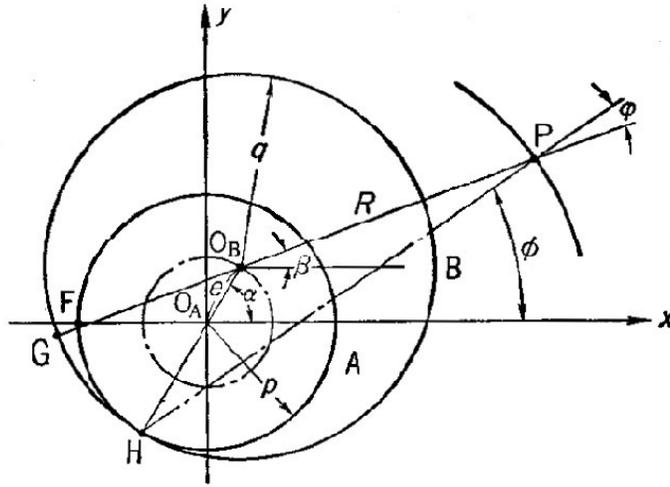


Figura 2.4: Representación del perfil interno de la carcasa del rotor. [19]

Una vez vistas las ecuaciones para la peritrocoide, se observa que se pueden adoptar diferentes configuraciones para el perfil interior de la carcasa del rotor. Dependiendo de la constante  $m$ , el perfil cambia, pero el perfil más utilizado en los motores rotativos convencionales es  $m = 3$ .

### 2.3.2 Ecuación de la peritrocoide paralela

Usando el método convencional de diseño para motores rotativos, la junta del vértice no se considera en el diseño del perfil de la peritrocoide. Por lo tanto, se requiere dejar un espacio entre el rotor y la carcasa del rotor para colocar la junta que sellará las cámaras de combustión. Teniendo en cuenta este problema, la ecuación de la peritrocoide queda de la siguiente forma ecuación (2.13)

$$x = e \cdot \cos a + R \cdot \frac{\cos a}{m} \tag{2.13}$$

$$y = e \cdot \sin a + R \cdot \frac{\sin a}{m} \tag{2.14}$$

dichas ecuaciones consisten en el mismo perfil interior para la carcasa del rotor definida en expresiones anteriores, pero dicho perfil se desplaza hacia fuera en paralelo una cantidad constante de valor  $\alpha$ . [2]

Si esta distancia no se considera, no habrá suficiente espacio para las juntas del vértice y el motor no podría funcionar correctamente.

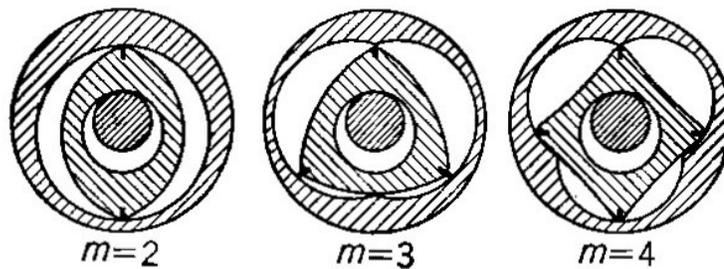


Figura 2.5: Tres tipos distintos de motores rotativos dependiendo del factor  $m$ . En los diseños convencionales de motores rotativos este parámetro toma el valor  $m = 3$ . [19]

### 2.3.3 Estructura de la carcasa del rotor

Como se ha mencionado antes, cada fase de la combustión tiene lugar en el mismo cuadrante de la carcasa del rotor. La combustión se produce en un lugar fijo de la carcasa del rotor y esto crea diferencias de temperatura, esfuerzos, presiones a lo largo de la carcasa del rotor desiguales. Dichos esfuerzos y tensiones no son simétricos, como en motores alternativos, y esto hace más difícil lograr una estructura sólida.

La carcasa del rotor está expuesta a cuatro fuerzas diferentes durante el proceso termodinámico. [3]

- Esfuerzo mecánico: Presiones en el interior de la carcasa del rotor debidas al proceso de combustión, éstas son definidas por la presión máxima del proceso termodinámico.
- Estrés térmico: Provocado por la diferencia de temperaturas a lo largo de la carcasa del rotor. Distinto formato de texto
- Cargas térmicas puntuales: Estas aparecen en la fase de combustión debido a las

altas temperaturas de los gases. Las cuales afectan a la durabilidad de la carcasa del rotor.

- Cargas mecánicas puntuales: Los tornillos utilizados a lo largo de la carcasa del rotor para fijar ésta a las carcasas laterales crean fuerzas puntuales provocando tensiones importantes las cuales hay que tener en cuenta.

La estructura básica de la carcasa del rotor se muestra en la figura 2.6. Para superar estos inconvenientes, la carcasa del rotor está construida con diferentes materiales. Los motores rotativos iniciales tenían carcasas de fundición de hierro, parecido a los bloques

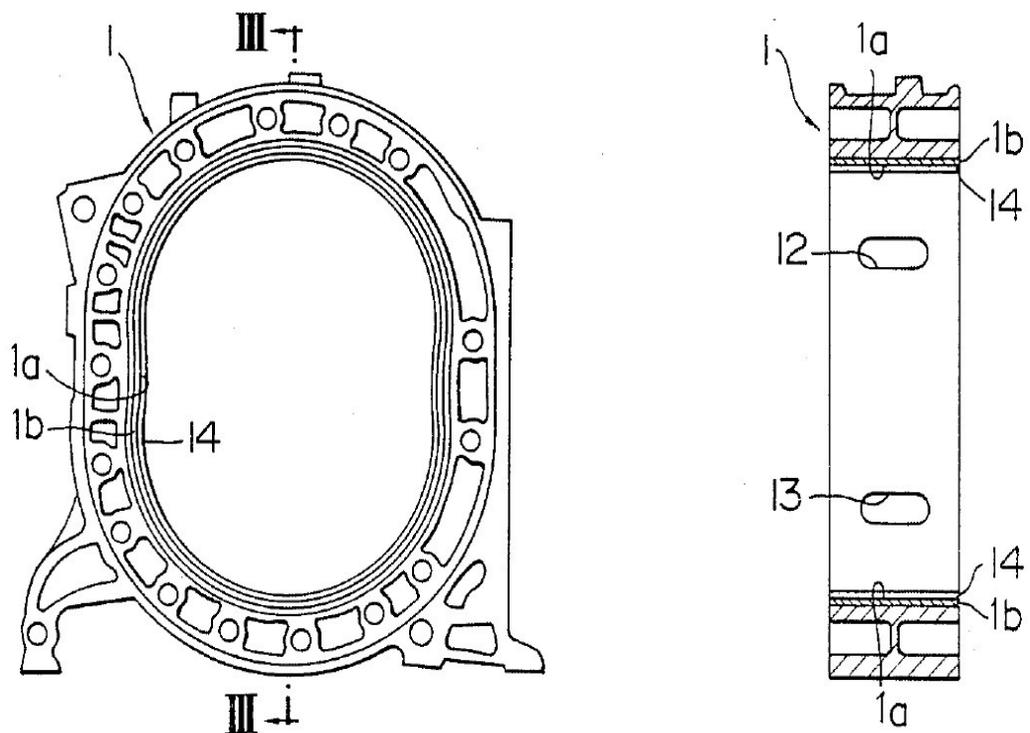


Figura 2.6: Estructura básica de la carcasa del rotor donde se pueden apreciar las diferentes capas utilizadas .[5]

de los motores alternativos, pero las carcasas de hierro tenían una conductividad baja y se alcanzaban altas temperaturas. Por este motivo, la aleación de aluminio gamma silicio

es utilizada hoy en día para la carcasa del rotor. Las aleaciones de aluminio se utilizan para la estructura principal de la carcasa del rotor, todo el volumen de la carcasa del rotor exceptuando las tres primeras capas mostradas en la figura 2.6 [2], el problema de las carcasas de aluminio es que son menos resistentes que las carcasas de hierro. Por este motivo, la capa interior 14, en la figura 2.6, necesita un tratamiento adicional para proteger el aluminio contra la fricción durante el deslizamiento de las juntas del vértice. La superficie de la peritrocide se recubre con una capa de acero cromado, el cromado tiene una dureza Vickers de más de 1100 HV pero es pobre en humectabilidad. Para resolver este problema, se añaden poros y canales para una retención eficaz del aceite [6]. El espesor de la capa de platino está entre 0,012 mm y 0,038 mm. [7]

Las carcasas del rotor tienen habitualmente una capa de acero interior, capas 1a y 1b en la figura 2.6, que proporciona una base excelente para la capa de cromo o níquel galvanizada y da más resistencia a la estructura del rotor. La capa de acero interior se puede calcular de diferentes maneras. Normalmente, se suele realizar un diseño inicial que posteriormente tiene que ser validado con programas de elementos finitos para comprobar si el cálculo inicial realizado cumple con los requerimientos correspondientes. Para realizar el cálculo inicial de la capa de acero de la carcasa del rotor, la expresión utilizada es la misma que la que se utiliza en los motores alternativos, donde  $P_{\max}$  es la presión máxima que se alcanza durante el proceso de combustión,  $D$  es la longitud del eje menor de la carcasa del rotor y  $\theta_e$  es el límite elástico del acero. Esta fórmula es utilizada para calcular la capa de acero del pistón. Ec (2.15)

$$t = \frac{P_{\max} \cdot D}{2 \cdot \theta_e} \quad (2.15)$$

La distancia  $D$  mostrada en la Ec 2.16, en el caso de los motores rotativos es

$$D = 2 \cdot R - 2 \cdot e \quad (2.16)$$

o lo que es lo mismo, esta distancia es el eje menor de la carcasa del rotor. Esta distancia es seleccionada, ya que es la posición donde se alcanza la máxima presión durante la fase de combustión.[8]

### **2.3.4 Sistema de refrigeración**

El sistema de refrigeración en los motores rotativos puede realizarse con agua o con aire. El sistema de refrigeración por aire es menos utilizado, especialmente en los motores rotativos grandes. Con el sistema de refrigeración por aire, la carcasa del rotor se fabrica con nervaduras y aletas para favorecer la transferencia de calor. El aire pasa a través de estas aletas enfriando el motor. Por otro lado, las carcasas del rotor que incorporan sistemas de refrigeración por agua tienen conductos que conducen el agua por la carcasa. Hay dos tipos diferentes de sistemas de refrigeración por agua en los motores rotativos. El tipo de flujo axial y el tipo de flujo radial.

El método de tipo axial mostrado en la figura 2.7 es el sistema de enfriamiento más utilizado en los motores rotativos. Los conductos se distribuyen alrededor de la carcasa. El agua atraviesa las carcasas laterales, las carcasas intermedias y las carcasas del rotor enfriando todo el motor. Un problema de este sistema es la unión entre las diferentes carcasas. La deformación no es la misma en todas las carcasas debido a las distintas temperaturas, presiones, etc. Para resolver este problema, se instalan anillos de sellado de goma entre las distintas ranuras que hay entre las carcasas [2]. Los motores rotativos multirrotor con más de 3 rotores, tienen que reciclar el agua a lo largo de las carcasas. El sistema utilizado en motores rotativos con cuatro rotores o más es el mismo que en los otros, pero se implementan más ciclos de agua [9]. El tipo de flujo radial mostrado en la figura 2.8 es menos utilizado debido a que su fabricación es más compleja y costosa que los sistemas de tipo axial. Esto es debido a la necesidad de conductos de agua independientes en cada carcasa.

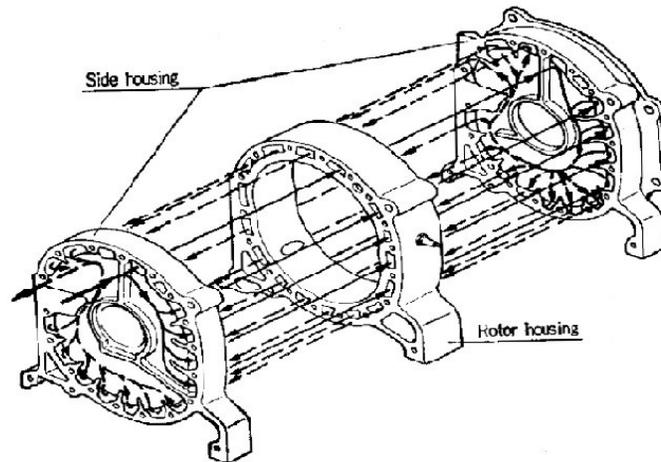


Figura 2.7: Sistema de refrigeración axial. [2]

Este sistema es mejor para los motores rotativos multirotor que el sistema axial, ya que al tener conductos independientes en cada carcasa permite refrigerar mejor los rotores. Aun así, como se dijo antes, éste sistema es más caro, complejo y los beneficios no son lo suficientemente significativos en comparación con el sistema de refrigeración axial.

El sistema de refrigeración no está diseñado y calculado en este estudio preliminar, pero es un factor muy importante a tener en cuenta no sólo en cuanto a la transferencia de calor sino también la deformación de la carcasa del rotor. Las diferentes temperaturas alrededor de la carcasa del rotor, mostradas en la figura 2.9, provocan diversos tipos de deformación, comprometiendo la estructura de la carcasa del rotor.

Para calcular el sistema de refrigeración es necesario definir las temperaturas de la pared de la carcasa del rotor, normalmente se usan elementos finitos para aproximar estos valores. [10] Con esta información, el flujo de calor definido 1000

$$dQ = F \cdot h_w \cdot (T_m - T_w) \quad (2.17)$$

a través de la carcasa del rotor puede ser calculado. Después usando la siguiente formula

$$h_w = 0,685 \frac{w}{1000}^{0,786} p^{0,786} \cdot T^{-0,525} . \quad (2.18)$$

se define el coeficiente de transferencia de calor. El coeficiente de transferencia de calor utilizado es una ecuación obtenida a partir de datos experimentales, se denomina coeficiente de transferencia térmica de Wilmers y puede aproximarse al coeficiente de transferencia de calor en motores rotativos. Con esta fórmula puede ser calculado el flujo de calor de una forma sencilla, es necesario utilizar la ecuación 2.17 definida anteriormente y luego calcular el correspondiente coeficiente de transmisión de calor para cada segmento o parte en la que se divide la carcasa.

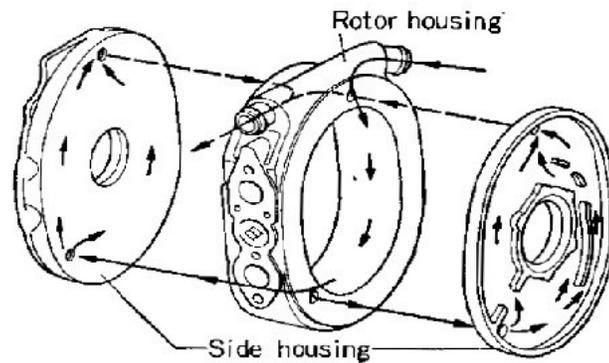


Figure 2.8: Sistema de refrigeración radial para la carcasa del rotor. [2]

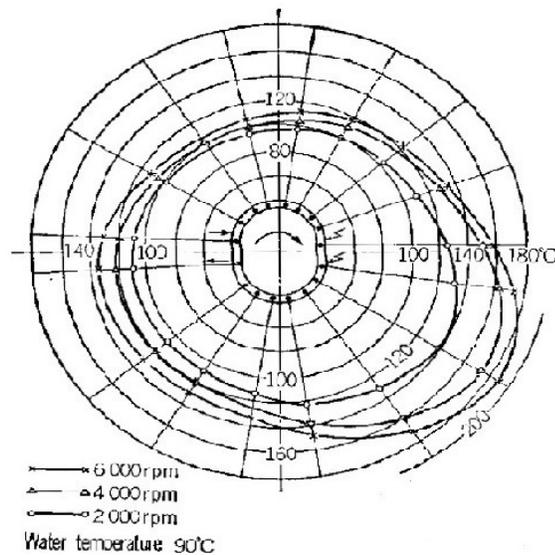


Figura 2.9: Las diferentes temperaturas en la superficie interna de la carcasa del rotor Dependiendo la velocidad del cigüeñal. A mayor velocidad del cigüeñal mayor será la temperatura alcanzada. [2]

Normalmente la cámara de combustión se divide en segmentos o partes. Cada segmento tiene las mismas propiedades de temperatura la diferencia de temperatura entre fases suele ser de 2 grados. Este método no considera las velocidades relativas de los gases contra las paredes de la cámara de combustión, si estas velocidades son consideradas la ecuación 2.18, ésta resultaría en la ecuación 2.19 donde  $v_g$  es la velocidad del gas calculada usando un enfoque de continuidad unidimensional. Más información acerca de esta ecuación de continuidad unidimensional y sobre el método de transferencia de calor pueden ser encontradas en la siguiente referencia. [11]

$$h_W = 0,685 \left( \frac{w}{1000} + 0,0178 v_g \right)^{0,786} P^{0,786} \cdot T^{-0,525} \quad (2.19)$$

### **2.3.5 Bujías de inyección**

Los huecos que albergan las bujías de inyección se encuentran situadas en el lado derecho de la carcasa del rotor, zona donde se realiza la inyección y la combustión. Las bujías comienzan la combustión y tienen que estar lo más cerca posible de la superficie interna de la carcasa del rotor pero sin sobresalir de la misma. No pueden hacer contacto con las juntas de los vértices durante la rotación. Normalmente se utilizan dos bujías, una para la primera parte de la cámara de combustión y la otra para la parte trasera. El diámetro del primer recinto suele ser mayor que el segundo, debido a que los grandes diámetros del segundo recinto pueden provocar fugas de gas debido a diferencias de presiones entre la cámara trasera y la siguiente cámara a través del junta del vértice [2]. El volumen de los orificios de las bujías son realmente importantes para determinar la relación de compresión real, los orificios varían el volumen de la cámara de combustión. Este volumen normalmente se añade al volumen del receso del rotor y al volumen de la cámara de combustión. Se han llevado a cabo muchos estudios sobre las posiciones de las bujías, la posición en la que se colocan las mismas determina el tiempo de combustión, la eficiencia del combustible, el rendimiento del motor, los gases no quemados, etc. Para los motores rotativos de combustible pesado con cámaras de combustión grandes (más de 500cc.) Los sistemas de inyección directa son los más recomendables [12].

### **2.3.6 Sistema de admisión y escape**

El sistema de admisión y de escape impulsa el aire y los gases de escape a través de los puertos de admisión y escape. Los motores rotativos no necesitan válvulas como los motores alternativos debido a que los puertos de admisión y escape se abren y cierran automáticamente mediante el movimiento de rotación del rotor. Por lo tanto, los motores rotativos tienen una mayor eficiencia volumétrica que los motores alternativos.

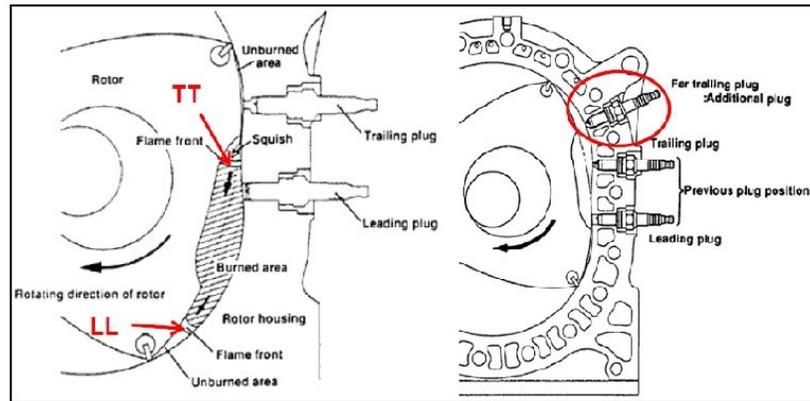


Figura 2.10 Posición de las bujías. En el lado izquierdo se muestra la posición convencional de las bujías con la primera y la segunda bujía y las posiciones de áreas no quemadas. En el lado derecho se observa la incorporación de una nueva bujía para mejorar el rendimiento de la combustión.[12]

Hay dos tipos de puertos de admisión, la figura 2.12 muestra los dos sistemas de admisión existentes. Los puertos periféricos que se colocan sobre la superficie de la peritrocoide y son abiertos y cerrados por las juntas del vértice del rotor. El otro tipo son los sistemas de puertos laterales que están situados en las cubiertas laterales existentes entre la carcasa del rotor y las carcasas laterales. Normalmente los puertos de escape suelen ser puertos periféricos. [2]

En este diseño preliminar, los sistemas de admisión y escape están representados en el modelo de Pacelab, pero el rendimiento volumétrico avanzado de los mismos no está representado. Para más estudios o más información sobre los diseños de los puertos de admisión y escape se puede consultar la siguiente bibliografía. [13]

### 2.3.7 Espesor de la carcasa del rotor

Normalmente se utilizan elementos finitos para definir el espesor de la carcasa del rotor. Una vez definida la capa interna de acero, los conductos del sistema de refrigeración y los agujeros de las bujías de inyección, se utilizan modelos matemáticos para validar toda la estructura. Estos cálculos son utilizados para medir deformaciones, fuerzas, presión y temperaturas a lo largo de la carcasa del rotor. [5]

Estos resultados determinan el espesor y las dimensiones de la carcasa del rotor.

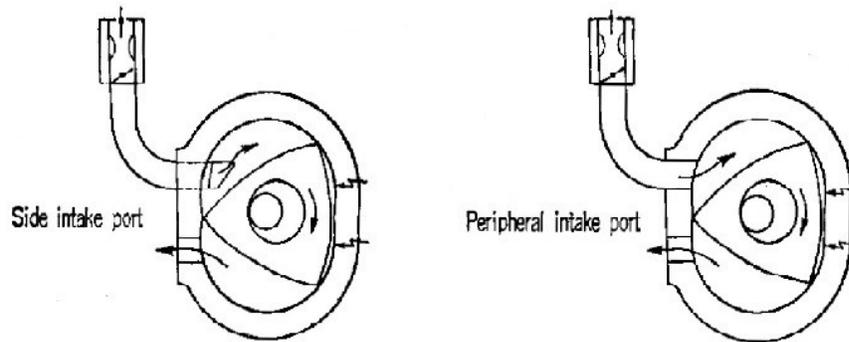


Figura 2.11: Las diferencias entre los puertos de entrada laterales y periféricos. En algunas ocasiones son utilizados ambos sistemas en el mismo motor.[2]

Para este trabajo no se consideran estos cálculos avanzados debido a que es un estudio preliminar. Para diseñar y aproximar el espesor total de las carcacas se tomara como referencia el motor rotativo más avanzado hasta el momento, el Mazda 13B Renesis.

Las dimensiones utilizadas en este proyecto serán  $b_{side} = b \cdot 0.63$

$$b_{int} = b \cdot 0.63 \quad (2.20)$$

$$b_{side} = b \cdot 0.63 \quad (2.21)$$

para la anchura de la carcasa lateral y la anchura de la carcasa intermedia respectivamente, estas dimensiones se toman del motor 13B Renesis. Esta información es muy difícil de encontrar debido a que estos modelos están diseñados con elementos finitos por empresas de motores rotativos. Esta solución permite adoptar una buena aproximación para determinar las dimensiones y el peso del motor rotativo.

La carcasa intermedia es utilizada en los motores rotativos multirotor. Conecta las carcacas del rotor entre ellas. Tiene tapas laterales que sellan los lados laterales de la carcasa del rotor. Dentro de las carcacas intermedias, hay conductos de admisión y de escape conectados a las entradas o salidas de los puertos laterales. La carcasa intermedia tiene también conductos para el sistema de refrigeración al igual que las carcacas del rotor. Estos conductos refrigeran la parte interna del rotor y permiten salidas de agua

para renovar el refrigerante del sistema de enfriamiento. Las carcasas intermedias normalmente utilizan aleaciones de hierro fundido, son aleaciones más pesadas pero más baratas y fáciles de fundir que las aleaciones de aluminio.

Se puede prescindir de las aleaciones de aluminio debido al menor estrés térmico en comparación con las carcasas del rotor. Las cubiertas tienen una alta fricción debido al movimiento de rotación del rotor, estas cubiertas usualmente tienen un tratamiento superficial para aumentar la resistencia al desgaste. Uno de los tratamientos más utilizados para estos casos es la nitruración. [2]

Las carcasas laterales son las carcasas finales que cierran el corazón y el núcleo de un motor rotativo. Estas son muy similares a las carcasas intermedias. Tienen también conductos para los sistemas de admisión y de escape y albergan diferentes sistemas auxiliares. Por lo general están hechas de hierro fundido y sus cubiertas laterales que están en contacto con las carcasas del rotor, que pertenecen a las cámaras de combustión, tienen el mismo tratamiento superficial que las cubiertas intermedias.

## **2.4 El rotor**

El rotor en los motores rotativos es como los pistones en los motores alternativos. Está diseñado para encajar dentro de la carcasa de rotor y crear tres cámaras de combustión con volúmenes variables debido a la excentricidad del movimiento de rotación. Cada rotor tiene tres juntas, una por vértice que separa las cámaras de combustión y engranajes que conectan el rotor al cigüeñal. El rotor tiene que cumplir los siguientes factores para garantizar un buen rendimiento. El material del rotor debe tener un bajo coeficiente de dilatación térmica. El rotor tiene que soportar alta resistencia a la fatiga y a las altas temperaturas, tiene que resistir el efecto de desgaste durante el movimiento de rotación, especialmente las juntas del vértice y las juntas laterales que están en contacto con las cubiertas de la carcasa intermedia y lateral.

### **2.4.1 Fórmulas para el diseño del rotor**

Para la forma y el perfil exterior del rotor se han utilizado las formulas del libro de

Ansdale. Estas fórmulas crean un perfil que encaja perfectamente con el perfil interno de la carcasa del rotor. [14]

$$x = R(\cos(2v) - 3 \left(\frac{e}{R}\right)^2 \operatorname{sen}(6v) \cdot \operatorname{sen}(2v) + \left(\frac{e}{R}\right) \sqrt{(1 - 9)\left(\frac{e}{R}\right)^2 \operatorname{sen}(3v)^2 + 2 \cos(3v) \cdot \cos(2v)}) \quad (2.22)$$

$$y = R(\operatorname{sen}(2v) - 3 \left(\frac{e}{R}\right)^2 \operatorname{sen}(6v) \cdot \cos(2v) + \left(\frac{e}{R}\right) \sqrt{(1 - 9)\left(\frac{e}{R}\right)^2 \operatorname{sen}(3v)^2 + 2 \cos(3v) \operatorname{sen}(2v)}) \quad (2.23)$$

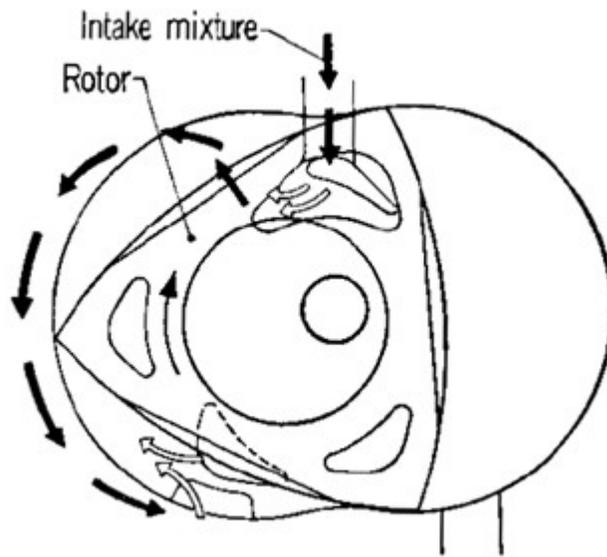


Figura 2.12: Los conductos usados para el sistema de refrigeración y lubricación.[2]

Donde  $v$  está dentro de estos intervalos  $[\frac{1}{6}\pi, \frac{1}{2}\pi]$  ,  $[\frac{5}{6}\pi, \frac{7}{6}\pi]$   $[\frac{3}{6}\pi, \frac{11}{6}\pi]$

El rotor tiene que cumplir los requisitos antes mencionados. Por lo tanto, el material utilizado para el rotor es normalmente hierro fundido de grafito nodular. El Rotor no se puede fabricar con aluminio debido a la alta fricción y la baja resistencia al desgaste del aluminio. El hierro fundido es más resistente que el aluminio pero el peso es más alto y las fuerzas del engranaje debido a la rotación son más críticas. Por este motivo el rotor es hueco de esta forma se reduce el peso y se facilita el enfriamiento. Las juntas laterales del rotor que están en contacto con las tapas laterales que se sitúan cerca del eje de

rotación donde la velocidad lineal es menor y por ende la fricción entre las mismas.

### **2.4.2 Sistema de refrigeración**

El rotor necesita ser enfriado, las temperaturas alcanzadas dentro del rotor hacen necesario tener algún tipo de sistema de enfriamiento para reducir la temperatura y proteger los materiales del rotor. El rotor tiene cavidades en el interior que se utilizan para hacer pasar el aceite y enfriar el rotor desde el interior. El agua no puede ser utilizada ya que podrían existir fugas, el sellado no es perfecto y el agua podría introducirse en las cámaras de combustión [2]. Dependiendo de la dimensión del motor rotativo se podrían utilizar otros sistemas de refrigeración. El método descrito aquí fue originalmente desarrollado por NSU aunque se han desarrollado nuevos métodos para la refrigeración del rotor, se puede encontrar más información en la siguiente bibliografía [15].

### **2.4.3 Sellado en las cámaras de combustión**

Las juntas de sellado se utilizan para aislar y conservar lo máximo posible los gases de diferentes cámaras de combustión. El rotor tiene tres tipos diferentes de juntas. Las juntas de los vértices que se colocan en las tres puntas del rotor, hay otro tipo llamadas juntas de sellado laterales y las últimas son las juntas de anillo.

Las juntas de los vértices se encuentran en el extremo del vértice del rotor y deslizan contra la superficie interna de la carcasa del rotor separando cámaras de combustión adyacentes y se ajustan entre la carcasa del rotor y el rotor, usando la separación  $\alpha$  descrita anteriormente. Los sellos utilizados en los vértices se deslizan contra la superficie interna de la superficie de la trocoide y tienen que ser suficientemente resistentes para resistir el desgaste y la fricción durante el movimiento de rotación, pero lo suficientemente flexibles para adaptarse a la superficie variable. El material utilizado normalmente para estos componentes son aleaciones especiales de hierro fundido bombardeadas por haces de electrones [2]. La velocidad del extremo del rotor, es decir, de las juntas del vértice

$$v = \frac{w}{e} \sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos\left(\frac{2}{3}\gamma\right)} \quad (2.24)$$

es un parámetro importante para el desgaste de las propias juntas. La diferencia entre la velocidad máxima y mínima no es grande como en motores alternativos donde el movimiento se invierte cada vez que el cilindro alcanza su parte superior e inferior. Además, la dirección uniforme es ventajosa para la formación de una capa lubricante de aceite. [2] La durabilidad de las juntas del vértice se relaciona con la velocidad del rotor y con las dos fuerzas aplicadas en las propias juntas. La fuerza centrífuga radial

$$F_r = \frac{W_{apex}}{g} w^2 \left( \frac{r}{9} + e \cos\left(\frac{2}{3}\gamma\right) \right) \quad (2.25)$$

que es máxima y mínima en los ejes mayor y menor respectivamente de la trocoide y la fuerza normal a la propia superficie de la trocoide

$$F_n = \frac{W_{apex}}{g} w^2 e \cos\left(\frac{2}{3}\gamma\right) \quad (2.26)$$

Las juntas del vértice tienen que estar diseñadas para soportar estas fuerzas resistir el desgaste y proporcionar un sellado apropiado en las cámaras de combustión.

Las juntas laterales se colocan en los flancos del rotor, tienen que separar los gases de la cámara de combustión de los engranajes. Son construidos con aleaciones de hierro y el juego entre las carcasas laterales y los flancos del rotor suele estar entre 0,05 mm y 0,15 mm [2].

#### 2.4.4 Cavidades del rotor

Las cavidades o huecos del rotor son unos mecanizados realizados en las caras del rotor que proporcionan mejores condiciones en la combustión. Para este estudio preliminar, estos recesos del rotor no están diseñados, simplemente son utilizados valores típicos para su dimensionamiento, pero éstos son realmente importantes y su diseño tiene que ser considerado en estudios más profundos. El hueco del rotor afecta al tiempo de combustión, la eficiencia, la temperatura máxima y el porcentaje de gases quemados. Estas cavidades provocan más turbulencias dentro de la cámara de combustión y facilitan el proceso de combustión [12]. Estos huecos del rotor modifican el volumen total de la cámara de combustión cambiando la relación de compresión teórica. Estos afectan a la relación de compresión pero no al volumen desplazado, al final la diferencia entre el volumen máximo y el volumen mínimo es la misma. El volumen normalmente empleado para estas cavidades son el 5% del volumen de desplazamiento o cilindrada de la cámara de combustión. [16]

### 2.5 Engranajes

Controlan el movimiento de rotación y conectan el rotor al cigüeñal. Los engranajes dentados consisten en un engranaje estacionario fijado a la carcasa lateral y un engranaje interno denominado engranaje del rotor que está instalado en la carcasa del rotor. El engranaje estacionario es más pequeño que el engranaje del rotor y no gira, está fijado a la carcasa. Por otra parte, el engranaje del rotor gira con el rotor alrededor del engranaje estacionario. El movimiento de rotación descrito por este engranaje es el círculo base de la peritrocoide definido en apartados anteriores.

Los engranajes tienen que conservar la excentricidad del perfil de la peritrocoide, por esto los diámetros de paso para estos engranajes son

$$Dp_s = 4 \cdot e \quad (2.27)$$

$$Dp_r = 6 \cdot e \quad (2.28)$$

y la separación entre los centros de los engranajes, el engranaje de rotor y el engranaje estacionario, tienen una separación de  $e$ , que es igual a la excentricidad, donde la relación de transmisión entre los mismos es 2:3, lo que permite que el rotor encaje perfectamente en el perfil interno de la carcasa del rotor.

El diámetro de paso

$$D_p = Z \cdot m \quad (2.29)$$

esta relacionado con el módulo y el número de dientes. Las fórmulas siguientes se utilizan para calcular el número de dientes de cada engranaje dentado. El engranaje estacionario

$$D_e = m \cdot (Z + 2) \quad (2.30)$$

$$D_i = m \cdot (Z - 2,5) \quad (2.31)$$

cuyo diámetro exterior es mayor que su diámetro interno y, por otra parte, el engranaje del rotor

$$D_e = m \cdot (Z - 2) \quad (2.32)$$

$$D_i = m \cdot (Z + 2,5) \quad (2.33)$$

donde el diámetro interno es mayor que el exterior. Con estas fórmulas se puede obtener el número de dientes y las dimensiones de los mismos. [3]

## 2.6 Cigüeñal

El nombre oficial es sistema de eje de salida que corresponde al cigüeñal en motores alternativos, pero normalmente se designa o nombra como cigüeñal también. El cigüeñal en los motores rotativos, mostrado en la figura abajo 2.13, no tiene que convertir el movimiento lineal en el movimiento rotativo como en los motores alternativos ya que no hay movimientos lineales en este tipo de motores. El cigüeñal es un eje con diferentes diámetros, a él van unidos los rotores que tenga dicho motor. Estos diámetros se adaptan perfectamente a la parte interna del rotor y giran solidariamente. El centro del rotor está

separado del eje del cigüeñal, y la distancia es igual a la excentricidad nombrada anteriormente. En el cigüeñal hay instalado un volante que está en la parte trasera y un contrapeso en la parte delantera que equilibra el centro de gravedad del cigüeñal haciendo que el movimiento de rotación sea más uniforme y constante.

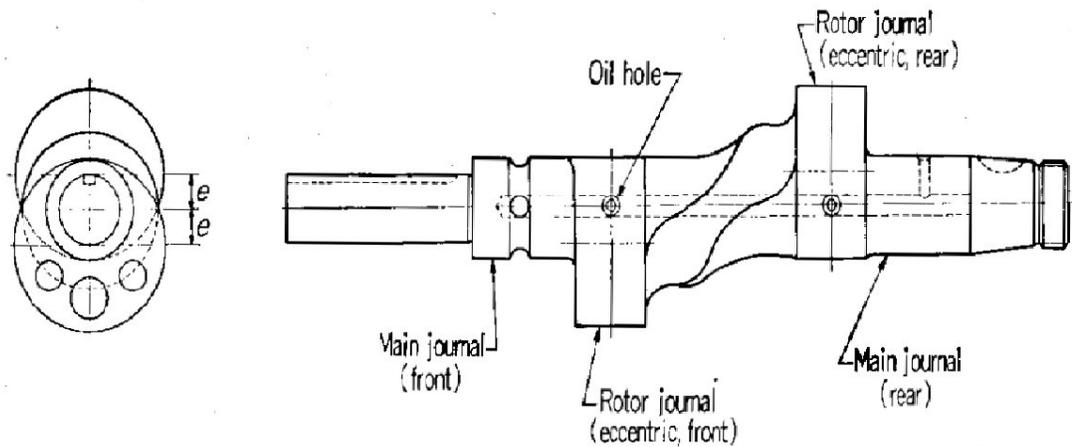


Figura 2.13: Vista frontal y lateral de un cigüeñal de dos rotores. Los rodets del rotor son los asientos del rotor que están separados una distancia igual a la excentricidad del eje de giro del cigüeñal. [2]

El cigüeñal tiene un conducto que permite el paso del aceite el cual lubrica a los cojinetes y suministra aceite al sistema de enfriamiento del rotor.

La resistencia y la rigidez de todo el sistema de transmisión es mayor que en los motores alternativos debido a que no hay vibración torsional. El cigüeñal se construye normalmente con aleaciones de acero cromado o similar y los apoyos para los cojinetes se endurecen con tratamientos superficiales para resistir la fricción y las fuerzas mayores creadas en estas zonas debidas al apoyo del rotor. [2]

Hay dos tipos diferentes de rodamientos en los motores rotativos. Los motores pequeños suelen estar equipados con rodamientos de bolas y rodillos en lugar de cojinetes lisos de metal babbit o aleaciones de aluminio normalmente utilizados en motores rotativos como el motor Renesis, que tienen una amplia gama de puntos de funcionamiento, mucho mayor que los cojinetes de bolas.

K factor	Propiedades
Alto factor K	Cilindrada por volumen total del motor. ↓ Relación de compresión. ↑ Mala combustión. ↑ Máximo Angulo de oscilación. ↓
Bajo factor K	Cilindrada por volumen total del motor. ↑ Relación de compresión. ↓ Mala combustión. ↓ Máximo Angulo de oscilación. ↑

Tabla 2.1: Ventajas y desventajas dependientes del factor K.

## 2.7 Límites operacionales y rendimiento

### 2.7.1 Límites operacionales

Los límites operacionales de diseño para los motores rotativos y las correlaciones normales se describen en el siguiente apartado. Como se ha dicho antes hay algunos aspectos que dependen del motor rotativo que se quiera en ese caso particular. Estudios y análisis con elementos finitos se utilizan para verificar algunos parámetros, correlaciones y valores típicos los cuales son menos usados que en los motores alternativos.

Para definir un motor rotativo y establecer su geometría hay algunos parámetros que definen toda la estructura. Estos parámetros son el radio del rotor y la excentricidad del rotor.

El factor K que se llama constante trocoidal, está definida por R y como se puede observar depende de los dos parámetros más importantes para el diseño de este tipo de motores. Este parámetro es el que mejor define un motor rotativo, su forma y estructura. Normalmente la constante trocoidal suele estar en un rango de entre 6 y 8. Con este parámetro geométrico es posible determinar la dimensión básica del motor, el ángulo de oscilación máximo, la relación de compresión teórica, la velocidad lineal del vértice del

rotor, la dimensión exterior del motor, etc. [2]

Diferentes estudios han demostrado que los valores fuera de rango,  $K = [6, 8]$  causarían peor rendimiento, especialmente en términos de propagación de la llama durante la combustión. Los valores altos de  $K$  aumentan la relación de compresión pero crean una cámara de combustión larga y estrecha donde el proceso de combustión óptimo es más difícil de alcanzar.

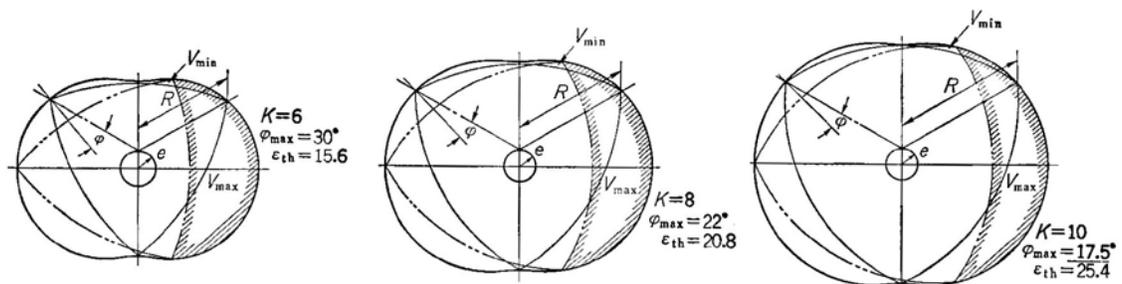


Figura 2.14: Volumen de la cámara de combustión en función de la constante trocoidal  $K$ . [14].

Otro parámetro crítico que define el rendimiento del motor es la anchura del rotor. Este valor es más difícil de aproximar y correlacionar que el radio o la excentricidad debido a que el ancho del rotor no tiene un límite teórico.

Un rotor extremadamente ancho tendrá una combustión incompleta y por otra parte una cámara de combustión extremadamente estrecha hará que el motor rotativo no pueda funcionar. [17]

Algunos diseñadores dicen que la mitad de la longitud del radio del rotor es una buena medida para el ancho del rotor, pero normalmente en los diseños modernos el límite utilizado para la anchura del rotor se establece alrededor de cinco veces la excentricidad.

La relación de compresión es otro parámetro de diseño importante en los motores rotativos. Esta relación de compresión tal como se dijo antes depende de la constante trocoidal  $K$ . La geometría de los motores rotativos define la relación teórica máxima disponible con esa configuración, pero otras propiedades y características se tienen que

tener en cuenta para lograr un buen rendimiento. Una de estas propiedades es la relación de compresión más alta compatible con las propiedades de anti-golpe del combustible. [17] El índice de octanaje del combustible utilizado debe ser compatible con la compresión producida por el motor rotativo, además una muy alta relación de compresión causaría excesivas fugas a través de las juntas del vértice y empeoraría notablemente el rendimiento.

La relación de compresión teórica, la cual puede ser significativamente más alta que la relación de compresión real del motor, muestra la compresión máxima que se puede alcanzar con esa geometría particular. El rango de valores está entre 15 y 25 para este factor K explicado anteriormente. [2]

$$\varepsilon_{th} = \frac{2 \cdot K \cdot \cos(\varphi_{max}) + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \cdot \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} + \frac{3\sqrt{\frac{3}{2}K}}{2}}{2 \cdot K \cdot \cos(\varphi_{max}) + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \cdot \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} - \frac{3\sqrt{\frac{3}{2}K}}{2}} \quad (2.34)$$

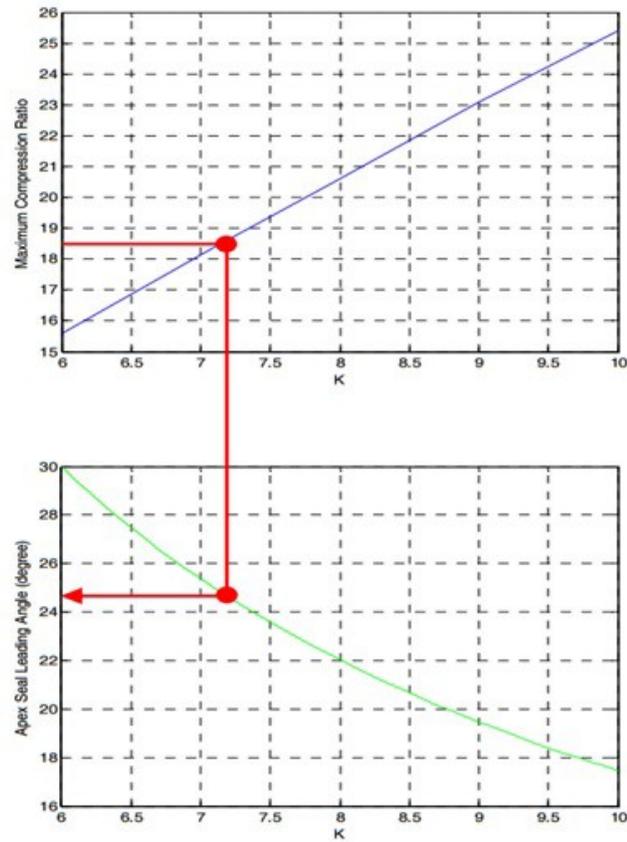


Figura 2.15: Relación de compresión teórica dependiendo de la constante trocoidal y del ángulo de oscilación máximo. Por ejemplo, en esta imagen, cuando  $K = 7,2$ , la relación de compresión teórica máxima es 18,5 y el ángulo máximo de oscilación es 25. [18]

Esta relación de compresión teórica podría expresarse como la variación de volumen de la cámara de combustión.

$$\varepsilon_{Th} = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (2.35)$$

Para la relación de compresión real

$$\epsilon_{thr} = \frac{V_{max} + V_t}{V_{min} + V_t} \quad (2.36)$$

las cavidades o huecos del rotor y los orificios de las bujías deben ser considerados. [12] El  $V_{max}$  y  $V_{min}$  son más grandes y la relación de compresión se reduce. [12] La relación de compresión real para motores rotativos usualmente esta en un rango de valores de entre 7 y 11, como en el motor Renesis donde la relación de compresión es de 10: 1. [3]

Otro parámetro importante para los motores rotativos es el ángulo máximo de oscilación

$$\varphi_{max} = \arcsen\left(\frac{3}{K}\right) \quad (2.37)$$

que se determina por el factor  $K$  y es el ángulo máximo disponible para esa configuración entre la junta del vértice y el perfil interno de la carcasa del rotor. El ángulo de oscilación es muy importante para el rendimiento y la eficiencia de sellado. El límite de revoluciones del motor está delimitado por tres factores, los límites mecánicos de los componentes, los límites de flujo de entrada y salida de aire durante los tiempos de admisión y de escape y los límites térmicos durante el proceso de combustión. Los componentes más críticos son los dientes del engranaje estacionario. Las fuerzas soportadas por estos aumentan de forma directamente proporcional a la velocidad de rotación del rotor. El problema es cuando se alcanza el punto de resonancia de estos dientes, para resolver esta cuestión se buscan puntos de resonancia fuera del rango operativo del motor rotativo. Otro factor mecánico que debe tenerse en cuenta son las fuerzas del vértice del rotor. Estas fuerzas influyen sobre el sellado del vértice y el desgaste de la superficie interior de la carcasa, pero para este diseño preliminar no se consideran.

### **2.7.2 Rendimiento**

Las fórmulas de rendimiento para el motor giratorio se proporcionan en la siguiente tabla.

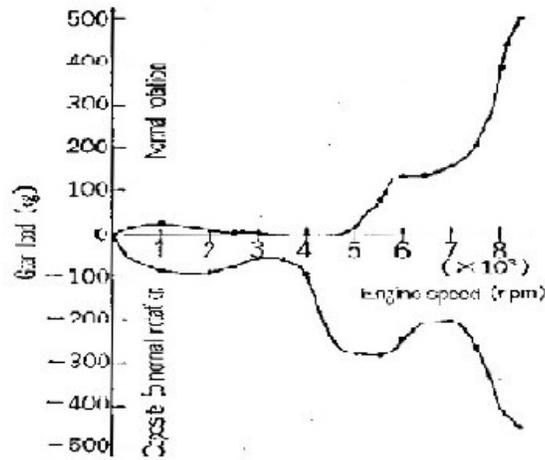


Figura 2.16: La carga sufrida por los engranajes dentados relacionados con la velocidad del cigüeñal. [2]

Parámetros	Formulas
Cilindrada por cámara (cm <sup>3</sup> )	$V_H = 3 \cdot e \cdot b \cdot R$
Cilindrada por rotor (cm <sup>3</sup> )	$V_r = 3 V_h$
Presión media indicada (Pa)	$P_{mi} = \frac{1}{V_h} \int_{\theta=0}^{\theta=10800} P dV$
Potencia indicada (W)	$N_i = P_{mi} \frac{V \cdot n}{32457515,71}$
Presión media efectiva (Pa)	$P_{me} = \eta_m P_{mi}$
Par efectivo (N.m)	$T_e = \frac{10 V P_{me}}{2\pi}$
Potencia efectiva (W)	$N_e = \eta_m \cdot N_i$

Tabla 2.2: Formulas de rendimiento para el motor rotativo.

## 2.8 Peso y dimensiones

Este es uno de los aspectos más importantes de este trabajo. El peso y las dimensiones son factores realmente importantes en un estudio preliminar, especialmente en este tipo de proyectos con turbinas de gas donde el peso es un aspecto realmente crítico. Los motores rotativos están menos desarrollados y estudiados que los motores alternativos y por eso, hay menos información sobre este tipo de motores. Existen fórmulas y valores típicos para algunas dimensiones y componentes de estos motores rotativos, pero en la mayoría de los casos cada empresa desarrolla su propio motor y es difícil encontrar alguna información en este sentido.

Para superar esta falta de información disponible, aparte de los libros de motores rotativos, se han estudiado los motores actuales existentes con la ayuda de algunas compañías de motores rotativos como WankelSuperTec.

Las fórmulas descritas anteriormente se utilizan para definir las dimensiones y formas básicas de nuestro motor rotativo. Otros aspectos que no se establecen y que necesitan estudios más profundos con elementos finitos, por ejemplo, se toman de modelos existentes para obtener una idea general del producto final. Para calcular el peso del motor rotativo se utilizan dos métodos, y luego se realiza una media de ambos modelos. El primer modelo utiliza el volumen y la densidad de las partes que componen el motor, este cálculo lo realiza Pacelab, el programa de ordenador en el que se construye el modelo, y el segundo modelo utiliza fórmulas de tendencia que dependen del volumen de desplazamiento y la potencia. Estas fórmulas de tendencia están diseñadas a partir de modelos de motores rotativos reales, el problema es que la mayoría de los motores rotativos comerciales tienen un volumen de desplazamiento bajo y este método es menos preciso para motores rotativos grandes.

Para dimensiones como el espesor de la carcasa del rotor o la anchura de las carcasas laterales en este trabajo se ha utilizado el motor 13b Renesis (2009-2011) como referencia. Este motor rotativo es el motor rotatorio más famoso y avanzado jamás producido y uno de los mejores motores rotativos en términos de rendimiento. Utiliza

tecnología moderna comparada con modelos de 1980 o 1990 y es un motor bien probado. Se han utilizado imágenes y planos para determinar las dimensiones del motor no definidas con otros métodos o fórmulas. Los métodos y fórmulas utilizados para las dimensiones y el cálculo del peso se explican más adelante en el capítulo Excel y Pacelab.



## Capítulo 3: Software de simulación

En este capítulo se explica el modelo en Pacelab, así como a partir de él se pueden obtener los cálculos de peso y dimensiones. El objetivo de este modelo es el diseño preliminar de un motor rotativo, las dimensiones, el peso y las características básicas de rendimiento. Este modelo servirá para ser una herramienta para determinar la viabilidad del motor rotativo utilizado como compresor de alta presión, cámara de combustión y turbina de alta presión en una turbina de gas. Hay dos posibilidades para calcular el peso del corazón del motor. Uno de ellos con el programa de ordenador Excel, que se utiliza para definir las fórmulas de tendencia de motores rotativos reales ya existentes y operativos de los que se extraen datos básicos de los mismos con diferentes configuraciones. Con el modelo Pacelab, se describe la estructura básica, el modelo 3D, las dimensiones principales, los parámetros de rendimiento básico y el cálculo del peso a partir de la densidad de sus componentes. La otra posibilidad junto con las fórmulas de tendencia para aproximar el peso del corazón del motor.

### 3.1 Modelo Pacelab

El modelo realizado con Pacelab es capaz de utilizar algunos parámetros de entrada y luego definir el motor rotativo, las características básicas de rendimiento, las dimensiones y el peso. Para definir el modelo de Pacelab se han adoptado algunas simplificaciones. El modelo de Pacelab representado en la figura 3.1, está simplificado respecto a un motor rotativo, real como el motor de Renesis de Mazda en la parte izquierda de la misma imagen. Durante el diseño realizado a partir de la información teórica extraída de los fundamentos presentados anteriormente, se encontraron ciertas dificultades como determinar el espesor de la carcasa del rotor en función de la presión

media efectiva , la anchura de la carcasa intermedia o los conductos para el sistema de refrigeración, valores de los cuales no hay fórmulas teóricas o valores típicos. Para resolver esta situación se adoptaron algunas soluciones. Para los problemas dimensionales, se seleccionó el motor Mazda Renesis como referencia, tomando los parámetros dimensionales no definidos en las fórmulas expuestas en los fundamentos.

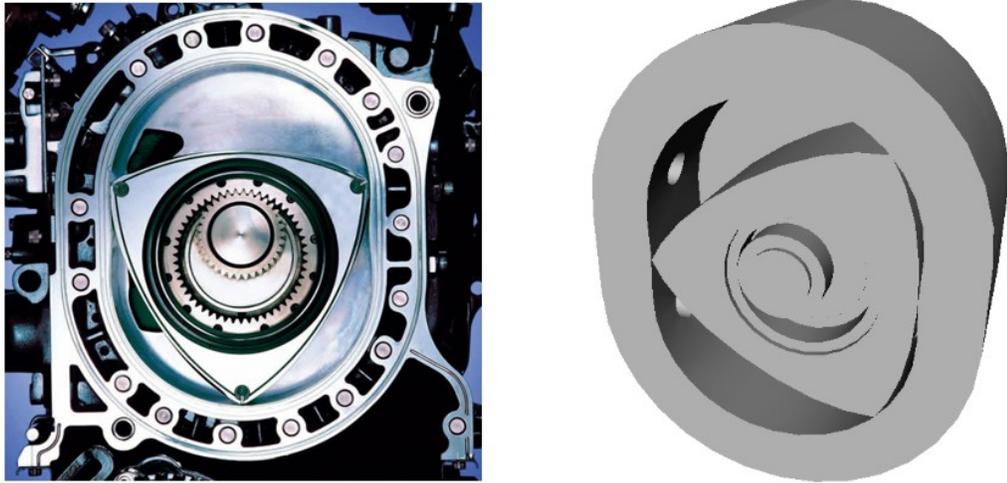


Figura 3.1: En el lado izquierdo, la figura muestra el rotor del motor Renesis y la carcasa del rotor; en la figura de la derecha muestra el rotor del modelo Pacelab y la carcasa del rotor.

El motor Renesis es un motor rotativo avanzado y probado, se utiliza en el sector automotriz y en algunos aviones ligeros. Para subsanar la diferencia de masa entre el modelo y un motor rotativo real, por ejemplo, los conductos del sistema de refrigeración, se han utilizado los valores máxicos de motores rotativos existentes anexos y fórmulas de corrección explicadas anteriormente. Utilizando estas fórmulas y los modelos existentes, el objetivo es reducir la diferencia entre el valor final del peso del motor del modelo y el peso que tendría el motor si se construyera en la realidad.

La estructura básica del modelo en Pacelab se muestra en el figura 3.2. El modelo tiene dos tipos diferentes de entradas, los parámetros de entrada geométricos y los parámetros de entrada operacionales. Los parámetros de entrada geométricos, como la constante trocoidal, el radio o la excentricidad, son los encargados de definir la forma del modelo 3D. Los parámetros de entrada operativos, como la velocidad del cigüeñal, la presión

media efectiva o el flujo de aire másico, se utilizan para definir cómo funcionaría el motor, en qué situación y cuántos rotores serían necesarios. Una vez que se han seleccionado los parámetros de entrada, el modelo genera cuatro tipos de parámetros de salida. El modelo 3D o los parámetros geométricos de salida que son los valores de rendimiento, las dimensiones del motor y el peso.

Como se mencionó en el capítulo de fundamentos, los parámetros de entrada deben estar en un rango de valores para asegurar el correcto funcionamiento del modelo. El modelo no es capaz de identificar si los parámetros de entrada están dentro del rango de valores viables. Tiene que ser el usuario el que introduzca correctamente los parámetros de entrada. Hay un número mínimo de parámetros requeridos para que el modelo se pueda procesar. Estos se explican en las líneas siguientes.

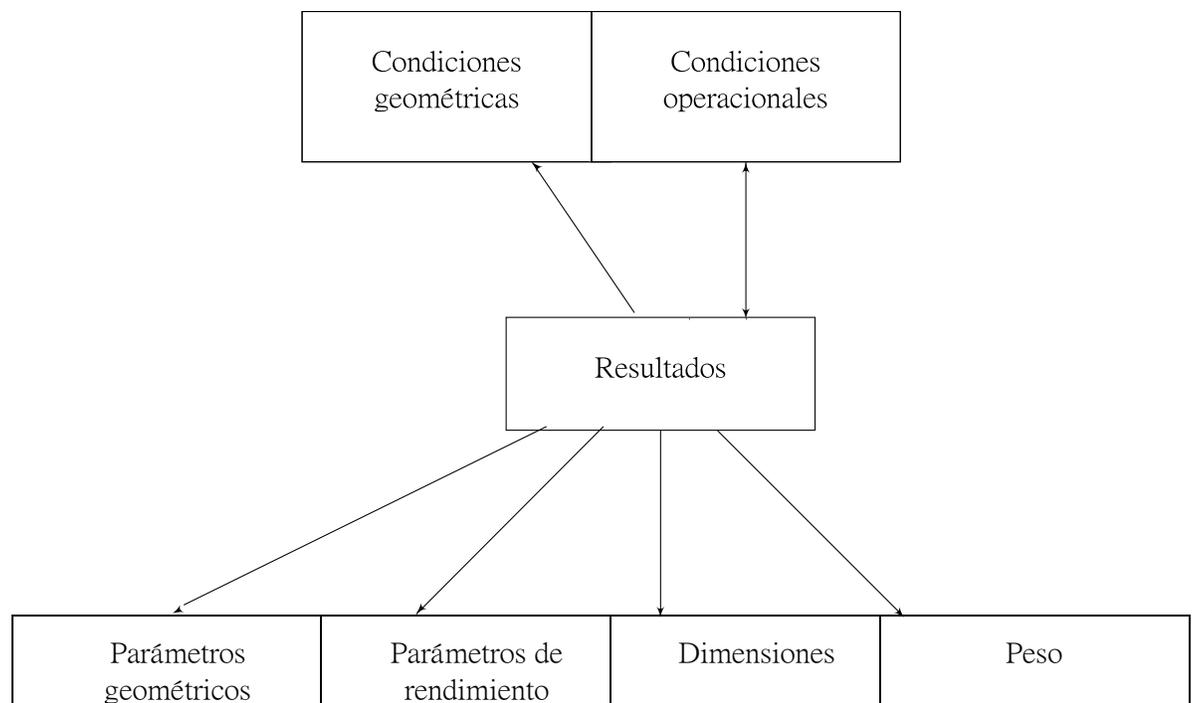


Figura 3.2: Diagrama de bloques con los parámetros de entrada y salida del modelo de Pacelab.

Los parámetros de entrada que inicialmente son necesarios para construir el modelo son los parámetros geométricos que se representan en figura 3.3. La constante trocoidal

es el parámetro más importante en el diseño del motor rotativo. Define la forma y el rendimiento del mismo. El rango de valores para la constante trocoidal está entre 6 y 8. La constante trocoidal no es un parámetro de entrada directo, es necesario ajustarlo con el radio y la excentricidad, que sí que son parámetros de entrada directos. Otro parámetro geométrico necesario para construir el modelo es el ancho del rotor, que depende de la excentricidad. Con estos parámetros geométricos de entrada, el programa es capaz de definir el modelo 3D.

En primer lugar, como se muestra en figura 3.3 cuando se definen el radio y la excentricidad, la constante trocoidal se muestra en la lista de parámetros. Si la constante trocoidal está fuera del rango, el radio y la excentricidad deben ser reajustados. A continuación, el programa construye el modelo 3D definiendo la geometría a partir de las formulas y los parámetros presentados en los fundamentos.

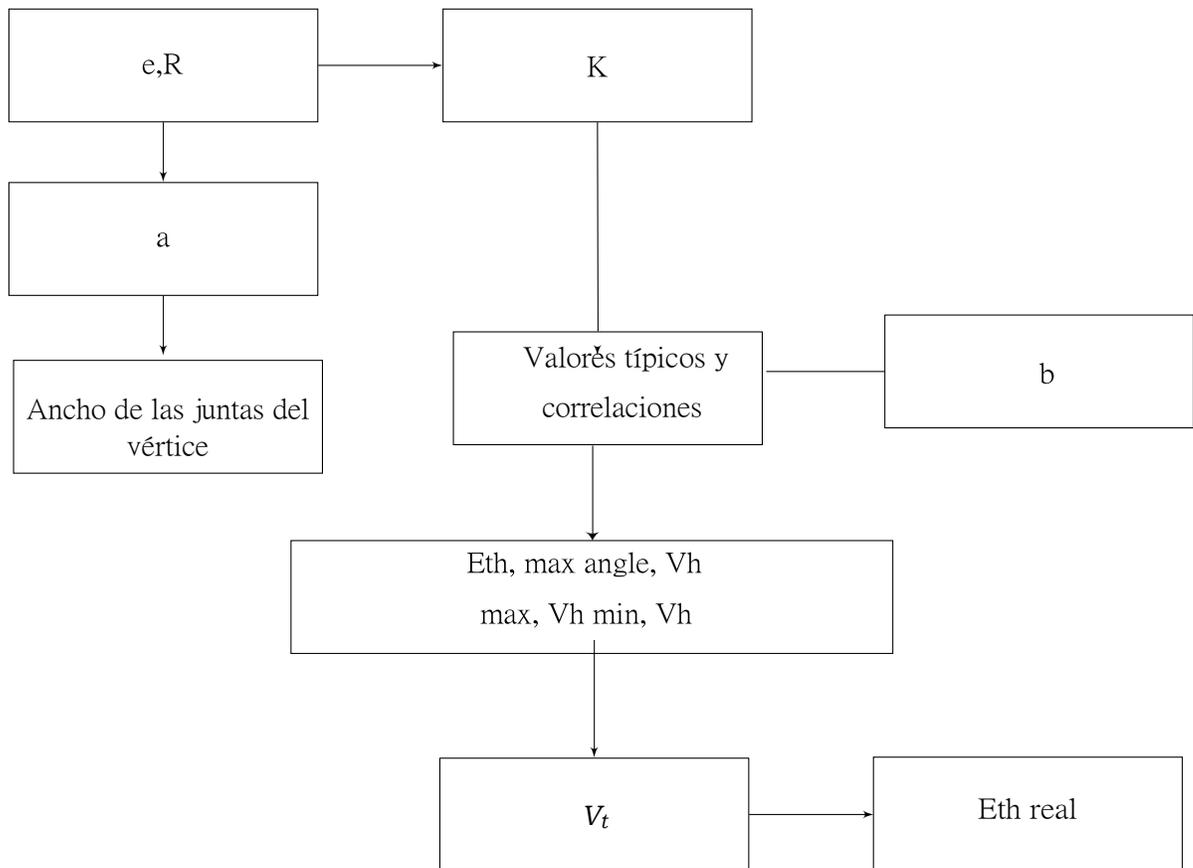


Figura 3.3: Diagrama de bloques con los parámetros más importantes definidos por la constante trocoidal.

Cuando estas entradas se introducen en el modelo de Pacelab, el modelo calcula otros parámetros operacionales. El volumen de desplazamiento, la relación de compresión teórica, el ángulo máximo de oscilación, el volumen máximo de la cámara de combustión y el volumen mínimo de la cámara de combustión, como se muestra en la figura 3.3. Finalmente, para definir la relación de compresión real, el volumen del receso del motor tiene que definirse, normalmente es el 5% del volumen de desplazamiento como se menciona en el capítulo de los fundamentos.

En el siguiente figura 3.4, se explican los parámetros de entrada operativos. Los cuales son necesarios definir para obtener otros parámetros de salida operacionales que nos darán más información acerca del rendimiento del motor. En primer lugar, las condiciones del flujo de aire definen las condiciones del aire en el colector de admisión, éstas son la densidad, la presión o la temperatura. Por ello, es necesario definir la velocidad angular del cigüeñal y la presión media efectiva dentro de la cámara de combustión. Estos son los parámetros operativos más importantes.

Una vez introducidos los parámetros de entrada geométricos explicados anteriormente en la figura 3.3, con estos parámetros operacionales el modelo de Pacelab es capaz de calcular el número de rotores necesarios en estas condiciones. La ec (3.1) se utiliza para calcular el número de rotores

$$nr = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot 3 \cdot Vh \cdot \frac{w_{rotor}}{2\pi}}$$

depende de la masa del flujo de aire, de la densidad, del volumen de desplazamiento y de la velocidad angular del cigüeñal. Cuando se calcula el número de rotores, el programa define la potencia total del motor y otros parámetros de rendimiento como la velocidad angular del rotor figura 3.4. El peso del vértice del rotor, en este caso de la junta del vértice, es necesario para estimar las fuerzas entre el sello de vértice y la carcasa del rotor. El programa no representa el número total de rotores, representa sólo un bloque y el parámetro de salida *nr* indica el número de éstos necesarios. El bloque motor principal representado contiene las carcasas trasera y delantera, el cigüeñal, el rotor, la carcasa del rotor, los engranajes y la carcasa intermedia.

### 3.1.1 Modelo másico

El modelo Pacelab puede calcular el peso usando la densidad del material y el volumen de los distintos componentes. La densidad del material de cada parte se puede modificar en el modelo de Pacelab. El peso de los diferentes componentes se añade dependiendo del número de rotores. Debido a la diferencia de volumen en algunos componentes entre el modelo de Pacelab y el motor Renesis real, aparecerán diferencias de peso que serán corregidas más adelante.

### 3.1.2 Modelo dimensional

Las dimensiones del motor son unos de los parámetros más importantes para este estudio preliminar con el fin de estimar el volumen necesario para acomodar el motor rotativo. La anchura, la profundidad y la altura son proporcionadas por este modelo usando el motor rotativo de referencia, el Mazda 13B o Renesis explicado anteriormente.

La anchura del motor rotativo en este modelo está determinada por el punto más exterior del perfil de la peritrocoide que es máximo para el ángulo  $\gamma = 1.134\text{rad}$ , el espesor de la capa de acero y el espesor de la carcasa del rotor

$$width = 2 \cdot (R \cdot \sin(1.13446)) + e \cdot \sin(3 \cdot 1.13446) + 2 \cdot t + esp \quad (3.2)$$

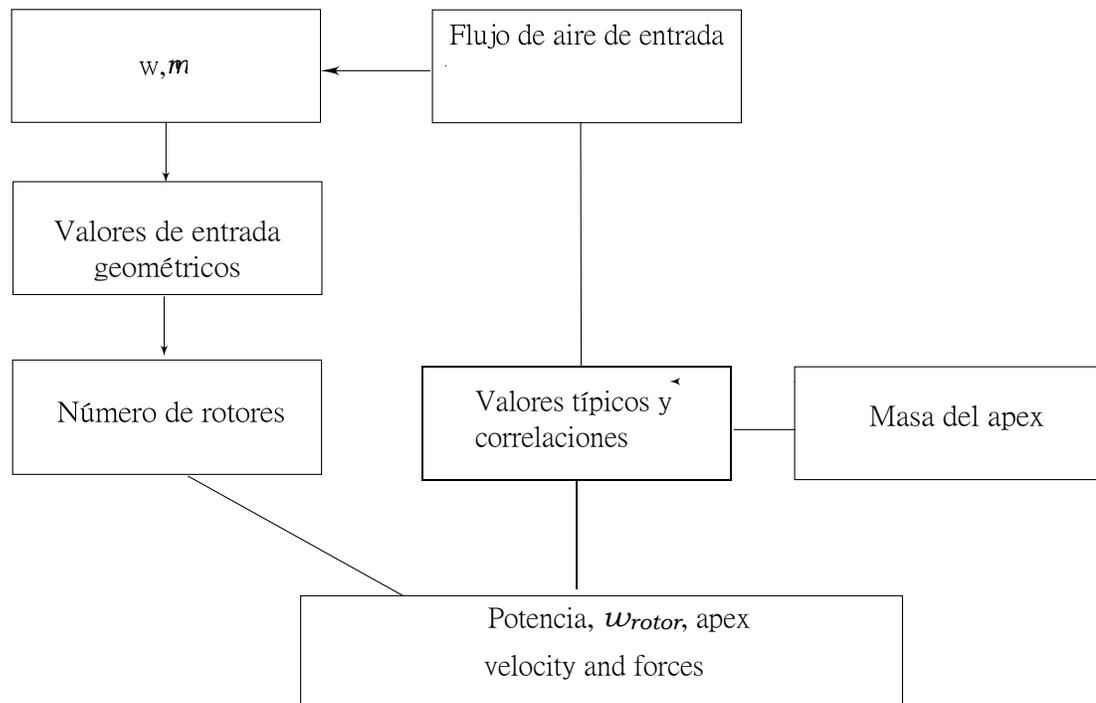


Figura 3.4: Diagrama de bloques con los parámetros más importantes definidos por el flujo másico de aire.

esto significa que esta ecuación sólo depende de los parámetros geométricos como la altura del motor giratorio

$$height = 2 \cdot (R + e + 2 \cdot t + esp) \quad (3.3)$$

y son independientes del número de rotores. Por otro lado, la profundidad del motor

$$depth = n_r \cdot b + (n_r - 1) \cdot b_{int} + 2 \cdot b_{lat} \quad (3.4)$$

se relaciona con ambos factores, los parámetros geométricos y el número de rotores. Los datos proporcionados por el método de dimensiones se refieren a la dimensión del núcleo del motor, donde los sistemas auxiliares no se tienen en cuenta y el resultado de este método es una aproximación basada en el motor Renesis y el valor real del hipotético motor rotativo podría ser diferente.

### 3.2 Fórmulas de tendencia

Como se explicó en el capítulo de los fundamentos, existen algunas dimensiones y correlaciones difíciles de encontrar y para solucionar esta situación, para este estudio preliminar, se utilizan algunos pesos de motores rotativos reales con los que se define el peso del corazón del motor.

Para calcular el peso del corazón del motor, se han utilizado dos modelos diferentes. El primero, utilizando el volumen de los diferentes componentes y la densidad de los materiales. El mayor inconveniente de este método es que la geometría excesivamente compleja que tienen los motores rotativos y sistemas como el sistema de refrigeración, sistemas de encendido o sistemas auxiliares no representados en este modelo de Pacelab. Esto provoca variaciones importantes en el volumen del modelo 3D, especialmente en algunos componentes y desviaciones en el peso final del motor rotativo.

Con lo cual utilizando solo el modelo másico de Pacelab explicado, es imposible aproximar el peso final del motor de una forma precisa y válida para el rango de potencias y cilindradas requerido. El peso proporcionado con este método sería más alto que el original que el motor rotativo tendría en la realidad.

El segundo método utilizado para aproximar el peso final del corazón del motor es partir de los valores de masa de una lista de motores rotativos existentes. Se han utilizado motores rotativos de después de los años 90, ya que en motores anteriores los materiales y las técnicas utilizadas eran más anticuados y las diferencias de peso y volumen eran mucho mayores. Los parámetros recogidos en estas listas son el volumen y la potencia con las distintas configuraciones disponibles, es decir, número de rotores. La primera depende del desplazamiento y la segunda depende de la potencia. El peso final del motor es un promedio de ambos valores. Como se ha explicado, los motores más obsoletos o aquellos diseñados para usos muy específicos han sido rechazados para intentar desviar lo menos posible las fórmulas de tendencia.

El motor rotativo Mazda 13B ha sido utilizado como el motor de referencia en este trabajo, es un motor de dos rotores y no tiene configuración monomotor. Para solucionar este problema y calcular los parámetros de un hipotético motor Mazda Renesis 13B

monomotor, se han analizado el peso y las dimensiones de todos los componentes del corazón del motor. Con esta información, se ha construido un motor Renesis 13B. Se ha calculado su peso, las dimensiones y el rendimiento del mismo.

Motor	Cilindrada( $cm^3$ )	Peso(kg)	rpm	$P_{me}$ (Pa)	Power(Hp)
Mazda 13B Renesis	654	63	8500	1011800	123,28
Rotapower 150	150	11	8000	760409	20
Rotapower 530	530	22	6500	794622	60
Rotapower 650	650	7.85	7.85	7.6	7.85
AIE 125 CS	125	7	8000	958116	21
AIE 225 CS	225	10	8000	1026553	40,5
AIE 650 CS	650	28	8000	1057262	120,5
Rotron EFI 300	300	11,9	7750	627951	32
Rotron HFE 300	300	12,3	7750	608327	31
AE 50R-Series	294	24	7750	1101317	55
XF-40	294	18,7	6500	835615	35
KKM 350	350	30	8000	993964	61
KKM 500	500	63	8000	1140614	100
Mistral G	654	65	6352	1098274	100

Tabla 3.1: Lista de motores rotativos en configuración de un solo rotor. Estos motores han sido utilizados para el desarrollo de las fórmulas de tendencia.

El resultado de este método es una aproximación, los motores utilizados en estas curvas de tendencia están diseñados para diferentes aplicaciones, sector automovilístico, aeronáutico etc, y por eso, los estándares, niveles de seguridad o puntos operacionales no son los mismos. Estos factores causan grandes diferencias entre los mismos motores en términos de desplazamiento, o potencia, por ejemplo.

Con estos motores de un rotor, se han desarrollado dos fórmulas de tendencia para aproximar el peso del núcleo del motor. La primera depende del peso en función del desplazamiento, mostrado en la tabla 3.1 y la segunda depende del peso en función de la potencia, mostrado en la tabla 3.2. Con estas dos fórmulas, se hace una media de ambos resultados.

Una vez que se define el peso del motor con la configuración de un rotor se utilizan otras fórmulas de tendencia para aproximar el incremento de peso que tendría el motor rotativo si tuviera más rotores. El modelo de Pacelab calcula el número de rotores necesarios para una configuración determinada, dependiendo de las dimensiones del motor y de los parámetros de funcionamiento explicados anteriormente. Después de esto, para definir las fórmulas de incremento de peso de los motores rotativos expuestos antes se estudian de nuevo en un intento de calcular el crecimiento del peso por motor cuando se agrega otro rotor. Muchos de estos motores rotativos no están diseñados para una configuración de múltiples rotores, por lo que aproximar este incremento en algunos casos ha sido imposible debido a la falta de información.

Las fórmulas de incremento de peso se hacen dependiendo de dos parámetros al igual que en las fórmulas para un solo rotor. Las fórmulas de tendencia se definen dependiendo del desplazamiento y la potencia, luego se realiza la media de ambos resultados obteniendo el valor final.

Este valor final del método 2 proporcionará el peso del motor dependiendo del desplazamiento, la potencia y el número de rotores. De hecho, se proporciona una aproximación del peso final total del motor rotativo a partir de una correlación entre el peso del corazón del motor y el peso final total del motor rotativo 13B Renesis. Estos resultados finales son aproximaciones teóricas y el peso real del motor rotativo podría ser diferente, pero para este estudio preliminar son aproximaciones lo suficientemente precisas y lo suficientemente fiables como para poder evaluar y estudiar la viabilidad del proyecto.

Motor	Cilindrada( $cm^3$ )	Power(Hp)	Peso(Kg)	Increment(kg)
Mazda 13B Renesis	654	123,28	63	30
Rotapower 150	150	20	11	5
Rotapower 530	530	60	22	10
Rotapower 650	650	7.85	7.85	7.6
AIE 125 CS	125	21	7	5
AIE 225 CS	225	40,5	10	8
AIE 650 CS	650	120,5	28	20
Rotron EFI 300	300	32	11,9	9,3
Rotron HFE 300	300	31	12,3	8,9
AE 50R-Series	294	55	24	36
KKM 350	350	61	30	15
KKM 500	500	100	63	20
Mistral G	654	100	65	35

Tabla 3.2: Lista de motores rotativos mostrando el incremento de peso por rotor. Estos motores han sido utilizados para el cálculo de las fórmulas de tendencia.



# Capítulo 4: Validación del modelo

La validación del modelo compara el modelo en Pacelab con los modelos existentes para analizar si el modelo es útil y funciona correctamente dando una aproximación correcta para este diseño preliminar. La validación constará de dos partes. En primer lugar, el modelo en Pacelab se comparará con el motor Mazda Renesis y en la segunda parte, el modelo será comparado con otros motores rotativos.

## 4.1 Motor Renesis

El motor 13B Renesis es un motor rotativo desarrollado por Mazda en 2003 y usado en el Mazda RX8. Es un motor de dos rotores que produce 250 CV con un volumen de desplazamiento de 1308 cc, 654 cc por rotor. Es uno de los motores rotativos más avanzados y más probados jamás producidos. Ganó el premio de motor internacional del año en 2003, uno de los premios más prestigiosos del motor. Este motor es capaz de trabajar con gasolina e hidrógeno y redujo el consumo de combustible y las emisiones en comparación con los anteriores motores rotativos diseñados por Mazda. El peso de este motor es de 112kg completamente vestido y montado, a excepción del airbox y los fluidos del motor, y es mucho más ligero que un motor alternativo equivalente.

La tabla 4.1 contiene los parámetros de entrada necesarios para configurar el modelo Pacelab para la validación del motor Renesis. En la siguiente tabla 4.2, se comparan el peso de los principales componentes del motor Renesis con el modelo en Pacelab. Las diferencias de peso observadas en la tabla 4.2 entre el modelo Pacelab y el motor real del Renesis se deben a simplificaciones geométricas y en algunos sistemas, como el sistema de refrigeración en el modelo en Pacelab, realizadas para reducir la carga de trabajo y el proceso de diseño.

Parámetros	Valores
Vh	654 cc
K	7
Pme	1010000 Pa
w	8500 rpm

Tabla 4.1: Lista de los parámetros de entrada para el motor Renesis.

Partes	Motor Renesis (kg)	Modelo Pacelab (kg)	Diferencia
Cigüeñal	7.7	6	-22%
Carcasa rotor	8.1	8.9	9.8%
Carcasa rotor int.	13.6	14.9	9.5%
Carcasa rotor frontal	11.3	15.5	27%
Carcasa rotor trasero	15.9	15.5	-2.5%
Rotor	5.4	10.6	96%
Volante de inercia	7.6	7.6	0%
Peso 1 rotor	62	63.5	2.4%
Peso 2 rotor	92.6	102	10.1%

Tabla 4.2: Comparación entre el peso de los componentes en el modelo de Pacelab y el peso real de los componentes del motor Renesis.

El cigüeñal del motor Renesis tiene más masa que el cigüeñal del modelo en Pacelab, este último tiene una geometría más fácil y pesa menos. La carcasa real del rotor tiene conductos para los sistemas de refrigeración y aceite que reducen el volumen y el peso final de la misma. Por otra parte, la carcasa del rotor real tiene una geometría más compleja especialmente en la superficie exterior donde van situados los sistemas auxiliares. Esta masa adicional reduce la diferencia de masa entre la carcasa real del rotor y la carcasa del rotor del modelo en Pacelab. El mismo problema existe con la carcasa intermedia y la carcasa frontal. La carcasa trasera del Renesis es más pequeña que la carcasa delantera, pero en el modelo, fue diseñada con las mismas dimensiones que la carcasa frontal ya que el programa está pensado para poder adaptarse a otros motores en un futuro que no tienen esta peculiaridad. La mayor diferencia que existe es la diferencia con el rotor. El rotor de Renesis es hueco, hay cavidades que reducen el peso y se utilizan para los sistemas de refrigeración y lubricación.

Finalmente, en la parte inferior de la tabla 4.2, se da el peso del motor con dos configuraciones diferentes, con 1 rotor y 2 rotores. El error relativo de peso entre el motor Renesis y el modelo es mayor cuando aumenta el número de rotores. Para superar este problema se utiliza una fórmula correctiva que depende del número de rotores. La ecuación (4.1) adoptada experimentalmente después de numerosas pruebas es

$$Final\_weight = Pacelab\_weight - (nr - 1) \cdot 10 \quad (4.1)$$

la cual corrige el peso, este incremento es causado por el mayor número de carcasas del rotor y laterales cuando hay una configuración con más rotores. La desviación con un rotor más es de 10 kg. El modelo Pacelab está basado en el motor Mazda Renesis con lo cual las diferencias de peso no son grandes, pero sería necesario comprobar si se compara el modelo con otros motores rotativos si estas diferencias seguirían siendo de la misma magnitud.

## 4.2 Otros modelos

La segunda parte de esta validación consiste en dos comparaciones: la primera con un motor rotativo con diferentes características y valores operacionales en comparación con el motor Renesis y la segunda con un motor rotativo con características similares al motor Renesis.

El primer motor rotativo es el Rotapower 530, es un motor modular es un motor de tamaño mediano, configurable con 1, 2, 3, 4 o 6 rotores. Es producido por la compañía Freedom y están basados en el diseño de los motores rotativos de la Corporación Marítima Externa (OMC) que Freedom Motors adquirió a finales de los años ochenta.

Parámetros	Valores
Vh	530 cc
K	7
Pme	700000Pa
w	4500 rpm

Tabla 4.3: Lista de parámetros de entrada del motor Rotapower 530.

Rotores	Peso (kg)	Peso Pacelab (kg)	Tendencia peso (kg)	Error Pacelab	Error tendencia
1 rotor	22	50	30	-127 %	-36 %
2 rotor	32	70	42	-118 %	-31 %
3 rotor	42	92	54	-119 %	-28 %

Tabla 4.4: Diferencia de peso entre el motor Rotapower 530, el modelo construido en Pacelab y el modelo de las fórmulas de tendencia.

El peso de este motor rotativo se comparará con el modelo en Pacelab y las fórmulas de tendencia. Los parámetros de entrada para la Rotapower 530 se muestran en la siguiente tabla 4.3.

La tabla 4.4 muestra la diferencia entre el modelo de Pacelab, las fórmulas de tendencia y el peso real del Rotapower 530 con tres configuraciones diferentes. El error relativo es realmente alto entre el modelo en Pacelab y el peso real del Rotapower 530. La diferencia de peso entre este modelo y el Renesis es alta debido a la presión media efectiva mayor que tiene el motor Renesis. Como se mostró en la tabla 4.3, en los

parámetros de admisión, la presión media efectiva es la mitad en comparación con la presión media efectiva del Renesis. Las carcasas del rotor del Renesis tienen que soportar más presión y tienen un mayor nivel de exigencia, debido a esta diferencia, el espesor de la pared y el volumen total de las carcasas del rotor son mayores haciendo que los motores Renesis pesen más. La potencia del Renesis es más alta que la Rotapower 530, esta presión más alta no sólo afecta a una mayor masa del motor, los motores rotativos con presiones más altas generan más potencia que los motores rotativos con presiones menores en las cámaras de combustión. El motor Renesis produce 123 CV por rotor y el Rotapower 530 produce 60 CV por rotor. Por eso, se ha decidido utilizar fórmulas de tendencia donde se pueden tener en cuenta otros factores, no solo el peso permitiendo comparar motores de una forma más justa. Teniendo en cuenta no solo el peso y la cilindrada, sino también la potencia se pueden hacer comparaciones que arrojan resultados más ajustados y justos en este tipo de validaciones.

Parámetros	Valores
Vh	500 cc
K	7
Pme	1100000 Pa
w	7500 rpm

Tabla 4.5: Lista de los parámetros de entrada del motor KKM 500.

Rotores	Peso,(kg)	Peso Pacelab,(kg)	Peso tendencia,(kg)	Error Pacelab	Error tendencia
1 rotor	63	54	44	14 %	30 %
2 rotor	82	75	64	8,5 %	21 %
3 rotor	101	96	84	4,9 %	17 %

Tabla 4.6: Comparación entre el motor KKM 500, el modelo construido en Pacelab y el modelo con las fórmulas de tendencia.

Por último, en el caso de la validación de las curvas de tendencia, el modelo en Pacelab

y las fórmulas de tendencia se compararán con el Wankel Supertec KKM 500. La empresa Wankel SuperTec GmbH fue fundada en 2003, es una empresa alemana que desarrolla y fabrica motores rotativos de alto rendimiento. El KKM 500 tiene la posibilidad de utilizar distintos tipos de combustibles, ya sean líquidos o gaseosos. Se compararan tres configuraciones diferentes de este mismo motor, con un rotor, dos rotores y tres rotores respectivamente, estas se enfrentan con el modelo en Pacelab y las fórmulas de tenencia.

La tabla 4.5 muestra los parámetros de entrada para el modelo en Pacelab. La tabla 4.6 presenta la comparación entre el modelo KKM 500 y el modelo Pacelab. El peso de Pacelab es más preciso en este caso que la comparativa previa con el Rotapower 530. La presión media efectiva de este motor rotativo es la misma que la presión del motor de Renesis, por lo tanto, el grosor de la carcasa del rotor y el volumen del mismo es muy similar. Debido a esto, para este caso en particular el modelo en Pacelab es más preciso que las fórmulas de tendencia que proporcionan una aproximación más general. Pudiendo afirmar que para rotores con características similares al Renesis, tanto en cilindrada como en presión media efectiva, el modelo en Pacelab dará una aproximación de peso mucho más precisa que las curvas de tendencia, mientras que, si la presión media efectiva difiere o se aleja de la presión que podemos encontrar en el Renesis serán las curvas de tendencia las que más se aproximen al peso real.

## Capítulo 5: Conclusiones y líneas de futuro

Al comienzo de este trabajo se explicó el objetivo de este proyecto, realizar un diseño preliminar de un motor rotativo que podría aclarar la viabilidad de usar un motor rotativo como compresor de alta presión, cámara de combustión y turbina de alta presión en una turbina de gas.

Para este trabajo, la masa del hipotético motor rotativo es el factor más crítico para verificar la viabilidad de las turbinas de gas con motores rotativos. La ganancia de eficiencia sería inútil si las turbinas de gas fuesen demasiado pesadas, especialmente en el sector aeronáutico. Para dar respuesta a esta pregunta, este trabajo se ha centrado en la construcción de un modelo que pudiese calcular las dimensiones y la masa que tendría dicho motor rotativo en función de unas determinadas condiciones de entrada que pueden ser variables. La información y los estudios de este tipo de motor no son muy amplios, y por este motivo se adoptaron dos soluciones para contrarrestar la falta de información en algunos campos. La más importante fue tomar el motor rotativo Renesis como referencia dimensional para algunos parámetros geométricos, debido a que es el motor rotativo más avanzado y uno de los más grandes, potentes y fiables. La otra fue hacer un estudio con varios motores rotativos reales y observar cómo varía la masa y la potencia de los mismos en función de sus características de diseño y condiciones operacionales.

El modelo en Pacelab es capaz de construir un modelo 3D a partir de los parámetros de entrada requeridos y dar dos aproximaciones másicas, el rendimiento y la potencia del mismo, las dimensiones que éste tendría y el número de rotores necesarios.

Para la primera aproximación másica del motor rotativo, el modelo en Pacelab utilizando la densidad y el volumen de los componentes proporciona un resultado del peso del

corazón del motor. La otra aproximación másica, se realiza utilizando fórmulas de tendencia utilizando que se basan en otros modelos de motores rotativos reales.

El modelo fue validado con numerosas comparaciones, mostrando en la memoria la más favorable y la más desfavorable. Estas son la comparativa con el KKM 500 y el Rotapower 530 respectivamente. Las conclusiones de estas comparaciones fueron que el modelo en Pacelab es capaz de proporcionar un resultado másico y dimensional preciso con motores rotativos que tienen la presión media efectiva cercana a la del motor Renesis y unas condiciones operacionales similares, en caso contrario la variación es más importante. Esto se observó en la comparación entre el motor Renesis y el KMM 500. La presión media efectiva va ligada con el espesor de la pared de la carcasa del rotor y como consecuencia son motores más pesados. Se llegó a la conclusión que una mayor presión media efectiva en el rotor suponía un aumento de masa por centímetro cúbico de volumen de desplazamiento y un aumento másico del motor por caballo de vapor(hp). Por otra parte, cuando se utiliza el modelo en Pacelab con diferentes presiones medias efectivas, como en la comparación Rotapower 530, el modelo no es capaz de proporcionar un peso exacto por el motivo expuesto antes. En este caso, las fórmulas de tendencia son más precisas y proporcionan una mejor aproximación másica. Este trabajo se ha realizado como punto de partida para el estudio de esta opción dentro del marco del proyecto general. Los trabajos posteriores deberían optimizar el diseño, haciéndolo más preciso y reduciendo los errores másicos que derivan de la falta de precisión geométrica. Los más críticos son los conductos de los sistemas de refrigeración en función de las temperaturas alcanzadas en la carcasa del rotor y una correlación entre el grosor de la carcasa del rotor y la presión media efectiva proporcionando carcasas del rotor y carcasas laterales más realistas. Finalmente, las cavidades del rotor para los sistemas de refrigeración y lubricación proporcionarían un peso del rotor más preciso y evitaría acumular error al incrementar el número de rotores. Estas mejoras harían un modelo no dependiente del motor Renesis y más flexible para los posibles estudios futuros.

# Bibliografía

- [1] Hoolhorst A. Peeters P.M, Middel J. Fuel efficiency of commercial aircraft, artículo NLR 2005.
- [2] Yamamoto K. Rotary engine. Editorial: Sankaido, 1981.
- [3] Canals Noguera R. Motor rotativo wankel: Estudio, diseño y construcción. Proyecto fin de carrera UPC 2011.
- [4] Warren S. New rotary engine designs by deviation function method. Doctorado UCLA 2012.
- [5] Vilmann C. Deformation analysis of rotary combustion engine housings. Artículo de la NASA 1991.
- [6] Muroki T. and Miyata J. Material technology development applied to rotary engine at mazda. Technical report, SAE Technical Paper, 1986
- [7] Yoshinori M. Rotor housing for rotary piston engines,. US Patent 4,571,165 1986.
- [8] Bhandari VB. Design of machine elements. Tata McGraw-Hill Education, 2010
- [9] C.J.H. R and T.A. F. Cooling system for multi-unit rotary mechanisms. US Patent 3.289.647, 1966.
- [10] Atesmen KM. Heat transfer in rotary combustion engines. Journal of Heat Transfer, 97(2):288 – 293, 1975.
- [11] Sierens R. Baert R. Winterbone D.E. and Baruah P.C. A comprehensive study of wankel engine performance. Technical report, SAE Technical Paper, 1983
- [12] Kweon C.B.M. A review of heavy-fueled rotary engine combustion technologies. Technical report, Army Research Laboratory Document, 2011
- [13] Dun-Zen J. Ming-June H. Chih-Chuan L. and Yu H. The intake and exhaust pipe effect on rotary engine performance. Technical report, SAE Technical Paper, 2013.
- [14] Ansdale R.F. The Wankel RC engine: design and performance. Editorial: Iliffe, 1968.
- [15] Eiermann D. Nuber R. and Soimar M. The introduction of a new ultra-lite multipurpose wankel engine. Technical report, SAE Technical Paper, 1990.

- [16] Julien A. Compound engine system with rotary engine, EP Patent App. EP20.120.177.792, 2013.
- [17] Norbye J. P. The Wankel engine design, development, applications. Editorial: Chilton Book Co., 1971.
- [18] Rivera Y.A. Silva D.M. Material educativo virtual sobre el motor wankel y diseno mecanico termico con su correspondiente procedimiento de manufactura para un motor wankel destinado a aerodelismo. Doctorado Universidad Bogotá 2008
- [19] Ma H. Kuo C. and Chen C. Chamber contour design and compression flow calculations of rotary engine. Journal of CCIT, 39(1):35 – 50, 2010.

# Apéndices

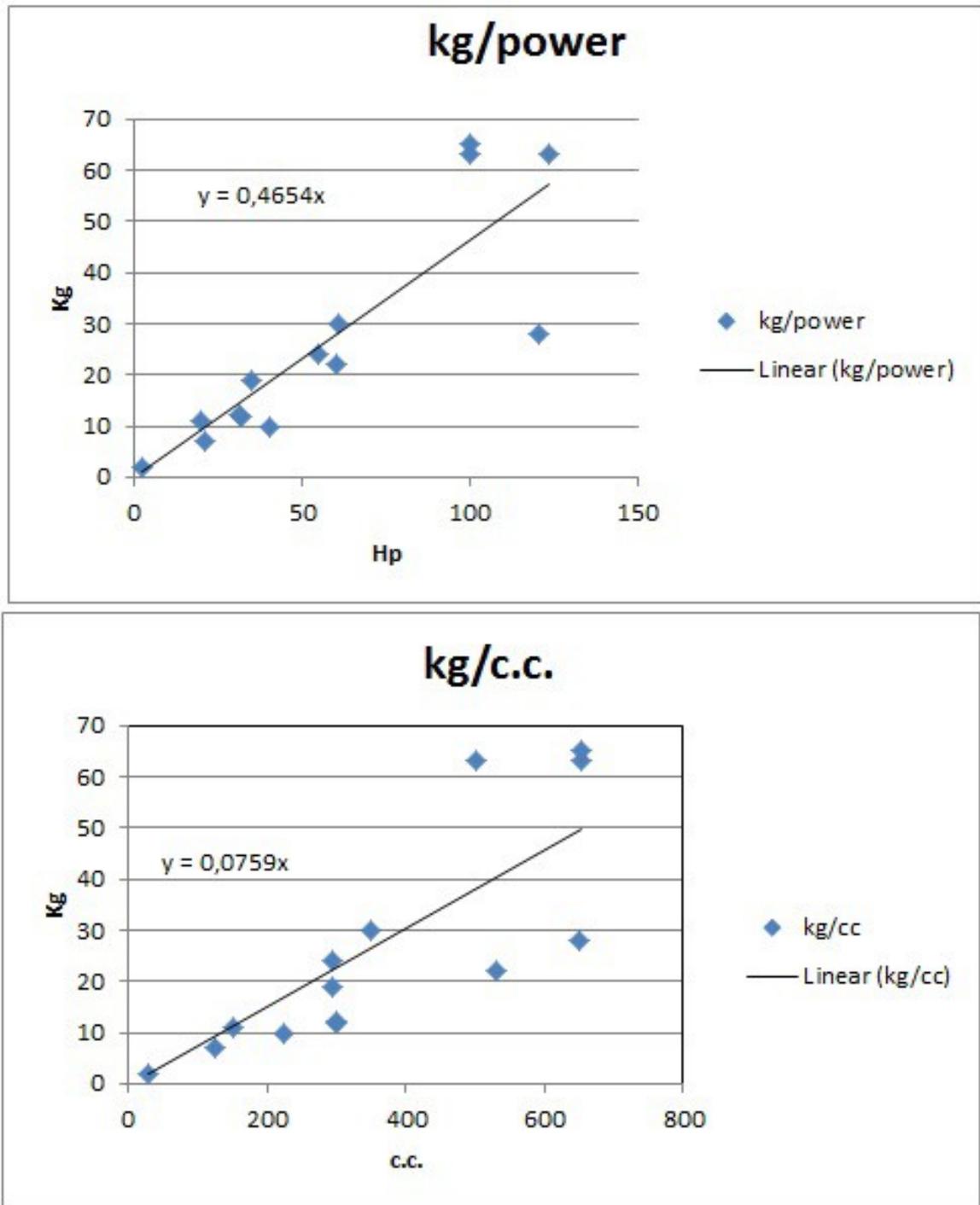


Figura 6.1: Masa de los motores rotativos por las fórmulas de tendencia.

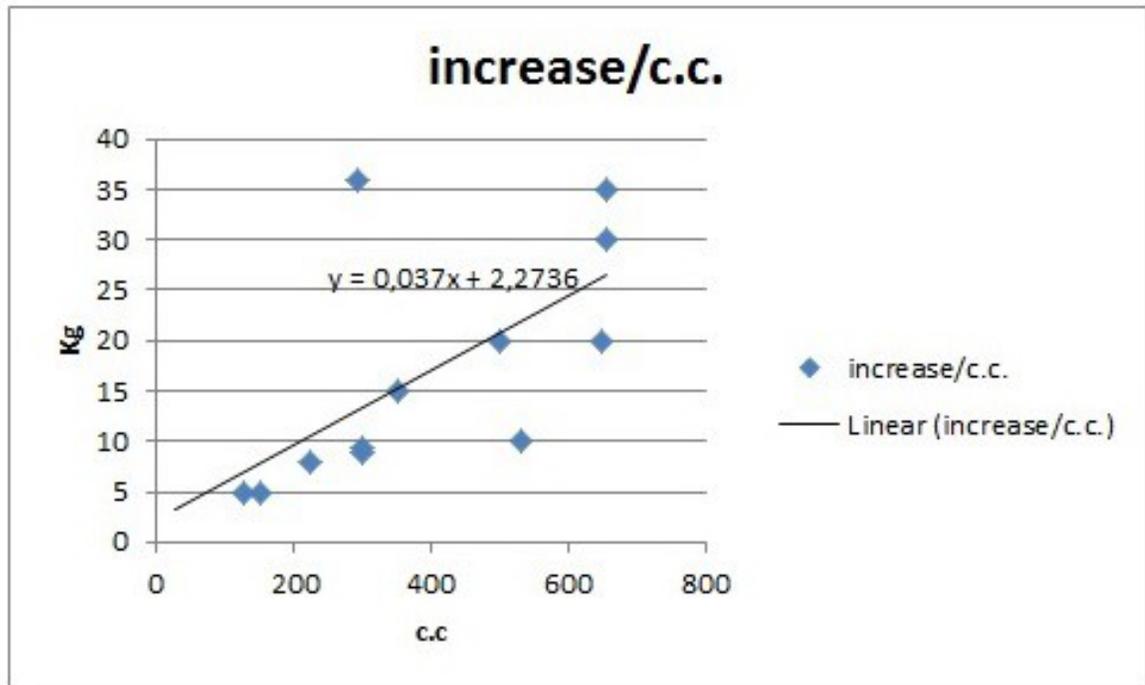
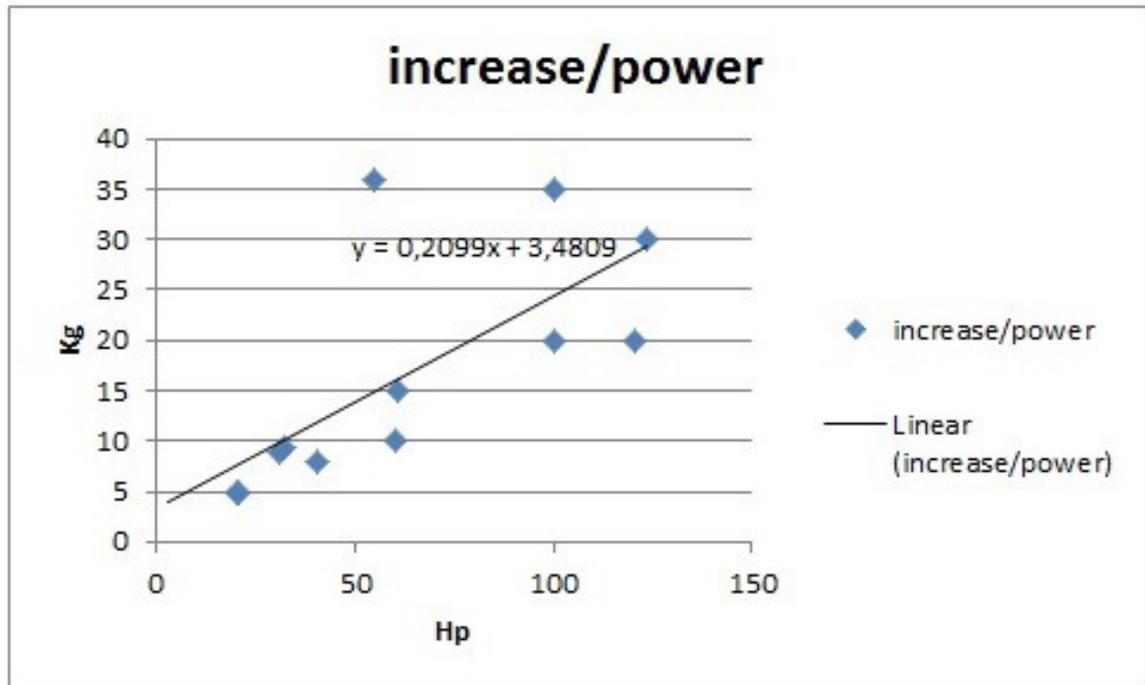


Figura 6.2: Incremento másico de los motores rotativos para las fórmulas de tendencia.