



**Universidad de Jaén**

*Escuela Politécnica Superior de Jaén*

# PROCEDIMIENTO PARA LA RECONCILIACIÓN DE MEDIDAS EN BANCO DE ENSAYO CON MICROTURBINA A REACCIÓN

Autor: Antonio Morales López

Grado: Ingeniería mecánica

Director: Fernando Antonio Cruz Peragón  
Departamento del director: Ingeniería mecánica y minera

Fecha: 09/09/2024

Licencia CC



CREEA



Universidad de Jaén  
Escuela Politécnica Superior de Jaén  
Departamento de Ingeniería mecánica y minera

Don Fernando Antonio Cruz Peragón, tutor del Proyecto Fin de Carrera titulado:  
PROCEDIMIENTO PARA LA RECONCILIACIÓN DE MEDIDAS EN BANCO DE  
ENSAYOS CON MICROTURBINA A REACCIÓN, que presenta Antonio Morales  
López, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica  
Superior de Jaén.

Jaén, SEPTIEMBRE de 2024

El alumno:

Los tutores:

ANTONIO MORALES LÓPEZ

FERNANDO ANTONIO CRUZ PERAGÓN

**ÍNDICE**

1	RESUMEN .....	5
2	INTRODUCCIÓN .....	7
2.1	Justificación .....	7
2.2	Objetivos .....	7
2.3	Antecedentes .....	8
2.3.1	Motores de reacción.....	8
2.3.2	Funcionamiento de un turborreactor.....	9
2.3.3	Ecuaciones de conservación.....	10
2.3.4	Conservación de la masa.....	11
2.3.5	Conservación de la cantidad de movimiento .....	11
2.3.6	Conservación de la energía.....	12
2.3.7	Ciclo LTO.....	14
2.3.8	Modelado de sistemas .....	15
3	MATERIAL .....	19
3.1.1	Toma dinámica.....	21
3.1.2	Compresor .....	22
3.1.3	Cámara de combustión .....	24
3.1.4	Turbina y tobera.....	25
3.2	Banco de ensayos.....	26
3.2.1	Mando de control y Engine Data Terminal.....	27
3.2.2	Unidad central.....	28
3.2.3	Sistema de distribución de combustible .....	30
3.2.4	Sensores.....	32
3.3	Termómetros utilizados .....	33
3.4	Manómetro digital C.A. 850 .....	34
3.5	Analizador de gases de combustión <i>Testo 350</i> .....	35
3.6	Bomba calorimétrica.....	36
3.7	Cámara termográfica <i>Flir i3</i> .....	39
3.8	Cámara termográfica <i>Flir T335</i> .....	40
3.9	Estación meteorológica <i>Technoline WS6762</i> .....	41
4	MÉTODOS.....	43
4.1	Procedimiento para realizar un ensayo con la turbina .....	43
4.1.1	Cebado .....	43
4.1.2	Proceso de encendido.....	44

---

4.1.3	Mediciones.....	44
4.1.4	Apagado.....	47
4.2	Procedimiento de cálculo del ciclo.....	47
4.2.1	Evaluación de la tobera.....	48
4.2.2	Evaluación del compresor .....	52
4.2.3	Evaluación de la cámara de combustión .....	54
4.2.4	Evaluación de la salida de la turbina. ....	56
4.2.5	Algoritmo completo .....	60
4.3	Análisis de imágenes termográficas .....	62
4.4	Análisis de composición elemental y PCI .....	63
4.5	Análisis de emisiones.....	66
4.6	Algoritmo de optimización .....	75
5	RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	77
5.1	Resultados generales.....	77
5.1.1	Curvas de medidas experimentales .....	77
5.1.2	Curvas de flujo másico típico.....	78
5.1.3	Curvas de velocidad de giro frente a grado de carga .....	79
5.1.4	Curvas de temperatura de gases de escape frente a grado de carga .....	80
5.1.5	Curvas de empuje frente a grado de carga .....	81
5.1.6	Curvas de consumo de combustible frente a grado de carga .....	82
5.2	Resultados análisis de imágenes termográficas.....	83
5.3	Resultados análisis del combustible.....	85
5.4	Medidas de la turbina y resultados del modelo.....	86
5.4.1	Ensayo al 7% de carga .....	87
5.4.2	Ensayo al 30% de carga .....	90
5.4.3	Ensayo al 85% de carga .....	93
5.4.4	Ensayo al 100% de carga .....	96
5.5	Discusión .....	99
6	CONCLUSIONES.....	101
7	BIBLIOGRAFÍA .....	105
	PLANOS Y ANEXOS .....	107
	ANEXO I: Planos de la turbina.....	107



## 1 RESUMEN

Esta memoria trata sobre el desarrollo de un procedimiento para la reconciliación de las medidas tomadas de una turbina a reacción con un modelo matemático de dicha turbina, para calcular y predecir el estado en cada punto de la misma a partir de unos datos iniciales. Para ello, se realizarán una serie de ensayos, los cuales en su mayoría corresponderán con los del ciclo LTO (landing and take-off en inglés), aunque también se realizarán otros ensayos con otras cargas. Posteriormente, se introducirán los datos en el modelo matemático y se iterará hasta obtener unos resultados con sentido. También se detallará en brevedad el uso de los distintos instrumentos utilizados, así como el proceso iterativo realizado en los modelos de la turbina.



## **2 INTRODUCCIÓN**

### **2.1 Justificación**

En la actualidad, hay una necesidad en alza de mejorar el rendimiento energético y reducir las emisiones en todos los aspectos, como por ejemplo la aviación. En dicho campo del transporte, cobra una importancia fundamental los motores térmicos a reacción, puesto que son el principal método de propulsión. Con el objetivo de caracterizar el comportamiento de estas máquinas y sus emisiones, la EPSJ cuenta con una microturbina a reacción, la cual se encuentra en el laboratorio de máquinas y motores térmicos, numerado como 004. Este trabajo es la continuación del realizado el año pasado, el cual fue de puesta a punto del banco de ensayos.

### **2.2 Objetivos**

El principal objetivo del presente trabajo es el de desarrollar un procedimiento en el que, a partir de una serie de medidas experimentales en diferentes ensayos (empuje, velocidad de giro, consumo de combustible, presión y temperatura en distintos puntos de la turbina y emisiones), los resultados de los cálculos sean coherentes y complementarios entre sí. Esto se debe a que a la hora de calcular el flujo de aire que entra en la turbina, hay tres formas de hallar la solución: mediante un análisis de las prestaciones del motor, mediante un análisis de las emisiones o por la presión estática medida a la entrada. No obstante, hay que tener unas incertidumbres en cuenta para que en los tres casos se obtenga los mismos resultados, por lo que se buscará desarrollar y comprobar una metodología que realice los tres métodos comentados y cuyos resultados estén en concordancia, a partir de ensayos en la microturbina.

A su vez, se analizará el poder calorífico y composición elemental del combustible que se usa, el queroseno mezclado con aceite de turbina.

## 2.3 Antecedentes

### 2.3.1 Motores de reacción

Los motores de reacción son máquinas en las que, al contrario que en los motores tradicionales de cuatro tiempos, los cuales son volumétricos, lo fundamental es el incremento de energía cinética que se produce en el fluido como resultado de una combustión, por lo general, expulsándose dicho fluido en forma de chorro para producir un empuje, según la ecuación de la conservación de cantidad de movimiento. También será fundamental la ecuación de conservación de la energía, la cual permitirá analizar los consumos energéticos de combustible y trabajos puestos en juego durante el funcionamiento de la máquina.

Concretando un poco más, la turbina que se ha ensayado es un turborreactor.



Ilustración 2.3.1 – Turbina Olympus HP utilizada en el banco de ensayos.

### 2.3.2 Funcionamiento de un turborreactor

Un turborreactor se analiza mediante un ciclo Brayton, puesto que este tipo de motor comparte una gran cantidad de similitudes con una turbina de gas. El turborreactor posee, por lo general, un difusor a la entrada seguido de un compresor, para a continuación tener una cámara de combustión, una turbina que sirve para accionar el compresor y una tobera para acelerar el fluido a su salida del motor.

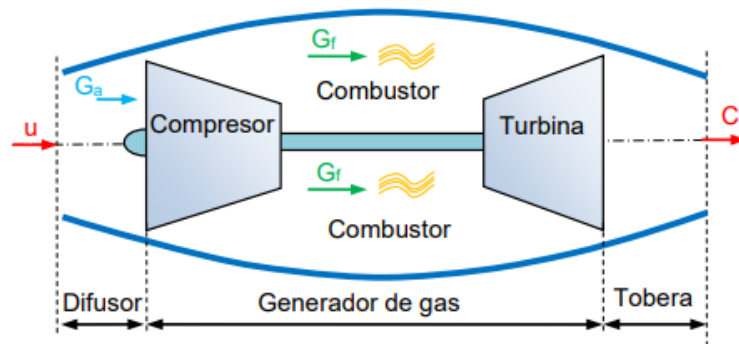


Ilustración 2.3.2 - Esquema de un turborreactor.

El ciclo de esta máquina empieza con una compresión en el difusor en la cual la entalpía de remanso se mantiene constante. Después, se produce una compresión en el compresor, para acto seguido entrar el fluido comprimido en la cámara de combustión, donde se quema el combustible y se incrementa de la entalpía de, ahora, la mezcla de gases. Posteriormente, la mezcla pasará por la turbina, la cual aprovechará la energía que le comunique el fluido para accionar el compresor. Por último, el gas es expansionado en una tobera para ser expulsado.

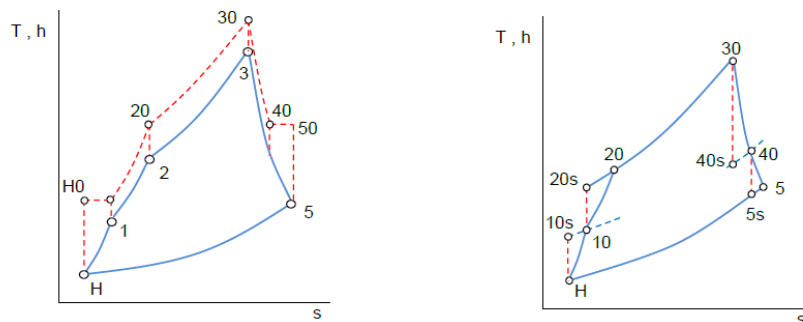


Ilustración 2.3.3 – Ciclo termodinámico en un aerorreactor, con valores estáticos en la izquierda y totales en la derecha.

### 2.3.3 Ecuaciones de conservación

Para analizar las ecuaciones de continuidad en este tipo de motores, las cuales por cierto se analizan en estado estacionario, se establecerá un volumen de control de la siguiente forma:

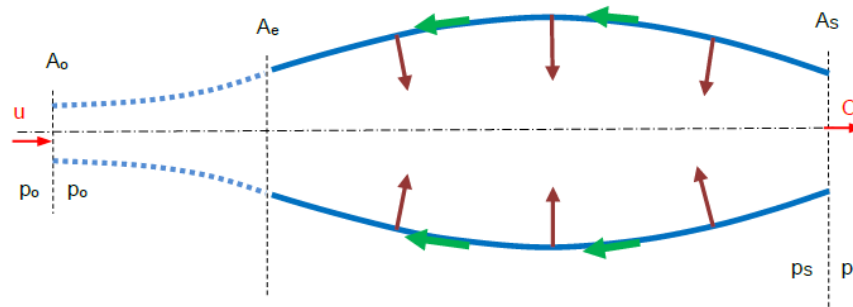


Ilustración 2.3.4 – Volumen de control de un aerorreactor.

Si consideramos un observador móvil junto al motor, este último estaría estático y en su lugar sería el aire el que entraría al aerorreactor con una velocidad  $u$ , la cual es igual en magnitud a la de vuelo. La superficie  $A_o$  es ficticia y está lo suficientemente alejada de la entrada del motor como para que no se modifiquen las líneas de corriente. El tubo de entrada formado por esa superficie y la real de entrada en el aerorreactor produce una difusión, la cual frena el fluido hasta las condiciones reales de entrada.

Hay que considerar también que dicho tubo de entrada es divergente debido a que el flujo es subsónico, si fuera supersónico, primero habría que frenarlo a condiciones subsónicas mediante un conducto convergente, para después llevarlo a las condiciones de entrada mediante el tubo de entrada divergente. También, si el motor estuviera parado, para poder producirse el flujo de gases, el tubo de entrada sería convergente, lo cual expandiría el aire en reposo hasta las condiciones de entrada en la sección  $A_e$ .

### 2.3.4 Conservación de la masa

El flujo de gases que se expulsa a la salida es una mezcla del flujo de aire que entra en el motor más el combustible que se quema, el cual cabe recalcar que tiene la velocidad de vuelo del motor, puesto que se almacena en los depósitos de combustible del vehículo en movimiento.

Si se conocen las condiciones reales de presión  $p_s$ , temperatura  $T_s$ , velocidad  $c_s$  y sección  $A_s$  a la salida del aerorreactor, se puede calcular el flujo de gases a la salida, mediante la ecuación:

$$\dot{m}_g = c_s \cdot \rho_s \cdot A_s \quad (2.3.1)$$

Es interesante especialmente en el análisis de la tobera de salida, sea del tipo que sea, puesto que se cumple cualquier sección de la misma. Hay que tener en cuenta que el mayor flujo que se puede llegar a alcanzar es aquel en el que se cumplen las condiciones de bloqueo sónico. Son importantes en este caso las ecuaciones asociadas a transformaciones termodinámicas en toberas y evaluar las condiciones sónicas tanto de forma reversible como no.

### 2.3.5 Conservación de la cantidad de movimiento

En la ecuación anterior la presión no aparece y en la ecuación de cantidad de movimiento lo hace en forma de derivada. Como a la hora de derivar las constantes desaparecen, no afectará a la derivada el hecho de restar un valor a la presión, tal y como puede ser la presión atmosférica. Por otra parte, las fuerzas de presión sobre las paredes y los esfuerzos de rozamiento poseen tres componentes, una paralela al eje de la superficie de revolución del motor y otras dos perpendiculares entre sí y a la del eje. No obstante, al ser una superficie de revolución, estas dos últimas componentes se anulan entre sí, debido a que son de signo contrario a lo largo de la superficie del interior del motor, al ser simétricas.

Por tanto, la ecuación que buscamos queda de la siguiente forma:

$$\frac{D(\rho c)}{Dt} = \frac{d(\rho c)}{dt} + \frac{c \cdot \partial(\rho c)}{\partial x} = - \frac{\partial(p-p_0)}{\partial x} - \frac{\partial(\tau)}{\partial x} \quad (2.3.2)$$

Donde, como ya se ha dicho, los esfuerzos de presión y rozamiento que ejerce la pared interior sobre el fluido tendrán la dirección de movimiento del motor, es decir, la del eje de la superficie de revolución. También hay que tener en cuenta la fuerza de presión que ejerce el gas en los extremos del volumen de control, así como la atmosférica, en sentido contrario. Por tanto, reordenando, queda la expresión del empuje (intrínseco modificado)  $E_i$  sobre el gas:

$$E_i = \dot{m}_g \cdot c_s + (p_s - p_0) \cdot A_s \quad (2.3.3)$$

Este empuje es la suma de los efectos del ambiente, la presión en los extremos y los esfuerzos en el motor. Por el principio de acción y reacción, esta será la fuerza que produce el movimiento en el vehículo.

Si la tobera está adaptada, la presión de salida es la misma que la atmosférica, por tanto, solo produciría empuje la diferencia de velocidades de entrada y salida y de flujo másico. Idealmente, la potencia del motor sería el empuje por la velocidad de vuelo:  $\dot{W} = E \cdot u$ .

### 2.3.6 Conservación de la energía

Para este apartado, hay que diferenciar dos maneras de analizar el motor, mediante un observador fijo, que ve el motor desde fuera y un observador móvil, solidario a este último.

Primero, como observador fijo. En este caso, lo que veremos será al vehículo con el motor, desplazándose con una velocidad  $u$ . Desde nuestra perspectiva, el aire está en reposo, por lo que no posee energía cinética alguna. No obstante, no pasará lo mismo con el combustible, el cual sí tendrá una energía cinética dependiente de la velocidad. Usando el primer principio de la termodinámica en nuestro sistema, lo que tendremos será lo siguiente:

$$\dot{Q}_{ap} + \dot{E}c_p = N_p + \dot{E}c_s + \Delta\dot{H} \quad (2.3.4)$$

Donde el primer término, el calor aportado, naturalmente, se deberá a la combustión del combustible, entrando en juego su poder calorífico  $H_u$ , su flujo másico  $\dot{m}_g$  y el rendimiento de la cámara de combustión  $\eta_{cc}$ . El término de la energía que entra será el de la entalpía y energía cinética del combustible ( $h_c, u^2/2$ ) multiplicado por su flujo másico y la entalpía del aire a la entrada del aerorreactor  $h_H$  multiplicado por su flujo másico  $\dot{m}_a$ . La potencia propulsiva no se despeja y la energía cinética a la salida es la de los gases de salida,  $\dot{m}_g$ , cuyo valor será la suma del flujo del combustible y del aire. Por último, para completar el término del incremento de entalpía, aparecerá dicha propiedad para los gases de salida,  $h_s$ , por lo que la ecuación se nos queda como:

$$\eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot H_u + \dot{m}_c \cdot \frac{u^2}{2} + \dot{m}_c \cdot h_c + \dot{m}_a \cdot h_H = N_p + \dot{m}_g \cdot \frac{(c_s - u)^2}{2} + \dot{m}_g \cdot h_s \quad (2.3.5)$$

Donde, si consideramos, puesto a su despreciable valor, que la entalpía del combustible  $h_c$  antes de entrar a la cámara de combustión es prácticamente igual a la del aire en la entrada de la turbina  $h_H$ , podemos simplificar la ecuación, quedando de la siguiente forma:

$$\eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot H_u + \dot{m}_c \cdot \frac{u^2}{2} = N_p + \dot{m}_g \cdot \frac{(c_s - u)^2}{2} + \dot{m}_g \cdot \Delta h \quad (2.3.5 \text{ bis})$$

Ahora, si se realiza el mismo balance energético en el caso de un observador móvil, nos fijaremos en que desaparece la potencia propulsiva, ya que desde un punto de vista solidario al vehículo este no se desplaza, sino que es el aire el que tiene una velocidad  $u$ , la cual es la de vuelo en el caso anterior, hacia dentro de la turbina. El flujo calorífico que entra en la turbina se usa para incrementar la energía cinética y la entalpía de los gases. La ecuación queda pues de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{ap} = \dot{E}c_S - \dot{E}c_E + \Delta \dot{H} \quad (2.3.6)$$

Y desarrollando dicha ecuación:

$$\eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot H_u = \dot{m}_g \cdot \frac{c_s^2}{2} - \dot{m}_a \cdot \frac{u^2}{2} + \dot{m}_g \cdot \Delta h \quad (2.3.6 \text{ bis})$$

Por último, para calcular la potencia propulsiva, podemos o bien multiplicar el empuje por la derivada del desplazamiento respecto el tiempo, a partir de la expresión para la derivada del trabajo respecto del tiempo:

$$\frac{dW}{dt} = F \cdot \frac{dx}{dt} \rightarrow N_p = E_i \cdot u \quad (2.3.7)$$

$$N_p = [\dot{m}_g \cdot c_s - \dot{m}_a \cdot u + (p_s - p_0) \cdot A_s] \cdot u$$

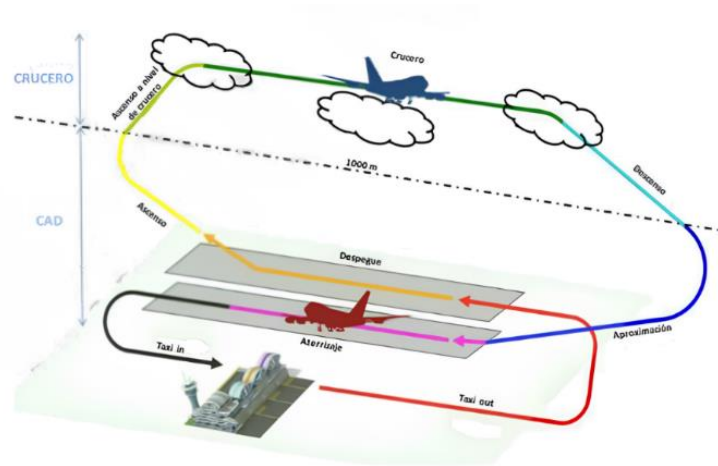
También se puede calcular dicha potencia propulsiva igualando los balances energéticos para los dos observadores distintos, mediante lo cual se obtiene la siguiente expresión:

$$N_p = [\dot{m}_g \cdot c_s - \dot{m}_a \cdot u] \cdot u \quad (2.3.8)$$

En esta última expresión, no aparecen términos de presión. Esto, sin embargo, no es muy importante, ya que en un régimen de funcionamiento normal, la tobera está adaptada, por lo que los términos de presión de la ecuación 2.3.7 se cancelan, igualándose con la ecuación 2.3.8.

### 2.3.7 Ciclo LTO

Para certificar las emisiones de una aeronave, se ha definido un ciclo LTO (lift and take-off) simplificado, de la OACI. Este se usa para certificar las emisiones, aunque en concreto, este fue creado para comparar tecnologías. La mayoría de los experimentos realizados se han realizado para las cargas estipuladas en este ciclo, si bien no todos.



**Ilustración 2.3.5** – Diagrama del ciclo LTO completo, con todas sus fases.

El ciclo que se considerará consiste, básicamente, de cuatro etapas distintas, ordenadas según el grado de carga: la de taxi, en la cual se usa una carga del 7%; la de aterrizaje, en la cual la carga es del 30%; la de ascenso, en la cual es del 85% y, por último, la de despegue, en la cual la carga alcanza su máximo del 100%.

El ciclo LTO real es bastante más complejo que lo explicado en este apartado y tiene más fases distintas, las cuales aparecen en la ilustración 2.3.5. En nuestro caso, como usamos una versión simplificada, se supone superfluo el hecho de explicar cada fase, ya que al final se han hecho experimentos para un número elevado de distintos porcentajes de carga.

### 2.3.8 Modelado de sistemas

El objetivo final de este trabajo, es validar un modelo de la turbina. Para hacerlo, se necesita realizar gran número de experimentos, a fin de comparar las variables obtenidas en diferentes condiciones con las simuladas. En este caso, lo que tenemos entre manos es un problema directo, en el cual los resultados del modelo se obtienen mediante la aplicación de unos valores de entrada y la asignación de unos valores a los distintos parámetros asociados. Si estos son conocidos, el resultado del modelo será igual o muy parecido a la realidad. Si por el contrario no todos los parámetros no

son conocidos, los resultados no estarán acordes a la realidad, por lo que habrá que resolver el problema de forma iterativa.

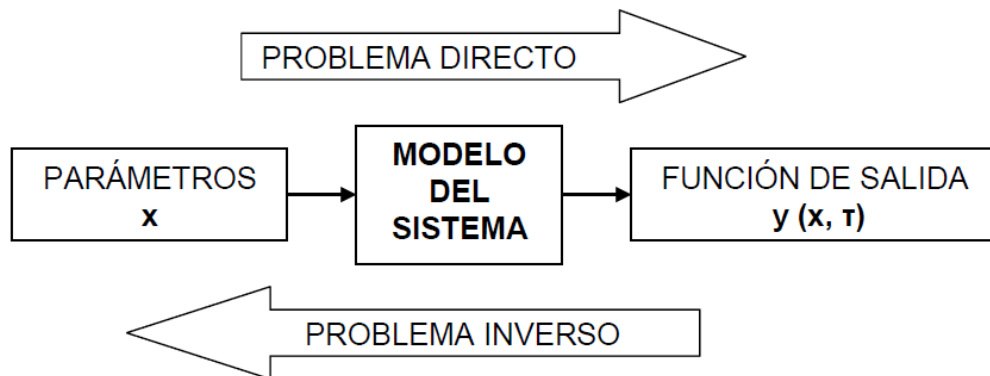


Ilustración 2.3.6 - Esquema de resolución del problema de un modelo.

La manera más fácil de lograr esto es mediante el ajuste de funciones de regresión deducidas de términos estadísticos en un sistema de ecuaciones lineal, compatible y determinado. Si por el contrario se comprobase que este sistema no es lo suficientemente ajustado, se tendrá que evaluar nuevas funciones de aproximación más complejas, no lineales.

Un procedimiento genérico consiste en identificar los parámetros que dan lugar al resultado buscado del modelo y que se ajustan a la realidad. Se empieza estableciendo unos valores desconocidos de dichos parámetros en un rango aceptable, obteniéndose como resultado la respuesta del modelo  $\mathbf{y}(\mathbf{x})$  (temperaturas, humedades, etc., depende del caso) y se compara con la respuesta real  $\mathbf{y}'(\mathbf{x})$ , obteniéndose la función objetivo  $\Psi(\mathbf{x})$  la cual cuantifica la falta de coincidencia entre la ley objetivo y la que proporciona el modelo.

No hay una única forma de cuantificar esta falta de similitud, si bien una buena forma es la siguiente:

$$\Psi(\vec{x}) = \frac{1}{\tau_f - \tau_0} \cdot \int_{\tau_0}^{\tau_f} [y'(\vec{x}, \tau) - y(\vec{x}, \tau)]^2 d\tau \quad (2.3.9)$$

El vector  $\vec{x} \in \mathbf{R}^n$  tiene por componentes todos los parámetros estructurales que pueden ser variados de manera independiente y el vector  $\vec{y} \in \mathbf{R}^n$  las diferentes respuestas posibles del sistema (la respuesta real está en el vector  $\vec{y}^r \in \mathbf{R}^m$ ). La variable generalizada es  $\tau$  (suele ser el tiempo), analizando lo que sucede entre el inicio  $\tau_0$  y el final  $\tau_f$ .

La norma elegida (función cuadrática) es la que presenta, según muchos investigadores, un comportamiento más adecuado para una gran cantidad de distintos problemas de optimización, y por eso se ha elegido. Sin embargo, no hay ningún problema en utilizar otra ley objetivo, siempre y cuando recoja los errores asociados tanto por la parte positiva como en la negativa de la función objetivo.

El problema de diseño dentro de la optimización puede definirse, en lo general, como un problema no lineal con la siguiente formulación:

$$\min \Psi(\vec{x}) \quad (2.3.10.a)$$

sujeto a un conjunto de  $j$  restricciones que se definen como:

$$\Psi_i[y(\vec{x}, \tau), \vec{x}, \tau] \leq 0 \quad ; \quad \tau_0 \leq \tau \leq \tau_f \quad ; \quad i = 1, \dots, j \quad (2.3.10.b)$$

junto a la ecuación de estado del sistema analizado, que relaciona explícitamente  $\mathbf{x}$  y  $\tau$  respecto de  $\mathbf{y}$ .

$$q(\tau, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, \vec{x}) = 0 \quad (2.3.10.c)$$

La solución del problema pasa por encontrar las componentes del vector de parámetros  $\vec{x} \in \mathbf{R}^n$  tal que se minimice la función  $\Psi(\vec{x})$  respetando las restricciones impuestas en la ecuación anterior. Cuando este término converge a un valor mínimo estable, las respuestas real y modelada son muy parecidas, estimándose en ese caso que se ha conseguido simular la realidad con el modelo y que los parámetros obtenidos se asemejan a la realidad.

El criterio de convergencia evalúa distintos valores. Primero, la diferencia entre  $\Psi$  de dos iteraciones consecutivas. También evalúa la diferencia entre los parámetros a optimizar,  $\mathbf{x}$ , entre esas dos iteraciones. A partir de esos datos, se evalúa el valor

del vector gradiente en la iteración actual  $y$ , si su valor es inferior a una tolerancia impuesta (suele ser igual a  $10^{-6}$ ) se alcanza la convergencia.

El procedimiento se sigue en métodos de optimización no lineales como el método de Newton sobre un desarrollo de la función  $\Psi$  en series de expansión de Taylor de segundo orden. No obstante, hay mejores estrategias de búsqueda que mejoran la convergencia y minimizan los tiempos de computación, así como los errores. Hay que tener en cuenta que los métodos son altamente dependientes de la continuidad de la función objetivo, por lo que evaluar la derivada de dicha función es crucial.

Un algoritmo genérico para optimizar los parámetros se puede ver en la siguiente figura:

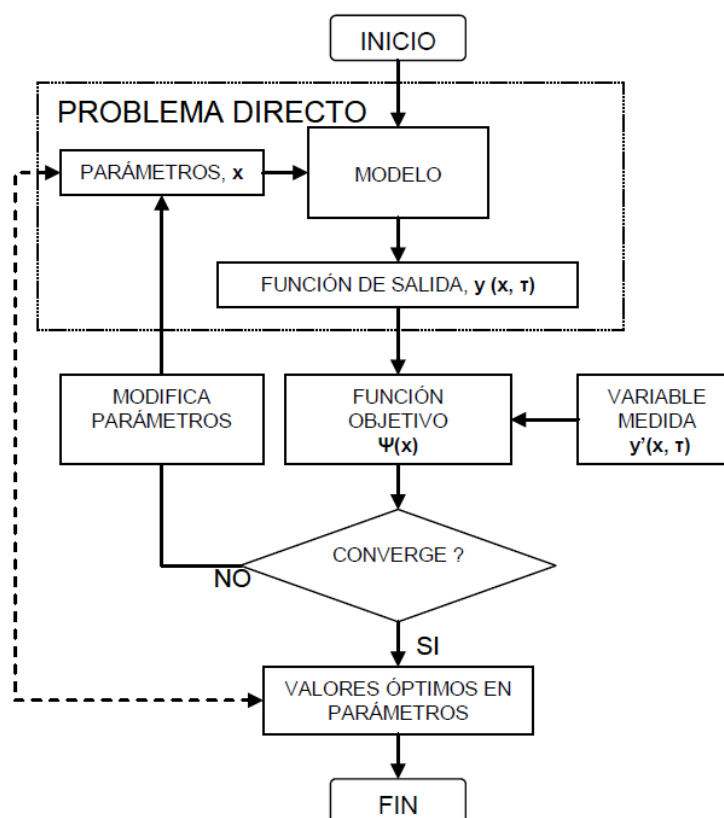


Ilustración 2.3.7 – Algoritmo de optimización para encontrar los parámetros.

### 3 MATERIAL

#### 3.1 Motor a reacción

La turbina ha sido adquirida de la empresa **AMT Netherlands**, la cual se encuentra en los países bajos. El motor es el **Olympus HP con arranque directo por queroseno**, y, siendo más concretos, es una versión con un agregado, una larga tubería de plástico negro, la cual será explicada más adelante.

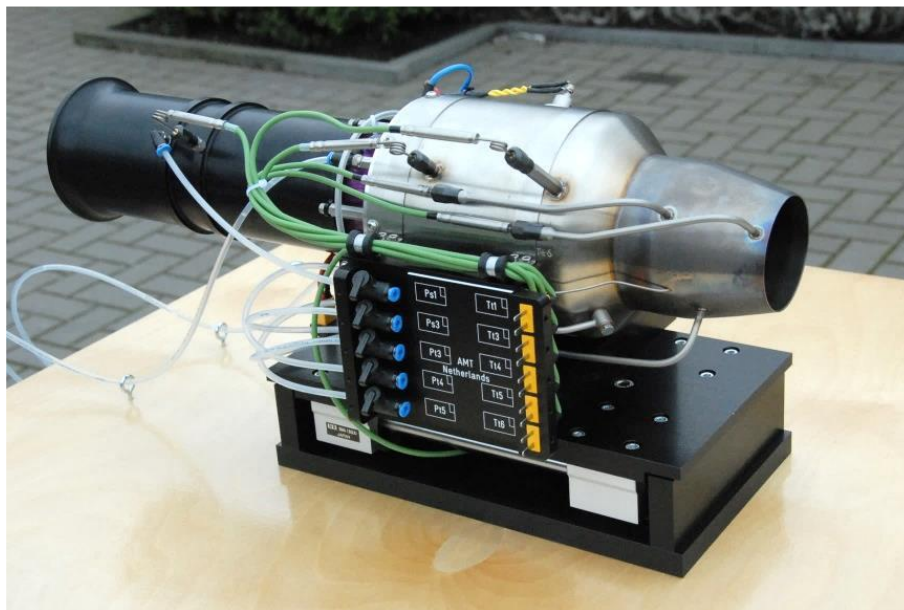


Ilustración 3.1.1 - Motor Olympus HP, imagen proporcionada por la compañía AMT Netherlands.

El motor puede usar distintos combustibles, en nuestro caso, usaremos **queroseno** de aviación mezclado con aceite de turbinas **Aeroshell 500**, el cual se mezclará con el combustible a una proporción del 5%. Este aceite lubricará las partes del motor, puesto que parte del combustible no se quema y se usa directamente como lubricante.

Las especificaciones técnicas del motor son proporcionadas por la compañía en el manual de instrucciones y se mostrarán en la siguiente tabla:

Tabla 3.1 – Especificaciones técnicas por el fabricante.

Diámetro	130 mm
Longitud	374 mm
Peso de la turbina	2900 g
Empuje en condiciones de diseño	230 N
Empuje a ralentí	10 N
Relación de presiones en condiciones de diseño	3,8:1
Flujo másico en condiciones de diseño	450 g/s
Velocidad de giro de diseño	108,5 krpm
Velocidad de giro máxima permitida	112 krpm
Temperatura del escape	700 °C
Temperatura máxima del escape	750 °C
Flujo másico de combustible en condiciones de diseño	640 g/min

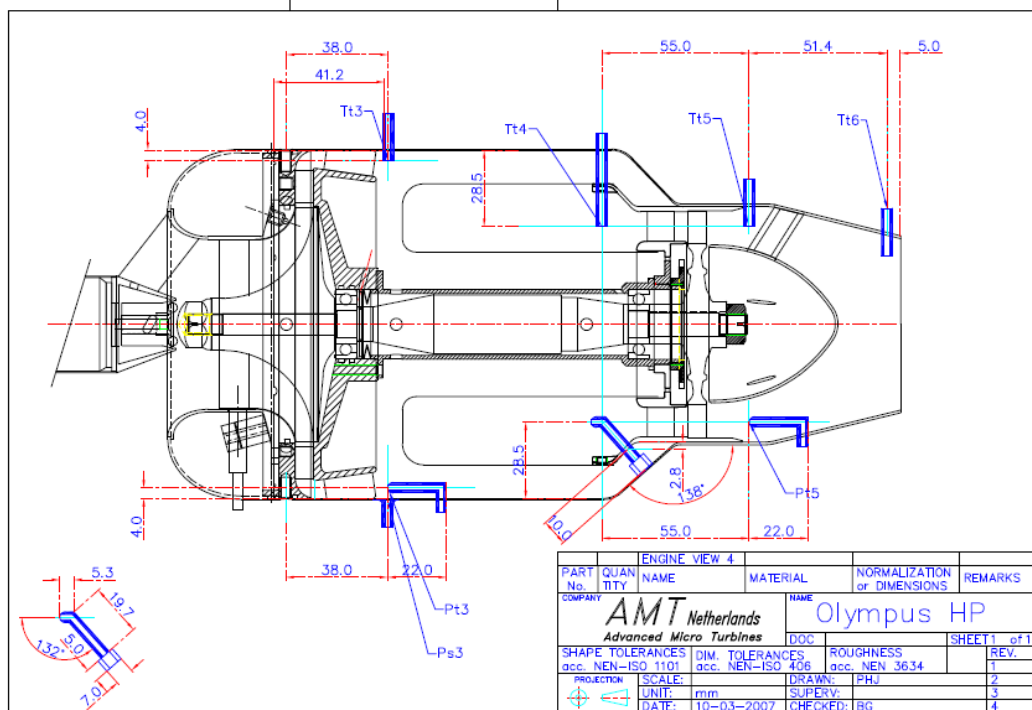


Ilustración 3.1.2 – Plano del motor Olympus HP.

Ahora, se pasará a explicar las características de las distintas partes del motor:

### 3.1.1 Toma dinámica

La toma dinámica, la cual está fabricada de plástico negro, es un añadido opcional, el cual se empezó a manufacturar en 2016 por la compañía **AMT Netherlands**.



**Ilustración 3.1.3** – Imagen del modelo en posesión de la Universidad, donde se ve el tubo de entrada en primer plano.

Su función es la de proporcionar dos sensores adicionales, **Tt1** y **Ps1**, los cuales nos dan los valores de la temperatura y la presión estática respectivamente en la entrada, por lo que tenemos datos para calcular el flujo másico. El fabricante nos proporciona una gráfica con los valores del flujo másico a distintas velocidades de giro:

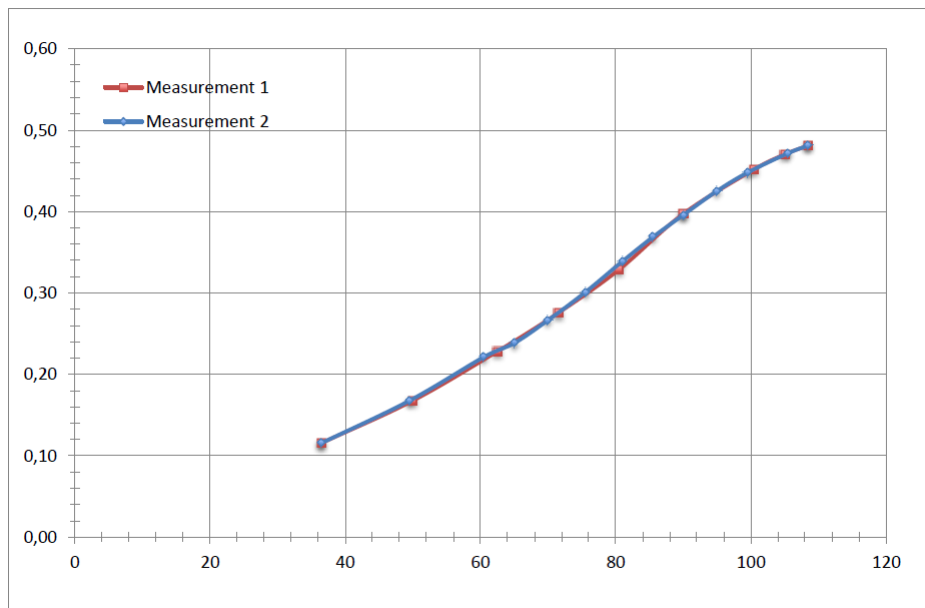


Ilustración 3.1.4 – Gráfica del flujo másico en kg/s frente a la velocidad de giro, en krpm.

### 3.1.2 Compresor

El compresor del motor, el cual es centrífugo, aspira el aire y lo comprime para hacerlo entrar en la cámara de combustión. En el arranque, es accionado por un motor eléctrico.

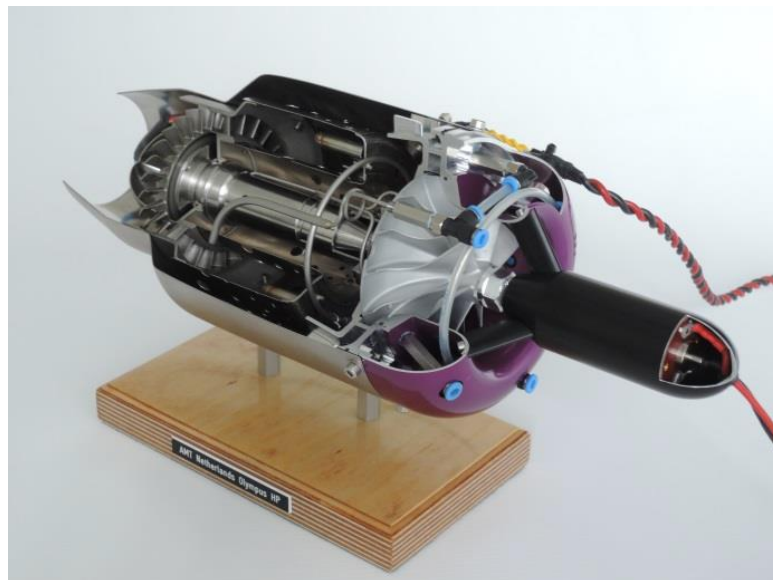


Ilustración 3.1.5 – Modelo del motor Olympus HP con un corte, en el cual se puede ver el compresor y el motor eléctrico usado para accionarlo.

Hay que recalcar que los sensores asociados al compresor son el **Tt3**, el **Ps3** y el **Pt3**, los cuales nos dan los valores respectivos de temperatura, presión estática y presión total a la salida del compresor.

El fabricante proporciona el mapa de funcionamiento del compresor, puesto que no siempre funcionará bajo las mismas condiciones, ya que el motor ha de funcionar a distintas cargas. En dichas curvas, se representa el estado de funcionamiento del motor dependiendo de varios parámetros: la relación de compresión, la velocidad de giro y el rendimiento.

El mapa del compresor, suministrado por el fabricante, se ha digitalizado, como se ve en la figura adjunta:

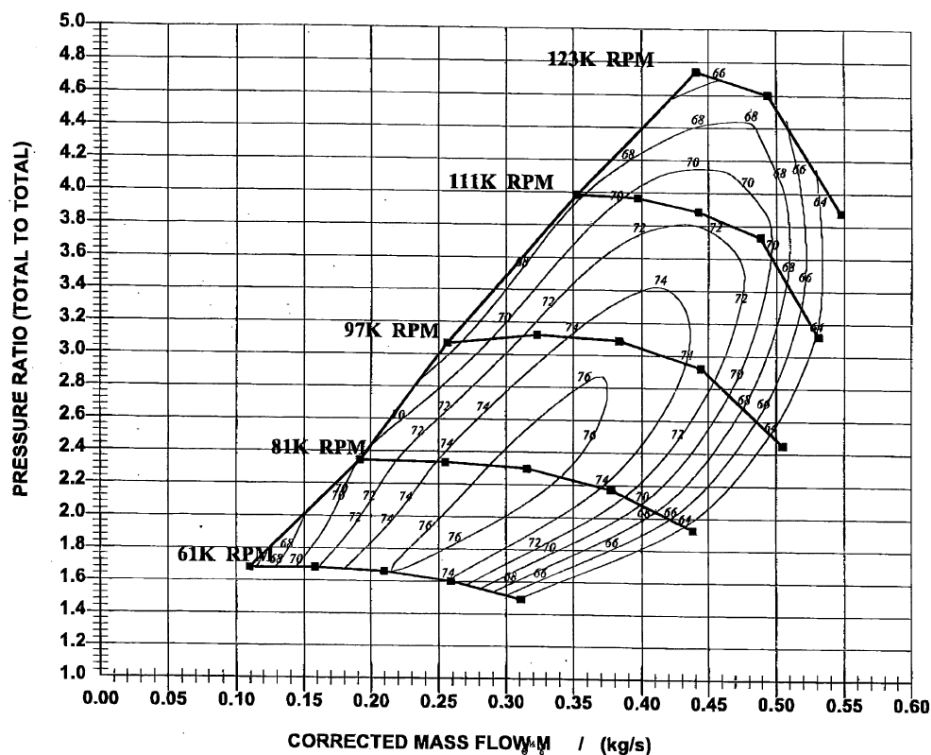


Ilustración 3.1.6.a – Mapa del compresor suministrado.

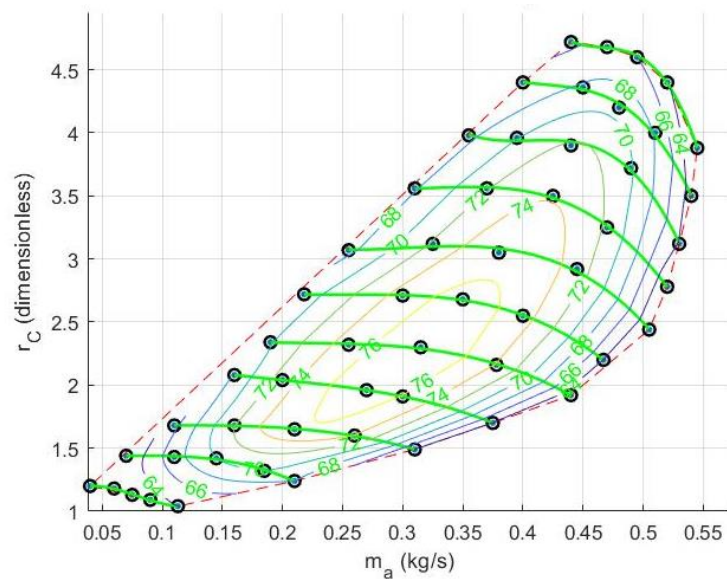


Ilustración 3.1.6.b – Mapa del compresor digitalizado.

### 3.1.3 Cámara de combustión

La cámara de combustión se dedica a mezclar el aire con el combustible y producir la ignición. Es importante denotar que no todo el combustible se quema, puesto que parte de él se usa como lubricante.

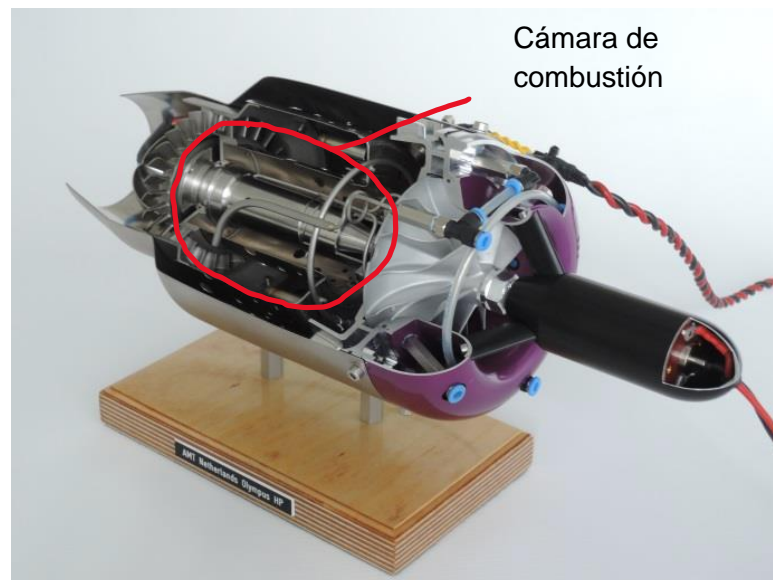


Ilustración 3.1.7 – Motor con la cámara de combustión resaltada.

El combustible se pulveriza para mezclarlo con el aire, para posteriormente ser encendido mediante una bujía. Esto produce un incremento en la temperatura y la

entalpía del ahora flujo de gases, lo cual nos dará la energía necesaria para accionar la turbina y también producir empuje.

Hay que destacar también que en la cámara de combustión se producen unas pérdidas de presión que hay que tener en cuenta. Los sensores asociados a la salida de la cámara son el **Tt4** y el **Pt4**, respectivamente para la temperatura y la presión total.

### 3.1.4 Turbina y tobera

La turbina del motor, la cual es axial, se dedica a accionar el compresor al extraer energía del flujo de los gases de escape. Esto es necesario para lograr que el ciclo que realiza el motor sea autosuficiente y se pueda desconectar el motor eléctrico.

La tobera cumple la función de acelerar el flujo de los gases de escape con el objetivo de producir un mayor empuje.

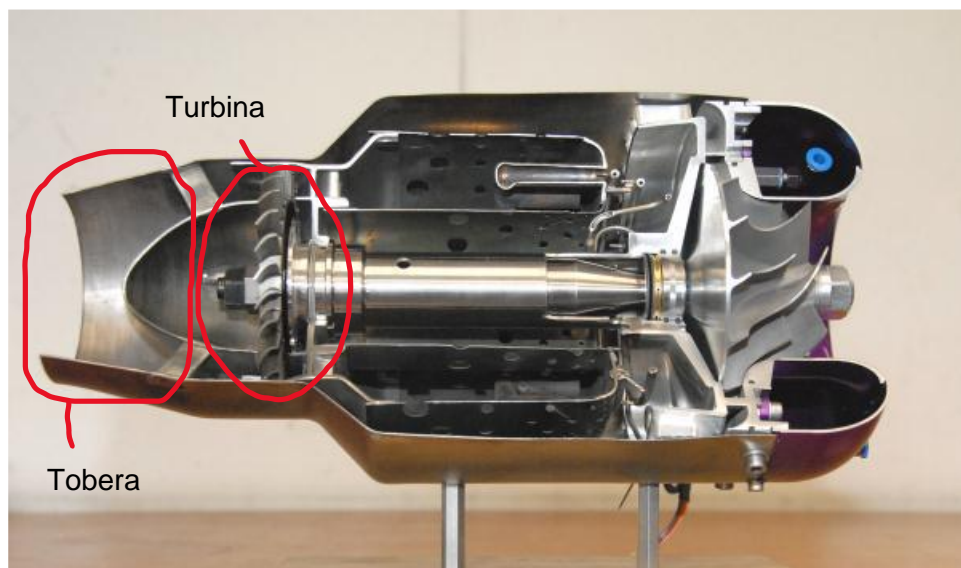


Ilustración 3.1.8 – Corte con la turbina y la tobera resaltadas.

Los sensores asociados a este conjunto son el sensor **EGT**, el cual viene de serie y mide la temperatura de los gases de escape en la mitad de la tobera y los sensores **Tt5**, **Pt5** y **Tt6**. Estos últimos sensores miden, respectivamente, la

temperatura a la salida de la turbina, la presión total a la salida de la turbina y la temperatura a la salida de la tobera.

### 3.2 Banco de ensayos

El banco de ensayos es el conjunto del motor, la mesa, los medidores y gran diversidad de otros elementos, todos necesarios para la correcta realización de los ensayos y para la medición de los distintos valores y parámetros de interés. Como este trabajo es una continuación del anterior, el cual fue de puesta a punto del banco de ensayos, no siendo este el principal enfoque de este texto, se explicarán de forma superficial, resaltándose sobre todo las partes más importantes.



Ilustración 3.2.1 – Banco de ensayos.

### 3.2.1 Mando de control y Engine Data Terminal

El mando de control tiene dos elementos, el interruptor y el acelerador y es el elemento que controla el arranque, la parada y el porcentaje de carga. El interruptor tiene tres posiciones: parada de emergencia, parada automática y posición de arranque. Respectivamente, sirven para detener inmediatamente el ciclo por razones de seguridad, para parar la turbina de manera normal y para arrancar la turbina. El acelerador, además de modular el grado de carga, sirve para acceder a funciones especiales tales como el cebado de las líneas de combustible.



Ilustración 3.2.2 – Mando de control.

La Engine Data Terminal o EDT nos muestra diversos parámetros cuando está funcionando la turbina, como grado de carga, temperatura de los gases de escape o velocidad de giro. Es básicamente un terminal donde se muestran los datos relevantes de la turbina, así como su estado (funcionamiento, calibración, ...).



Ilustración 3.2.3 – EDT.

### 3.2.2 Unidad central

La unidad central es la caja blanca debajo del tablero del banco de ensayos. En ella está instalada la ECU (Electronic Control Unit), la cual regula que no se superen los valores límite de velocidad de giro y temperatura y distintos elementos importantes para el banco de ensayos.



Ilustración 3.2.4 – Parte frontal de la unidad central.

En la parte frontal, principalmente, nos encontramos con el medidor de empuje, el cual nos muestra la fuerza de empuje que ejerce la turbina. También, debajo, encontramos distintos elementos: El interruptor de encendido – apagado, un piloto que se brilla si la unidad está encendida, un fusible, el interruptor de la salida del aire, el botón CTF, el cual sirve para diversas funciones especiales y una salida para mando de control.



Ilustración 3.2.5 – Unidad central, de frente y por dentro.



Ilustración 3.2.6 – ECU.

### 3.2.3 Sistema de distribución de combustible

El sistema de distribución de combustible de la turbina empieza, naturalmente, por el depósito de combustible, el cual es una garrafa de veinte litros anclada a la parte inferior del banco, con un tapón modificado con unos agujeros para poder introducir la tubería de succión y la de retorno.



Ilustración 3.2.7 – Depósito de combustible.

En la anterior ilustración también se pueden observar los filtros de combustible y de aire, los cuales sirven para mantener el combustible sin impurezas.

Para impulsar el combustible se usa una bomba eléctrica, la cual se encuentra en la parte inferior del banco. Se encuentra al lado de un caudalímetro, el cual nos proporciona el importante dato que es el flujo volumétrico de combustible.



Ilustración 3.2.8 – Conjunto de bomba más caudalímetro.

Posteriormente, para conectar el circuito con el motor, banco cuenta con distintas conexiones, de aire, combustible y retorno de combustible. Las distintas líneas son:

- Fuel output: Esta línea está conectada a la entrada F en el motor y es la línea de combustible normal.
- IGN output: Esta línea está conectada a la entrada G del motor, y es la línea de ignición.
- Air output: Esta línea está conectada a la entrada A del motor.
- Fuel return: Esta línea se usa para el proceso de cebado. Su función es la de hacer recircular el combustible por el circuito, para ello, previamente se le ha de conectar la línea F o G y haber colocado el acelerador en la posición pertinente, 50% para la línea F o 60% para la G.



Ilustración 3.2.9 – Conexiones de combustible.

Para finalizar, para poder ver el valor de caudal, tenemos el lector de caudal, el cual nos proporciona el valor en centímetros cúbicos por minuto.



Ilustración 3.2.10 – Lector de caudal.

### 3.2.4 Sensores

El banco de ensayos tiene una serie de sensores preinstalados, los cuales nos proporcionan el valor de diversas magnitudes de interés. Son el sensor de la temperatura de los gases de escape o sensor EGT, el sensor de la velocidad de giro y la célula de carga, para conocer el empuje.

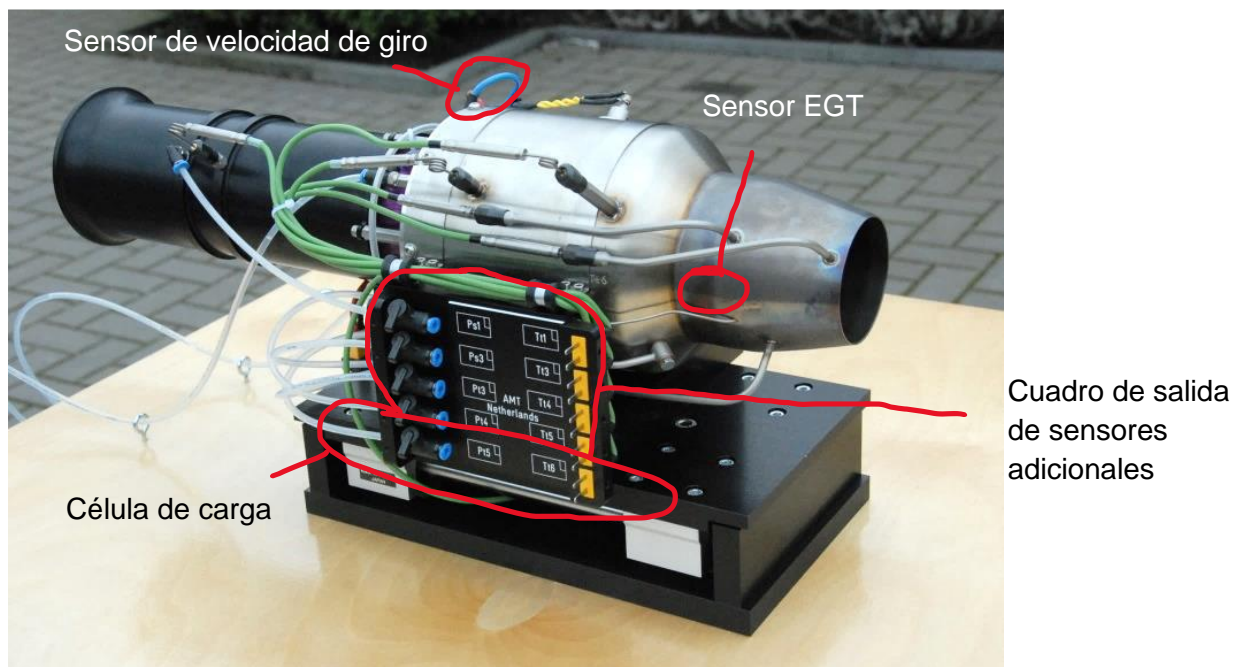


Ilustración 3.2.11 – Imagen de la turbina con los distintos sensores marcados.

El sensor de temperatura es un sensor de tipo K. El sensor de velocidad de giro funciona mediante la inducción en él mismo de una corriente eléctrica que produce la variación del campo magnético en la bobina producido por el giro del compresor. Por último, la célula de carga produce una variación en una corriente eléctrica en función de la deformación que sufre a raíz de la fuerza que experimenta.

El modelo que adquirió la universidad, además de estos sensores ya mencionados, tiene otros instalados, los cuales ya han sido explicados en el apartado 3.1. Estos sensores están conectados al cuadro marcado en la imagen 3.2.10 y es en dicho cuadro donde se han de conectar los distintos dispositivos de medición. Para las distintas conexiones de presión, para no estar continuamente conectando y desconectando el manómetro, ya que solo se disponía de uno, se usó un adaptador, gracias al cual solo hay que abrir y cerrar la respectiva salida que se quiera medir.

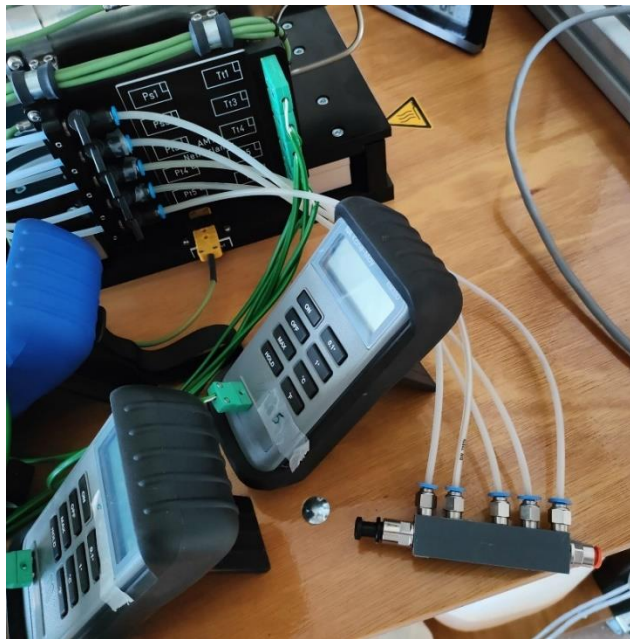


Ilustración 3.2.12 – Adaptador de los tubos de presión conectado al panel.

### 3.3 Termómetros utilizados

Se han utilizado tres termómetros distintos, si bien todos comparten la mayoría de características. Los termómetros utilizados son los *DTM-305* y *DTM-307*, de **TEPCEL** y el termómetro *KM330*, de **KANE**. Los tres modelos comparten gran

cantidad de características comunes: se usan con termopares de tipo K, tienen un rango de medición desde  $-50^{\circ}\text{C}$  a  $1300^{\circ}\text{C}$ , así como una precisión prácticamente equivalente. La diferencia principal entre ellos es que, mientras los otros dos modelos solo tienen una entrada, el *DTM-307* cuenta con dos. En la ilustración 3.2.11 se ve el modelo *KM330*.



Ilustración 3.3.1 – Termómetro **TEPCEL** *DMT-307*.

### 3.4 Manómetro digital C.A. 850

El modelo usado para medir las presiones es el *C.A. 850*, fabricado por **Chauvin Arnoux** y es un manómetro diferencial. Puede medir en distintas unidades, entre las cuales está el bar, la unidad que usaremos. Tiene un rango de medición de  $-6,89$  bar a  $6,89$ ; una presión máxima de  $10,34$  bar y una resolución de  $0,000689$  bar.



Ilustración 3.4.1 – Manómetro **C.A. 850**.

### 3.5 Analizador de gases de combustión *Testo 350*

Para analizar las emisiones, se ha usado el analizador de humos *Testo 350*. Este aparato tiene dos elementos principales: la caja analizadora, la cual es la que se encarga de succionar los gases que provienen de la lanza y analizarlos y la unidad de control, la cual funciona prácticamente como un ordenador, puesto que es hasta capaz de almacenar los ensayos y es lo que nos permite elegir el tipo de ensayo. Cuenta hasta con una impresora portátil, la cual imprime un ticket con toda la información del ensayo. El analizador de humos es portátil, por lo que no es necesario tenerlo conectado a la corriente. La lanza usada nos permite medir hasta una temperatura superior de 1000°C.



**Ilustración 3.5.1** – Analizador de humos *Testo 350*.



Ilustración 3.5.2 – Ticket impreso.

### 3.6 Bomba calorimétrica

Para calcular el poder calorífico superior del combustible usado, el cual es queroseno mezclado con aceite, se ha requerido el uso de una bomba calorimétrica, en concreto, el calorímetro *Parr 6050*.

Ilustración 3.6.1 – Bomba calorimétrica *Parr 6050*.

La bomba posee dos recipientes:

El recipiente de la combustión, donde se introducen el combustible y una cantidad de oxígeno presurizado para facilitarla. El combustible se deposita en un cazo el cual está suspendido dentro del recipiente. Para producir la combustión se hace pasar una corriente eléctrica entre dos electrodos, la cual quema un hilo de algodón conectado al combustible.

La cubeta, la cual se rellena con el agua que se calentará, lo cual nos permitirá conocer el calor liberado, puesto que el recipiente de la combustión también se introduce dentro de la cubeta, quedando sumergido en el agua. La cantidad de agua necesaria es de un kilogramo.



**Ilustración 3.6.2 – Cubeta.**

La circulación de aire comprimido se controla mediante una válvula solenoide, la cual se abre o cierra dependiendo de una corriente eléctrica. Otro elemento importante es el motor agitador, el cual se activa durante un ensayo para asegurar una homogénea distribución del calor en el agua de la cubeta.

Como en un ensayo de esta clase es fundamental conocer las masas que se ponen en juego, se han usado dos balanzas:

Para medir algunas masas que requieran de una menor exactitud, como el kilogramo de agua que se le ha de añadir a la cubeta, se ha usado la balanza *HCK* de

**COBOS**, en concreto, el modelo *HC-3K*. Tiene una precisión de un gramo, suficiente para lo que se necesita.



Ilustración 3.6.3 – Balanza *HC-3K*.

Para medir cantidades que requerían de una mayor exactitud, se utilizó la balanza analítica *Boeco BAS 31 plus*, de la empresa **BOECO Germany**. Esta balanza tiene una precisión de una décima de miligramo y se usó, especialmente, para medir las cantidades de combustible que se iban a ensayar. También tiene un nivel instalado en la parte posterior y patas regulables, para conseguir que el plato esté completamente horizontal y las mediciones sean más fiables.

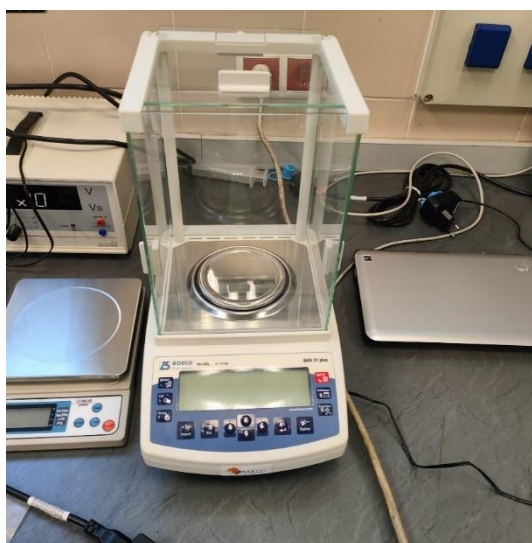


Ilustración 3.6.4 – Balanza *Boeco BAS 31 plus*.

### 3.7 Cámara termográfica *Flir i3*

Para medir la diferencia de temperaturas correctamente en ciertos puntos de la turbina, fue necesaria la utilización de una cámara termográfica. La cámara usada fue de la compañía **Flir**, en concreto el modelo *i3*, el cual permite hacer una fotografía termográfica y enviarla a un ordenador, si bien dichas imágenes tienen una resolución muy reducida. Posee una resolución de 60 x 60 píxeles, un campo de visión de 12,5°, una sensibilidad inferior a 0,15°C a 25°C y un rango de temperaturas de -20°C a 250°C.



Ilustración 3.7.1 – Cámara termográfica *Flir i3*.

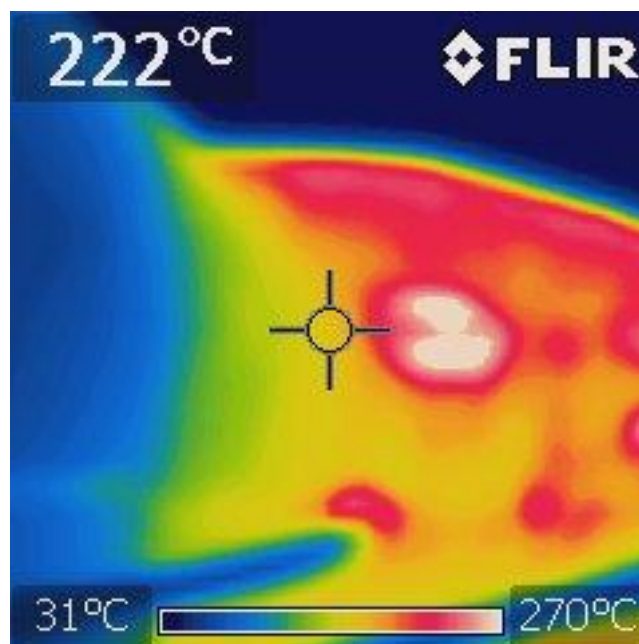


Ilustración 3.7.2 – Fotografía tomada por la cámara.

### 3.8 Cámara termográfica *Flir T335*

La cámara termográfica *Flir T335* es una cámara termográfica capaz de grabar vídeos, además de enviarlos a un ordenador. Tiene una resolución de 320 x 240 píxeles. Se puede montar sobre un trípode y es capaz de hacer fotografías normales, además de estar equipada con un láser. Posee una sensibilidad térmica de 0,05°C a 30°C y su rango de temperaturas va desde -20°C a los 650°C.



Ilustración 3.8.1 – Cámara termográfica *Flir T335*.

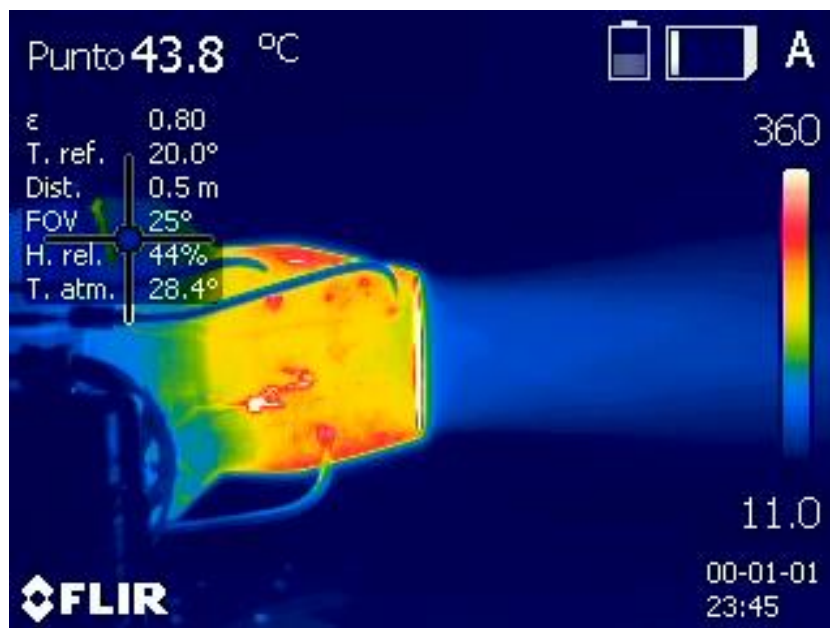


Ilustración 3.8.2 – Fotograma del vídeo grabado por la cámara termográfica.

### 3.9 Estación meteorológica *Technoline WS6762*

Para poder medir las condiciones ambientales, se ha usado una estación meteorológica, en concreto, el modelo *Technoline WS6762*, el cual consta de dos sondas, una para colocarla en el exterior y la otra para colocarla en interiores. Esto nos permite conocer los valores de temperatura, humedad relativa y presión con exactitud, tanto en interior como en exterior.

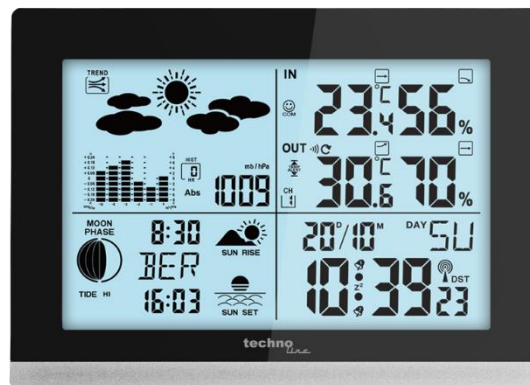


Ilustración 3.9.1 – Estación meteorológica *Technoline WS6762*.



## 4 MÉTODOS

### 4.1 Procedimiento para realizar un ensayo con la turbina

Este apartado no se desarrollará mucho, puesto que fue bien explicado en el trabajo del año pasado, habiéndose seguido las instrucciones redactadas el año pasado para realizar los ensayos de este año. El proceso tiene varias partes:

#### 4.1.1 Cebado

Es buena práctica hacer el proceso de cebado antes de ensayar la turbina para asegurar que no haya burbujas de aire en el circuito del combustible. Para hacer el cebado, el mando de control ha de estar en la posición de **Emergency Stop** y se deben de desconectar o bien la línea **F** (y poner el acelerador en **50%** de carga) o la línea **G** (en este caso, **60%**) y conectarlas a **Fuel Return**. Acto seguido, se presionará el botón **CTF** de la unidad central y, tras unos segundos, se accionará la bomba que hará recircular el combustible por la línea elegida.



Ilustración 4.1.1 – Unidad central con el botón CTF resaltado.

#### 4.1.2 Proceso de encendido

Para encender el motor, primeramente, deberá de estar el interruptor en la posición de **Emergency Stop** y el acelerador al mínimo posible. Posteriormente, se cambiará la posición del interruptor a **Running Position**, para que después la turbina empiece el proceso de arranque.

En dicho proceso, primero la ECU hará cinco pitidos. Cuando terminen, el motor eléctrico empezará a girar la turbina y, cuando se supere la velocidad de giro de 3000 rpm, se activará la bomba de combustible.

Acto seguido, cuando se detecte que la temperatura de los gases de escape a aumentado 5°C desde el inicio de la secuencia, la línea de combustible principal se abrirá y el motor eléctrico girará al máximo. Después, la ECU, automáticamente, subirá la velocidad de giro a 50000 rpm para calibración y, después de unos instantes, bajará a 36000 rpm, el cual es el punto de ralentí. La turbina entonces ya podrá ser controlada con el acelerador.

#### 4.1.3 Mediciones

Una vez tengamos la turbina bajo nuestro control y pongamos el grado de carga que nos interese medir, el proceso de medición es muy simple, puesto que la mayoría de sensores ya están colocados. Hay que apuntar los valores de distintos indicadores:

- Las condiciones ambientales de la estación meteorológica.
- El valor de empuje en kgf que se muestra en del indicador de la unidad central.



**Ilustración 4.1.2** – Unidad central con el medidor de empuje resaltado.

- El valor de velocidad de giro en krpm, de temperatura de los gases de escape y de grado de carga de la EDT.



**Ilustración 4.1.3** – EDT con los valores de EGT, RPM y porcentaje de carga.

- El valor de flujo volumétrico de combustible en cc/min del lector de caudal.
- Los valores de presión y temperatura de los distintos termómetros y el manómetro, sin olvidarnos que hay que ir abriendo y cerrando las distintas salidas de presión conforme se vayan apuntando sus valores, ya que están todas conectadas al mismo adaptador:



**Ilustración 4.1.4** – Estación con los termómetros.



**Ilustración 4.1.5** – Barómetro junto al lector de caudal.

- Por último, hay que medir las emisiones. Para ello, hay que configurar el analizador de emisiones para medir turbinas y el combustible que se esté utilizando, haber realizado el cero de antemano y colocar la lanza a la salida de la turbina. Para no tener que sujetar la lanza, se le realizó un taladro a un listón que se sujetó al banco con unos sargentos. La lanza se introducía por el agujero para quedar sujeta justo a la salida de la turbina. Una vez que esté todo colocado y hayamos visto en el visor que se han estabilizado los valores de las emisiones, podemos imprimirlos en un ticket.



Ilustración 4.1.6 – Ticket impreso por el analizador.

#### 4.1.4 Apagado

Para apagar la turbina, el procedimiento es tan simple como poner el interruptor del mando de control en la posición de **Auto Stop**, aunque previamente es buena práctica que se ponga el acelerador en la posición a ralentí. Cuando se coloque el interruptor en esta posición, automáticamente la turbina se regulará a estar al 30% de carga, hasta que se estabilicen los gases de escape. Acto seguido, se parará el motor. La ECU también encenderá el motor eléctrico a intervalos para ayudar a refrigerar la turbina.

#### 4.2 Procedimiento de cálculo del ciclo

Se procederá a explicar el procedimiento de cálculo del ciclo. En este caso, el cálculo empieza por la tobera. Básicamente, lo que se busca es hacer un balance en la tobera para obtener el flujo másico. Después, con este valor y restándole el flujo másico de combustible se pasará a resolver el ciclo termodinámico desde el principio, para luego comparar las pérdidas en la cámara de combustión y su rendimiento con el que se obtiene con el análisis de las emisiones. Lo que se busca es la modificación de parámetros con el objetivo de esas pérdidas concuerden.

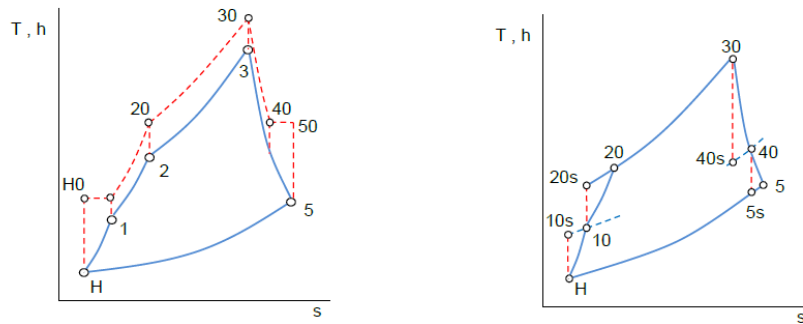


Ilustración 4.2 – Ciclo termodinámico en un aerorreactor.

### 4.2.1 Evaluación de la tobera

Primero de todo, nuestro procedimiento de cálculo analiza las posibles pérdidas de calor en la tobera. Dicha tobera tiene que ser modelada geoméricamente a conciencia, para poder realizar los distintos cálculos necesarios, ya que es fundamental conocer las distintas secciones.

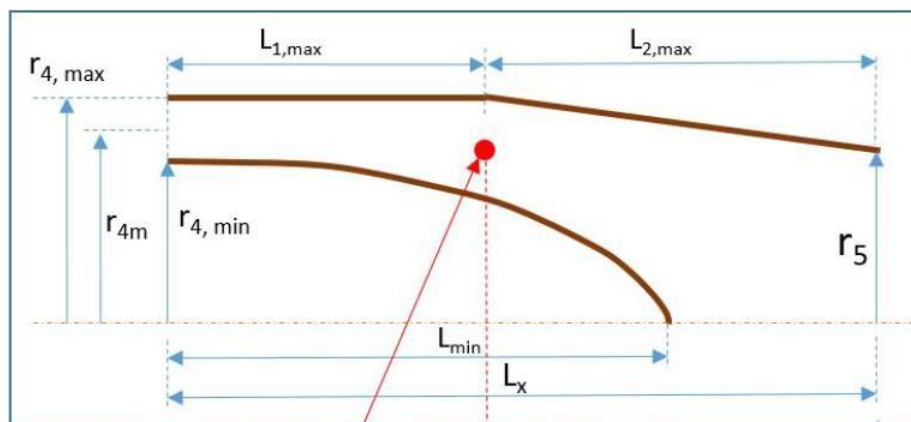


Ilustración 4.2.1 – Esquema de la geometría de la tobera.

El primer paso es analizar las posibles pérdidas de calor en la tobera. Tenemos dos sensores para la temperatura de los gases en la misma, **EGT** (K) y **Tt6** (K). También, en el ciclo, tenemos dos puntos a los que atribuir dichos valores, **T40** (K) y **T50** (K). Hay que tener en cuenta la posible disparidad entre las mediciones. Por ello, el procedimiento a seguir dependerá de la diferencia entre las mediciones de dichos sensores:

Si la diferencia de temperaturas es despreciable,  $T_{40}$  será igual a  $T_{50}$ , tomando el valor del mínimo entre **EGT** y **Tt6**, los cuales serán casi iguales. Por tanto, no se considerarán pérdidas de calor en la tobera, resultando esta adiabática.

Por el contrario, si la diferencia de temperaturas es considerable, se deberá de establecer un valor distinto en ambas. Un problema el cual nos encontramos es que, en realidad, los puntos medidos no se encuentran exactamente en la sección que se considera para el cálculo. Por ello, habrá que interpolar dichos valores, en este caso linealmente.

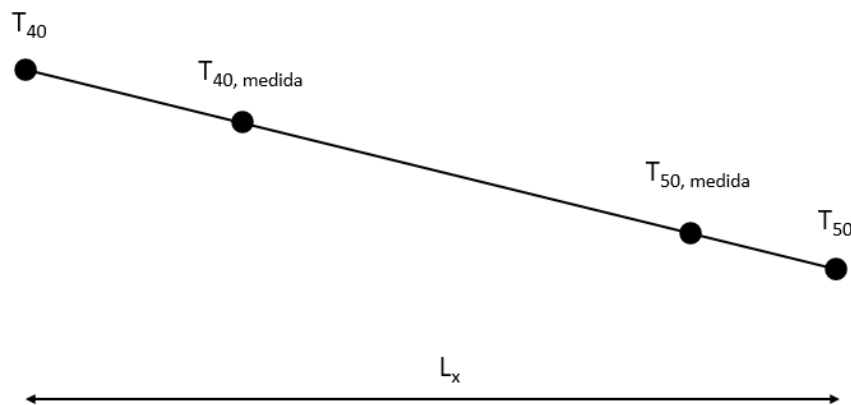


Ilustración 4.2.2 – Esquema de interpolación.

Para hacerlo, lo que se hará será definir dos proporciones en relación a las secciones de cada punto,  $S_4$  ( $m^2$ ) para la sección del punto 4,  $S_{4m}$  ( $m^2$ ) para la sección del punto de medida 4 (**EGT**),  $S_5$  ( $m^2$ ) para la sección del punto 5 y  $S_{5m}$  ( $m^2$ ) para la sección del punto de medida 5:

$$rS_{4-4m} = \frac{S_4 - S_{4m}}{S_{4m} - S_{5m}} \quad (4.2.1)$$

$$rS_{5m-5} = \frac{S_{5m} - S_5}{S_{4m} - S_{5m}}$$

Y, con estas relaciones, estableceremos las temperaturas totales que buscamos:

$$T_{40} = EGT + rS_{4-4m} \cdot (EGT - Tt6) \quad (4.2.2)$$

$$T_{50} = Tt6 - rS_{5m-5} \cdot (EGT - Tt6)$$

Una vez hecho esto, para proseguir, deberemos de calcular el flujo másico de salida. No obstante, hay un importante punto a tener en cuenta: la contracción que sufren los gases a la salida de la tobera, lo cual modifica un poco el área de salida. No es muy significativa, pero bien puede causar que el área de salida sea distinta al analizar ese punto en términos estáticos o totales. Por tanto:

$$r_5 = r_{50} \cdot (1 - 0,01 \cdot ContrG); S_5 = \pi \cdot r_5^2 \quad (4.2.3)$$

Con  $r_5$  y  $r_{50}$  con metros como unidad.

Ahora, pasamos a calcular el flujo másico, la temperatura estática del punto 5 y la velocidad de salida, partiendo de que conocemos el empuje  $E$  (N) y la presión en el punto 5,  $p_5$  (P) la cual es igual a la atmosférica, además del calor específico a presión constante y la constante de los gases ideales reducida de los gases de salida:

$$E = \dot{m}_g \cdot c_5; \dot{m}_g = c_5 \cdot \rho_5 \cdot S_5; T_{50} = T_5 + \frac{c_5^2}{2 \cdot c_p}; \rho_5 = \frac{p_5}{T_5 \cdot R} \quad (4.2.4)$$

Por lo que, sustituyendo en la expresión del empuje el valor del flujo másico en función de la velocidad y despejando en la ecuación de la temperatura:

$$T_5 = \frac{T_{50}}{\left(1 + \frac{E \cdot R}{2 \cdot c_p \cdot p_5 \cdot S_5}\right)} \text{ (K)} \quad (4.2.5)$$

Con  $c_p$  y  $R$  como J/(kg·K)

Con este valor de temperatura, usando las distintas ecuaciones 4.2.4 podremos sacar el valor de los datos que nos faltan, como son  $\dot{m}_g$  (kg/s),  $c_5$  (m/s) y  $\rho_5$  (kg/m<sup>3</sup>). Una vez hecho eso, podremos sacar datos de consumo de combustible  $\dot{m}_c$  (kg/s) y flujo de aire  $\dot{m}_a$  (kg/s):

$$\dot{m}_c = V_c \cdot \rho_c; \dot{m}_a = \dot{m}_g - \dot{m}_c; F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (4.2.6)$$

Donde cabe destacar que la masa de combustible que aparece en las ecuaciones 4.2.6 no es la total, sino la fracción que se destina a ser quemada, puesto que parte del combustible total se usa para lubricación.

Con estos valores, podemos sacar el resto de propiedades totales, como la presión del punto 50:

$$p_{50} = p_5 \cdot \left( \frac{T_5}{T_{50}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{ (Pa)} \quad (4.2.7)$$

Otro método de calcular correctamente la temperatura del punto 5, es a partir del calor perdido en la tobera. Se crea un vector de 50 puntos, el cual va desde la temperatura **EGT** menos 10°C hasta su valor normal. Con dicho vector se calculan los nuevos valores de los puntos 40 y 50 que corresponderían, repitiendo el proceso, empezando en la ecuación 4.2.2. Una vez sacadas las propiedades, calculamos el calor perdido según la variación de entalpía en los puntos de la tobera:

$$\dot{Q}_{perd} = \dot{m}_g \cdot (h_{40} - h_{50}) \text{ (kW)}; dq = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad (4.2.8)$$

Ahora, se repetirá el cálculo del calor perdido en la tobera de otra manera, calculando la transmisión de calor en la misma, teniendo en cuenta el coeficiente de transmisión de calor por convección entre la superficie de la tobera y el aire ambiental, así como el que se transmite por radiación. Es por esto que se han realizado una serie de termografías de turbina durante su funcionamiento, para conocer la temperatura superficial que se alcanza,  $T_{mTob}$  (K). Hay que recalcar que las termografías nos sirven para crear una función por regresión experimental, la cual modifica la temperatura superficial que se calcularía normalmente, la cual suele ser la media de la temperatura de los extremos.

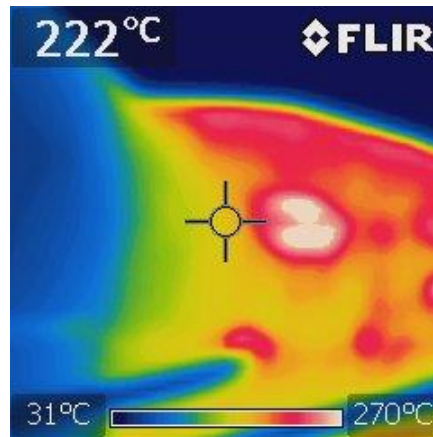


Ilustración 4.2.3 – Termografía de la tobera.

Para calcular el calor perdido en este caso, las ecuaciones que irían asociadas en este caso son las siguientes:

$$q_{perd1} = h_{ext} \cdot (T_{mTob} - T_o) ; q_{perd2} = emis_T \cdot k_{SB} (T_{mTob}^4 - T_o^4) \text{ (kW/m}^2\text{)}$$

$$\dot{Q}_{perd} = S_{extTob} \cdot (q_{perd1} + q_{perd2}) \text{ (kW)} \quad (4.2.9)$$

Donde  $emis_T$  es la emisividad de la tobera,  $h_{ext}$  (kW/(m<sup>2</sup>K)) el coeficiente de convección con el aire y  $k_{SB}$  la constante de Stefan – Boltzmann (5,67·10<sup>-8</sup> kW/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)). Con este calor perdido calculado de ambas formas, se calcula el error existente para cada uno de los puntos del vector ya mencionado. El valor que minimice el error será el que usaremos para sustituir a **Tt6** en los cálculos ya realizados desde el principio.

#### 4.2.2 Evaluación del compresor

Para el compresor, lo primero que se hace es sacar un flujo másico de aire corregido, necesario para entrar en el mapa del compresor teniendo en cuenta la velocidad de giro y así obtener tanto la relación de presiones como el rendimiento, cosa que se puede hacer ya que tenemos el mapa del compresor.

Para sacar los datos del punto de antes del compresor, el 10, tenemos que realizar un pequeño cálculo, puesto que se supone que, si bien la entalpía entre el ambiente y dicho punto se mantiene constante, la presión no, puesto que se produce

una expansión. Dicho valor se saca haciendo uso de una función de regresión obtenida gracias a la experimentación, de la cual se obtiene  $ppD$ , el cual es el porcentaje de pérdida de presión, resultando la presión del punto 10 ligeramente inferior a la del ambiente.

$$p_{10} = p_o \cdot \left(1 - \frac{ppD}{100}\right) \text{ (Pa)} \quad (4.2.10)$$

Del punto 10 conocemos la entalpía y la presión, por lo que conocemos su estado completamente. No pasa lo mismo, por el contrario, con el punto 1, por lo que deberemos de hacer un proceso iterativo con las siguientes ecuaciones:

$$p_{10}^{\gamma-1} \cdot T_{10}^{\gamma} = p_1^{\gamma-1} \cdot T_1^{\gamma} \quad (4.2.11)$$

$$T_{10} = T_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} \text{ (K)}; \dot{m}_a = S_1 \cdot c_1 \cdot \frac{p_1}{R \cdot T_1}$$

Ahora, para sacar el punto 20 usaremos la relación de presión del compresor, por lo que conoceremos su presión, la cual será la misma que en el caso de una compresión ideal. Por tanto, podremos calcular el punto 20s usando la ecuación de las adiabáticas reversibles y el punto 20 gracias al rendimiento del compresor, el cual también conocemos.

$$T_{20s} = T_{10} \cdot \left(\frac{p_{10}}{p_{20s}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ (K)} \quad (4.2.12)$$

$$\eta_c = \frac{h_{20s} - h_{10}}{h_{20} - h_{10}}$$

Con el valor de la entalpía en el punto 20, podemos sacar la temperatura y, por consiguiente, tenemos el punto completo. Después, podremos sacar los valores del punto estático con el mismo proceso que en el apartado anterior y teniendo en cuenta la sección de salida.

Este proceso realizado depende de que conozcamos de antemano los rendimientos y relación de presiones del compresor. No obstante, si no las conociéramos, podríamos usar los sensores que tenemos a la salida del compresor,

los cuales nos darían los valores de presión y temperatura a la salida para calcular los parámetros del compresor.

### 4.2.3 Evaluación de la cámara de combustión

En la cámara de combustión también hay unas pérdidas de carga que hay que considerar. Con este propósito, experimentalmente, se ha creado una función de aproximación la cual permite conocer estas pérdidas, **ppC**, para poder calcular la presión del punto 30 a partir del punto 20.

$$p_{30} = p_{20} \cdot \left(1 - \frac{ppC}{100}\right) \text{ (Pa)} \quad (4.2.13)$$

Una vez conocida la presión, para calcular la entalpía del punto 30 haremos un balance entre la turbina y el compresor. Se ha de cumplir que el incremento de entalpía en el compresor sea igual al de la turbina por el rendimiento mecánico del eje, el cual es conocido, teniendo en cuenta que en la turbina se suma la masa del combustible:

$$h_{20} - h_{10} = (1 + F) \cdot (h_{30} - h_{40}) \cdot \eta_{mEje} \quad (4.2.14)$$

De aquí y conociendo el rendimiento mecánico, despejamos  $h_{30}$  (kJ/kg). Con ese valor tenemos ya presión y entalpías del punto 30, por lo cual podemos calcularlo todo. Igual que antes, se podrían calcular los valores estáticos conociendo la sección 3 y realizando el mismo proceso iterativo ya descrito en el primer apartado, si bien no es muy necesario.

También se realiza un balance energético en la cámara de combustión para calcular el rendimiento de la misma, teniendo en cuenta la entalpía del combustible. Hay que considerar en este caso que no todo el combustible que entra se quema, puesto que parte se usa para lubricar:

$$h_{20} + F \cdot h_{fuel} + F_q \cdot \eta_{cc} \cdot H_c = (1 + F) \cdot h_{30} \quad (4.2.15)$$

Donde los términos que llevan como subíndice una q se refieren a fracción quemada. La entalpía del combustible se calcula multiplicando su capacidad calorífica

por la diferencia de temperaturas respecto de la referencia, 0°C. De esta ecuación se despeja el rendimiento de la cámara de combustión. Con esto, se puede calcular el calor perdido:

$$\dot{Q}_{perd} = \dot{m}_{cQ} \cdot H_c \cdot (1 - \eta_{cc}) \text{ (kW)} \quad (4.2.16)$$

Ahora, es interesante calcular las pérdidas correspondientes al intercambio de calor de la envolvente de la cámara de combustión con el ambiente. Estas pérdidas se pueden calcular de dos maneras, o bien restándole a las pérdidas totales las causadas por lo inquemados (las cuales se explicará su procedencia en el apartado 4.5):

$$\dot{Q}_{perdEnvCC1} = \dot{Q}_{perdCC} - \dot{Q}_{perdInq} \text{ (kW)} \quad (4.2.17)$$

O bien calculándolas mediante las leyes conocidas de intercambio de calor, dándose en este caso los mecanismos de convección y radiación. Con el objeto de realizar este cálculo, también se han realizado unas termografías de la cámara de combustión, las cuales nos permiten realizar una ley experimental para determinar con mayor exactitud la temperatura superficial a distintas cargas. Las ecuaciones necesarias para calcular estos calores perdidos son pues:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{perdEnv1} &= S_{cc} \cdot (h_{ext} \cdot (T_{mCC} - T_o)); \quad \dot{Q}_{perdEnv2} = S_{cc} \cdot (emis_T \cdot k_{SB} (T_{mCC}^4 - T_o^4)) \\ & \quad (4.2.18) \\ \dot{Q}_{perdEnvCC2} &= \dot{Q}_{perdEnv1} + \dot{Q}_{perdEnv2} \text{ (kW)} \end{aligned}$$

Con esto, podemos calcular otro error, siendo este la diferencia entre ambos calores perdidos por la envolvente. Es este error el que se quiere minimizar con el algoritmo.

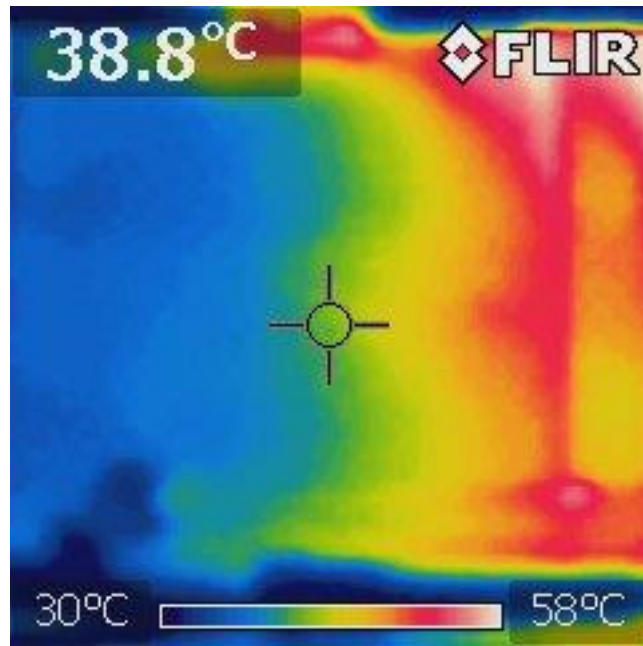


Ilustración 4.2.4 – Termografía de la cámara de combustión.

#### 4.2.4 Evaluación de la salida de la turbina.

Hasta ahora, hemos sacado los puntos 00 (cond. ambientales), 10, 20, 30, 50 y 5. También tenemos un método para sacar los puntos 1, 2 y 3. Nos falta calcular los puntos 4 y 40 para completar el ciclo. Hay dos métodos posibles para calcular este punto:

En el primero, se puede obtener la presión del punto 40 de un ajuste experimental, o bien de usar la relación de presiones entre el punto 40 y el 5, obtenida también mediante un ajuste experimental. En cualquier caso, sacamos la presión del punto 40 y, al tener ya la temperatura, tenemos dos propiedades, por lo que podemos sacar el punto en su totalidad.

Ahora, para sacar el punto 4, nuestro método sigue un algoritmo, en el cual, se hace lo siguiente:

- En un primer paso, se calculará la presión del punto 40 como la del 5 multiplicado por una relación, ***rp45***, la cual se obtiene gracias a una función de regresión obtenida gracias a las mediciones realizadas en los experimentos.

$$p_{40} = rp_{45} \cdot p_5 \text{ (Pa)} \quad (4.2.19)$$

- Primero, se crea un vector en el que se almacenan 50 puntos distintos de  $p_4$  (Pa), con valores equidistantes entre un 90% de la presión del punto 5 y un 99% de la presión del punto 40.
- Después, para cada una de esas presiones, se calcula la relación de presiones entre ella ( $p_4$ ) y la total ( $p_{40}$ ). También se calculan el resto de propiedades del punto 4, no hay que olvidar que la ecuación de las transformaciones adiabáticas reversibles se puede aplicar aquí:

$$r_c = \frac{p_4}{p_{40}} ; p_{40}^{\gamma-1} \cdot T_{40}^{\gamma} = p_4^{\gamma-1} \cdot T_4^{\gamma} \quad (4.2.20)$$

- Después, se resuelve el triángulo de velocidades, contando que conocemos la velocidad de giro, el flujo másico, la sección, la densidad del gas y el ángulo  $\beta$ :

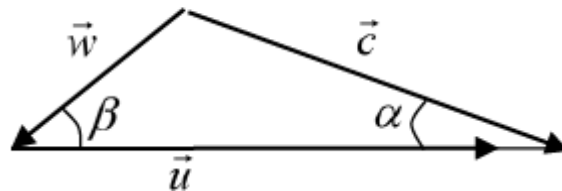


Ilustración 4.2.5 – Triángulo de velocidades.

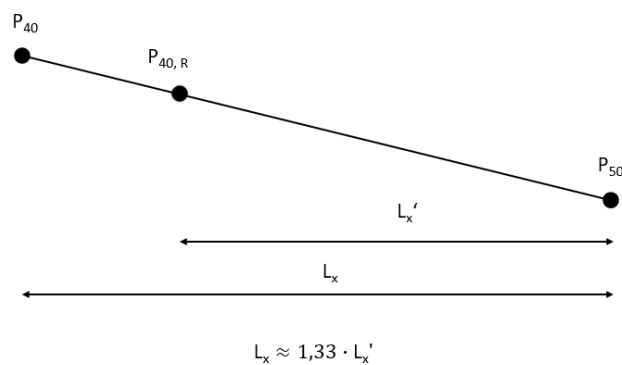
$$c_{4a} = \frac{\dot{m}_g}{S_4 \cdot \rho_4} ; w_{4a} = c_{4a} ; w_4 = \frac{w_{4a}}{\sin \beta_4} ; w_{4u} = -w_4 \cdot \cos \beta_4 \quad (4.2.21)$$

$$c_{4u} = u_4 + w_{4u} ; c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + c_{4a}^2} \text{ (m/s)}$$

- Una vez resuelto el triángulo, podremos calcular la entalpía de remanso que le correspondería como  $h_{40x} = h_4 + \frac{c_4^2}{2}$ . Con esta entalpía podemos calcular un error, el cual será la diferencia entre ella y la del punto 40 que ya conocemos. Con el error de cada punto de los 50, se creará una función error, la cual relacionará el error con la presión del punto 4. El

valor de presión que haga que el error de dicha función alcance un mínimo, será el que elegiremos para el punto 4, teniendo ya resueltos el triángulo de velocidades y sus propiedades. También se calculará el número de Mach en dicho punto.

- Ahora, se comprobará si dicho número de Mach es menor que 1, puesto que no se puede llegar a alcanzar la velocidad del sonido. Si el Mach fuera superior a 1, se multiplicará el valor de la relación **rp45** por 1,02 y se volverá a empezar el algoritmo. Si no es superior, se seguirá el proceso.
- Por último, lo que se hace es comparar la presión 40 en la sección de medida con la que nos proporciona el sensor. Para hacerlo, hay que recordar que las secciones de medida no se corresponden con las secciones que se consideran en el ciclo, sino que están desplazadas. Por tanto, la presión 40 que hemos obtenido hay que modificarla, para tener un valor apto para comparar.
- Para hacer esto, lo que se realiza es una interpolación lineal, de la siguiente forma:



**Ilustración 4.2.6** – Esquema de presión en función de la longitud.

$$\frac{(p_{40} - p_{50})}{L_x} = \frac{(p_{40,R} - p_{50})}{L_x'} \rightarrow p_{40,R} = p_{50} + \frac{1}{1,33} \cdot (p_{40} - p_{50})$$

$$\frac{p_{40,R}}{p_5} = \frac{p_{50} + \frac{1}{1,33} \cdot (p_{40} - p_{50})}{p_5} \rightarrow \frac{p_{40,R}}{p_5} = 0,33 \cdot \frac{p_{50}}{p_5} + 1,33 \cdot \frac{p_{40}}{p_5} \quad (4.2.22)$$

- $\frac{p_{40}}{p_5}$  es una relación de presiones conocida y  $\frac{p_{50}}{p_5}$  se puede averiguar usando la ecuación de las adiabáticas reversibles, si no conocemos ya ambas presiones:

$$p_{40,R} = p_5 \cdot \left( 0,33 \cdot \left( \frac{T_{50}}{T_5} \right)^{\frac{\gamma_5}{\gamma_5-1}} + 1,33 \cdot r P_{40-5} \right) \quad (4.2.23)$$

- Una vez resuelta la ecuación 4.2.23, podremos calcular dicho valor a la presión medida en el mismo punto, con el objetivo de hacer una comparación y poder calcular un error.

El otro método para resolver este punto busca la presión estática que hace que, con el modelo de pérdidas de carga en conductos, ajusta velocidades y entalpía estática y total ( $h_{40} = h_4 + \frac{c_4^2}{2}$ ), asegurando que se conoce la velocidad y que esta no es supersónica.

Ahora, lo que quedaría sería calcular los parámetros interesantes, como por ejemplo el rendimiento de la tobera. Para hacerlo, habría que calcular el punto 5s, el cual se puede obtener aplicando la ecuación de las adiabáticas reversibles con el punto 40 y la presión 5. Una vez hecho esto, se calculará la entalpía de dicho punto, para calcular el rendimiento de la tobera. Sacar el rendimiento de la turbina sigue un procedimiento similar.

$$p_5 = p_{5s}; p_{40}^{\gamma-1} \cdot T_{40}^{\gamma} = p_{5s}^{\gamma-1} \cdot T_{5s}^{\gamma}; h_{5s} = c_{p5s} \cdot T_{5s} \quad (4.2.24)$$

$$\eta_{Tob} = \frac{h_{40} - h_5}{h_{40} - h_{5s}}$$

También es interesante calcular las pérdidas de carga en la tobera, usando la ecuación de la conservación de la masa y de cantidad de movimiento conociendo las entradas:

$$S_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{4a} = S_5 \cdot \rho_5 \cdot c_5 \quad (4.2.25)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{4a} = \dot{m}_g \cdot c_5 - (p_4 \cdot S_4 - p_5 \cdot S_5) + \tau S_1 + \tau S_2 - 0,5 \cdot (p_4 + p_5)(S_5 - S_4)$$

Con estas ecuaciones lo que se hace es calcular la suma de  $\tau S_1$  y  $\tau S_2$ . Esta suma luego se comparará al valor obtenido de introducir los parámetros de nuestro caso en un modelo de pérdidas de fricción, para comparar el valor obtenido, el cual será el real, con el del modelo, el cual será el teórico. Así podremos sacar una proporción real – modelo.

#### 4.2.5 Algoritmo completo

A continuación, se expondrá un esquema del algoritmo completo que se sigue para calcular el ciclo, ya explicado en más detalle en los apartados anteriores. Con el algoritmo, lo que obtenemos es el error que luego usaremos para la optimización, el cual es el que se produce en los calores perdidos en la cámara de combustión, además de los valores de los puntos del ciclo y el indicador, que es lo que hay que variar las variables de entrada.

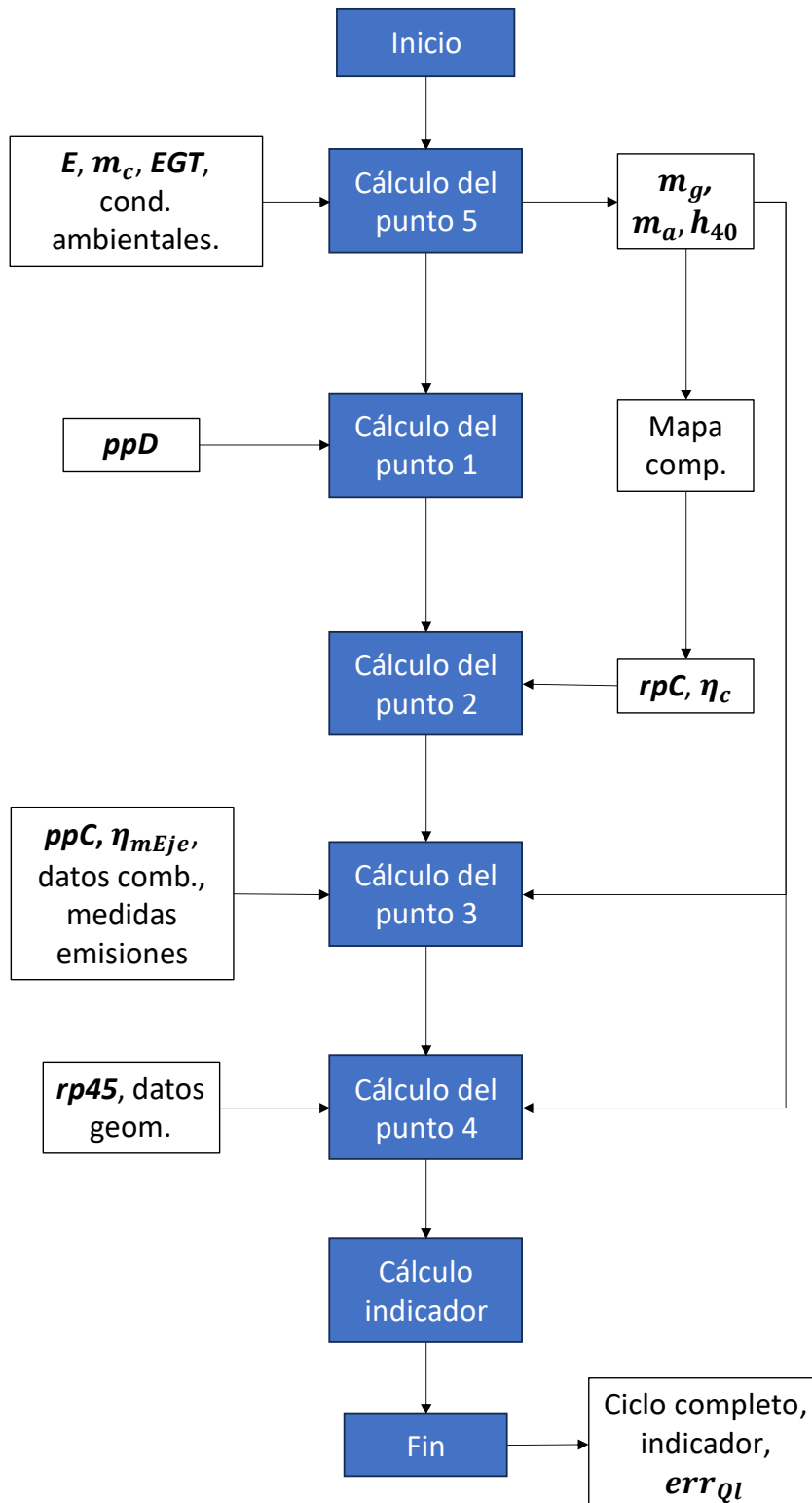


Ilustración 4.2.7 – Esquema del algoritmo del ciclo.

### 4.3 Análisis de imágenes termográficas

Para analizar los fotogramas de un vídeo tomado por una cámara termográfica, nos hemos encontrado con un problema, puesto que el software del fabricante de la cámara no es capaz de medir la temperatura de cualquier píxel, puesto que el archivo carece de datos termográficos.

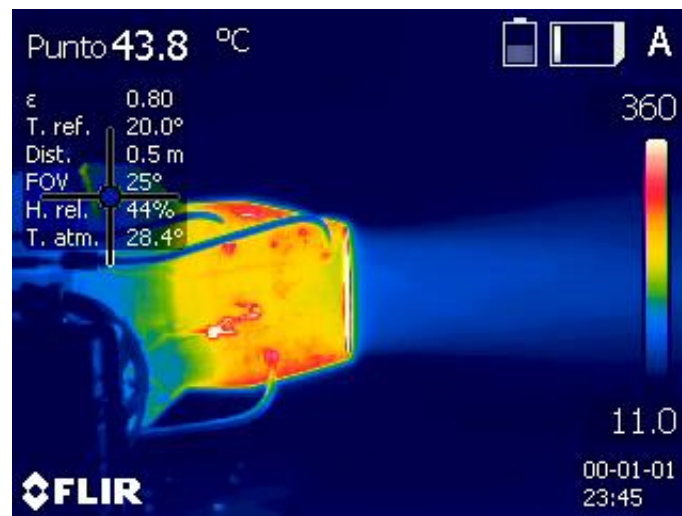


Ilustración 4.3.1 – Fotograma del vídeo grabado con la cámara termográfica.

Ante la imposibilidad de analizar la imagen directamente, es necesario un método para conocer la temperatura de cada píxel. El método usado empieza en la escala de colores que suele aparecer en este tipo de imágenes, estando a la derecha en la imagen 4.3.1.

Para aprovechar la escala, hay que tener en cuenta que, en las imágenes, el color de cada píxel se almacena atribuyéndole a cada uno tres valores, uno representando la intensidad del color rojo de ese píxel, otro representando la intensidad del color verde y el último representando la del color azul (escala **RGB**).

Por tanto, lo que se hará será establecer que la escala de la derecha es lineal, correspondiéndole a cada píxel una temperatura que va desde el máximo al mínimo. Después, usando la media de los valores **RGB** de la zona que queremos analizar, se

compararán dichos valores con los de la escala que hemos creado, buscando el píxel en el cual la suma del valor absoluto de las diferencias de cada color sea el mínimo:

$$Err_{RGB} = |R_{med} - R_{esc}| + |G_{med} - G_{esc}| + |B_{med} - B_{esc}| \quad (4.3.1)$$

Cuando encontremos el píxel en el cual  $Err_{RGB}$  sea lo menor posible, se comparará también con los píxeles anterior y siguiente, para saber si hay que interpolar el valor de la temperatura hacia delante o hacia atrás.

No obstante, este método tiene un problema: la escala de color-temperatura no suele ser lineal, sino que se siguen unas leyes arbitrarias. Al desconocer dicha ley y al disponer solo de los valores de dos píxeles, se ha tenido que optar por dividir la escala de forma lineal.

#### 4.4 Análisis de composición elemental y PCI

Resulta necesario el analizar la composición elemental y el poder calorífico inferior del combustible. La composición elemental resulta importantísima para el análisis de las emisiones y el poder calorífico inferior es el que nos determina la energía que le aportamos al ciclo, por lo que cobran gran importancia.

La composición elemental se ha podido calcular gracias a los datos proporcionados por los ensayos realizados por el **CICT**. Dichos datos nos permitirán calcular el poder calorífico inferior del combustible.

También se nos ha proporcionado los datos del espectrograma del combustible ensayado. Estos datos se pueden analizar también para obtener la composición elemental, teniendo en cuenta que los valores se dan por masa.

El análisis se ha realizado para el combustible utilizado en la turbina, el cual se extrae de la garrafa del banco de ensayos. Se usa la bomba calorimétrica para calcular el poder calorífico superior y después, usando una fórmula teórica en la que necesitamos las fracciones másicas, calculamos el poder calorífico inferior.



**Ilustración 4.4.1** – Estación de la bomba calorimétrica.

El procedimiento para ensayar un combustible es bastante sencillo:

- Primeramente, se llenará la cubeta con un kilogramo de agua y se introducirá en el calorímetro.



**Ilustración 4.4.2** – Cubeta con un kilogramo de agua.

- Posteriormente, se colocará el cazo en la balanza analítica, se igualará a cero y se le echará el combustible a analizar. Dicho cazo se colocará colgando con la mecha dentro del recipiente de la combustión.

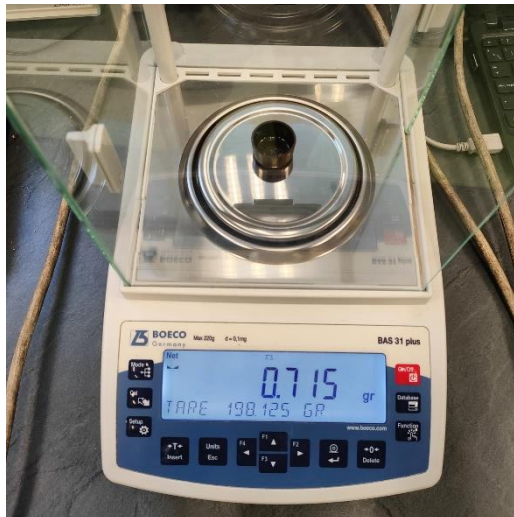


Ilustración 4.4.3 – Medición de la masa de combustible en el cazo.

- Acto seguido, se colocará el recipiente en su posición dentro de la cubeta y se conectará con los cables que van a los electrodos y al conducto de oxígeno presurizado. Con esto, ya se puede realizar el ensayo.

Para averiguar el valor del poder calorífico inferior, se usará una fórmula que aparece en el libro **Motores de combustión interna alternativos**, de **F. Payri, J.M.**:

$$PCI = PCS - \frac{21383,2 \cdot h + 1239,4 \cdot o}{M_{comb}} \text{ (kJ/kg)} \quad (4.4.1)$$

Donde **h** y **o** se refieren al número de moles por mol de combustible de hidrógeno y oxígeno.

También se puede usar una ecuación encontrada en la norma de la **UNE** (UNE 164001 EX), del año 2005. Dicha norma nos proporciona la siguiente ecuación para calcular el poder calorífico inferior a presión constante respecto del poder calorífico superior a volumen constante:

$$PCI_p = PCS_v - 212,2 \cdot H - 0,8 \cdot O \text{ (kJ/kg)} \quad (4.4.2)$$

Donde **H** y **O** se refieren, respectivamente, al porcentaje en peso del hidrógeno y el oxígeno en el combustible.

Otro método, algo más anticuado, es el de otra norma de la **UNE** (UNE 51-112-85). Para este método, se necesitará conocer el punto de anilina (**A**), la graduación API del combustible (**G**) y el porcentaje en masa de azufre en el combustible (**S**). La ecuación a utilizar depende del combustible ensayado. Dicha ecuación para el queroseno es:

$$PCI = (41,679 + 0,00025407 \cdot (A \cdot G)) \cdot (1 - 0,01 \cdot S) + 0,1016 \cdot S \quad (4.4.3)$$

#### 4.5 Análisis de emisiones

Es importantísimo analizar las emisiones de la turbina, con el objetivo de cuadrarlas con el flujo másico de aire ya calculado. Para esta tarea, primero hay que definir algunos parámetros:

- La fracción másica del combustible se expresará en tanto por uno, teniendo en cuenta los distintos elementos que componen el combustible, usándose la letra del elemento en cuestión en minúscula para denotar la fracción másica: [**c h o s n**]. También hay que tener en cuenta las cenizas e impurezas, lo cual se denotará con la letra **Z**.
- La molécula se expresa de la siguiente forma: **C<sub>a0</sub>H<sub>b0</sub>O<sub>c0</sub>S<sub>d0</sub>N<sub>e0</sub>**. Con estos subíndices y las masas moleculares de los elementos, las cuales se denotan como **M<sub>c</sub>** ( $12 \frac{g}{mol}$ ), **M<sub>h</sub>** ( $1 \frac{g}{mol}$ ), **M<sub>o</sub>** ( $16 \frac{g}{mol}$ ), **M<sub>s</sub>** ( $32 \frac{g}{mol}$ ), **M<sub>n</sub>** ( $14 \frac{g}{mol}$ ), se puede calcular la masa molecular del compuesto como:

$$M_{comb} = a_0 \cdot M_c + b_0 \cdot M_h + c_0 \cdot M_o + d_0 \cdot M_s + e_0 \cdot M_n \quad (4.5.1)$$

- O bien, se puede calcular los subíndices del número de átomos de la molécula a partir de la masa molecular:

$$a_0 = c \cdot \frac{M_c}{M_{comb}}; b_0 = h \cdot \frac{M_h}{M_{comb}}; c_0 = o \cdot \frac{M_o}{M_{comb}}; d_0 = s \cdot \frac{M_s}{M_{comb}}; e_0 = n \cdot \frac{M_n}{M_{comb}} \quad (4.5.2)$$

- También necesitaremos establecer las proporciones molares del aire, del cual tenemos todos los valores, aunque el valor masa molar del aire se da

respecto del aire seco, por lo que tendremos que convertir este valor a la masa molar del aire húmedo. Básicamente, lo que se hace es calcular la humedad absoluta respecto de la humedad relativa, cosa que cambiaría los porcentajes del resto de especies, teniendo en cuenta que %<sub>O<sub>2</sub></sub>, por ejemplo, se refiere a kmol de especie respecto a kmol de aire seco medido y que los restos es lo que antes denotamos como Z:

$$M_{seco} = \%_{O_2,S} \cdot M_{O_2} + \%_{N_2,S} \cdot M_{N_2} + \%_{H_2O,S} \cdot M_{H_2O} + \%_{CO_2,S} \cdot M_{CO_2} \left( \frac{kg \text{ a. s.}}{kmol \text{ a. s.}} \right)$$

$$M_{Restos} = M_{aireMedido} - M_{seco} \left( \frac{kg}{kmol \text{ a. s.}} \right) \quad (4.5.3)$$

$$M_{húmedo,S} = \%_{O_2,S} \cdot M_{O_2} + \%_{N_2,S} \cdot M_{N_2} + \%_{H_2O,S} \cdot M_{H_2O} + \%_{CO_2,S} \cdot M_{CO_2} + w_{abs} \left( \frac{kg \text{ a. h.}}{kmol \text{ a. s.}} \right)$$

- Con esta masa molar húmeda, podremos calcular las fracciones másicas y molares respecto del aire húmedo, por ejemplo, para el oxígeno:

$$x_{O_2,H} = \frac{\%_{O_2,S} \cdot M_{O_2}}{M_{húmedo}} \left( \frac{kg}{kg \text{ a. h.}} \right); \quad y_{O_2,H} = \frac{\%_{O_2,S}}{M_{húmedo,S}} \left( \frac{kmol}{kg \text{ a. h.}} \right)$$

$$y_{húmedo} = y_{O_2,H} + y_{N_2,H} + y_{H_2O,H} + y_{CO_2,H} + y_{Resto,H} \left( \frac{kmol \text{ a. h.}}{kg \text{ a. h.}} \right)$$

$$M_{aire \text{ húmedo}} = y_{húmedo}^{-1} \left( \frac{kg \text{ a. h.}}{kmol \text{ a. h.}} \right)$$

$$\%_{O_2,H} = \frac{y_{O_2,H}}{y_{húmedo}} \left( \frac{kmol}{kmol \text{ a. h.}} \right); \quad M_{O_2,H} = \%_{O_2,H} \cdot M_{O_2} \left( \frac{kg}{kmol \text{ a. h.}} \right) \quad (4.5.4)$$

$$M_{RestosH} = M_{aire \text{ húmedo}} - M_{O_2,H} + M_{CO_2,H} + M_{H_2O,H} + M_{N_2,H} \left( \frac{kg}{kmol \text{ a. h.}} \right)$$

$$M_{MolRestosH} = \frac{M_{RestosH}}{\%_{Resto,H}}$$

- Siendo igual para el resto de especie. Ahora, lo que se hará será calcular distintas fracciones másicas y volumétricas respecto del oxígeno:

$$K_n = \frac{\%_{N_2,H}}{\%_{O_2,H}} \left( \frac{kmol}{kmol O_2} \right); K_{n,m} = \frac{x_{N_2,H}}{x_{O_2,H}} \left( \frac{kg}{kg O_2} \right)$$

$$K_w = \frac{\%_{H_2O,H}}{\%_{O_2,H}} \left( \frac{kmol}{kmol O_2} \right); K_{w,m} = \frac{x_{H_2O,H}}{x_{O_2,H}} \left( \frac{kg}{kg O_2} \right)$$
(4.5.5)

$$K_c = \frac{\%_{CO_2,H}}{\%_{O_2,H}} \left( \frac{kmol}{kmol O_2} \right); K_{c,m} = \frac{x_{CO_2,H}}{x_{O_2,H}} \left( \frac{kg}{kg O_2} \right)$$

$$K_r = \frac{\%_{resto,H}}{\%_{O_2,H}} \left( \frac{kmol}{kmol O_2} \right); K_{r,m} = \frac{x_{resto,H}}{x_{O_2,H}} \left( \frac{kg}{kg O_2} \right)$$

$$K_o = \frac{1}{\%_{O_2,H}} \left( \frac{kmol a. h.}{kmol O_2} \right); K_{o,m} = \frac{1}{x_{O_2,H}} \left( \frac{kg a. h.}{kg O_2} \right)$$

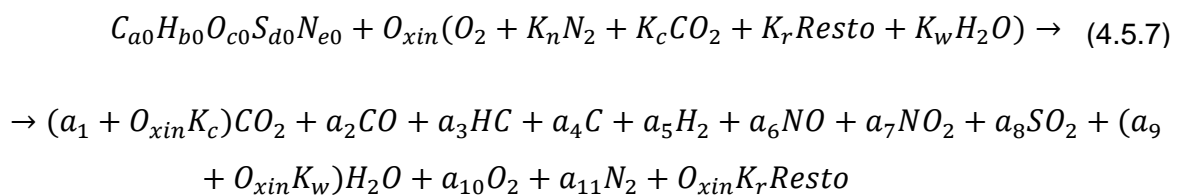
- Con esto, ya tenemos los datos del aire húmedo.

Ahora, podremos calcular el aire mínimo que se requiere en la combustión:

$$A_{min} = (2.67 \cdot c + 8 \cdot h + s - o) \cdot K_{o,m} \frac{kg a. h.}{kg comb}$$
(4.5.6)

Para ajustar la reacción química de la combustión, necesitaremos

La ecuación de la reacción química de la combustión es:



Donde lo conocemos todo salvo todas las variables  $a_j$  y  $O_{xin}$ , la cual por cierto se refiere a la proporción  $\frac{moles O_2}{moles comb}$ . **HC** se refiere a los hidrocarburos sin quemar, los cuales toman la forma de: (**CAHB**O<sub>c</sub>), suponiendo que conocemos los valores de **A**, **B** y **C**. Con esto, podemos hacer una serie de balances, dependiendo de cada elemento y reduciendo los términos que se anulan:

$$(C) \rightarrow a_0 = a_1 + a_2 + a_3 \cdot A + a_4$$

$$(H) \rightarrow b_0 = a_3 \cdot B + a_5 \cdot 2 + a_9 \quad (4.5.8)$$

$$(O) \rightarrow c_0 + 2 \cdot O_{xin} = a_1 \cdot 2 + a_2 + a_3 \cdot C + a_6 + a_7 \cdot 2 + a_8 \cdot 2 + a_9 + a_{10} \cdot 2$$

$$(S) \rightarrow d_0 = a_8$$

$$(N) \rightarrow e_0 + 2 \cdot O_{xin}K_n = a_6 + a_7 + a_{11} \cdot 2$$

Como se podrá observar, nos sobran incógnitas y nos faltan ecuaciones. Aquí es entonces donde entran en juego las emisiones medidas con el analizador de humos, las cuales nos permitirán completar el sistema de ecuaciones, ya que nos dan valores de proporciones volumétricas, los cuales también podemos deducir de los productos. Las ecuaciones son:

Humos secos

$$y_s = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r) \quad (4.5.9)$$

Humedad

$$y_{H_2O} = a_9 + O_{xin} \cdot K_w \quad (4.5.10)$$

Igualando las proporciones de las distintas especies de los gases de escape, podemos entonces completar el sistema de ecuaciones:

$$(C) \rightarrow a_0 = a_1 + a_2 + a_3 \cdot A + a_4$$

$$(H) \rightarrow b_0 = a_3 \cdot B + a_5 \cdot 2 + a_9$$

$$(O) \rightarrow c_0 + 2 \cdot O_{xin} = a_1 \cdot 2 + a_2 + a_3 \cdot C + a_6 + a_7 \cdot 2 + a_8 \cdot 2 + a_9 + a_{10} \cdot 2$$

$$(S) \rightarrow d_0 = a_8$$

$$(N) \rightarrow e_0 + 2 \cdot O_{xin}K_n = a_6 + a_7 + a_{11} \cdot 2 \quad (4.5.11)$$

$$vCO_2 = \frac{a_1 + O_{xin} \cdot K_c}{y_s} \rightarrow$$

$$a_1 + O_{xin} \cdot K_c = vCO_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vCO = \frac{a_2}{y_s} \rightarrow a_2 = vCO \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vHC = \frac{a_3}{y_s} \rightarrow a_3 = vHC \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vC = \frac{a_4}{y_s} \rightarrow a_4 = vC \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vH_2 = \frac{a_5}{y_s} \rightarrow a_5 = vH_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vNO = \frac{a_6}{y_s} \rightarrow a_6 = vNO \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vNO_2 = \frac{a_7}{y_s} \rightarrow a_7 = vNO_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vSO_2 = \frac{a_8}{y_s} \rightarrow a_8 = vSO_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vO_2 = \frac{a_{10}}{y_s} \rightarrow a_{10} = vO_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

$$vN_2 = \frac{a_{11}}{y_s} \rightarrow a_{11} = vN_2 \cdot [a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_{10} + a_{11} + O_{xin} \cdot (K_c + K_r)]$$

Como se puede observar, ahora tenemos ecuaciones de sobra, por lo que resultaría pertinente eliminar algunas para que el sistema sea compatible determinado. Con este sistema se obtienen los resultados, si bien hay que hacer un inciso:

Un problema existente, es que, a la salida de la tobera, por efectos de dinámica de fluidos, los gases de escape a gran velocidad absorben el aire ambiental de su alrededor, por lo que a la hora de medir las emisiones deberemos de tener en cuenta esta mezcla de gases. No solo esto, sino que también se da el caso de que dichos gases a la salida no son homogéneos, ya que la combustión no lo es, además de que

la turbina al ser axial no los mezcla cuando pasan por ella. Por esto, se define el siguiente parámetro:

$$rFa = \frac{\dot{m}_{aM}}{\dot{m}_a} \quad (4.5.12)$$

Donde en el numerador tenemos la masa de aire que se ha mezclado fuera de la turbina y antes de la lanza de medición y en el denominador la masa de aire que entra en la turbina. Dicho número debería tener un valor en torno a la unidad. Cabe destacar que su valor se obtiene gracias al algoritmo.

Ahora lo que se hace es usar los flujos másicos calculados en el apartado 4.2, con el calcular distintas proporciones importantes:

$$x_{Ain} = \frac{m_a}{m_{cQ}} \left( \frac{kg \text{ aire}}{kg \text{ comb. quem.}} \right); x_{O2in} = \frac{x_{Ain} \cdot M_{O2} \cdot \%_{O2,H}}{M_{\text{aire húmedo}}} \left( \frac{kg O_2}{kg \text{ comb. quem.}} \right) \quad (4.5.13)$$

$$x_{N2in} = \frac{x_{Ain} \cdot M_{N2} \cdot \%_{N2,H}}{M_{\text{aire húmedo}}} \left( \frac{kg N_2}{kg \text{ comb. quem.}} \right); F_{inO20} = x_{O2in} \cdot \frac{M_{comb}}{M_{O2}} \left( \frac{kmol O_2}{kmol \text{ comb. quem.}} \right)$$

$$F_{inO2} = F_{inO20} \cdot rFa$$

Con estos valores definidos y el sistema resuelto, ya podemos tratar la solución. A la hora de resolver el sistema, la solución será los distintos valores de las variables  $a_j$  y el valor de  $O_{xin}$ , siendo respectivamente los coeficientes estequiométricos y el coeficiente de exceso de aire. Dichos coeficientes estarán en unidades de  $\frac{kmol}{kg \text{ comb. quem.}}$ , aunque si las dividimos por la masa molar del combustible, las tendremos en  $\frac{kmol}{kg \text{ comb. quem.}}$ . Por tanto:

$$y_{CO2c} = \frac{a_1}{M_{comb}}; y_{CO} = \frac{a_2}{M_{comb}}; y_{HC} = \frac{a_3}{M_{comb}}; y_C = \frac{a_4}{M_{comb}}; y_{H2} = \frac{a_5}{M_{comb}} \quad (4.5.14)$$

$$y_{NO} = \frac{a_6}{M_{comb}}; y_{NO2} = \frac{a_7}{M_{comb}}; y_{SO2} = \frac{a_8}{M_{comb}}; y_{H2Oc} = \frac{a_9}{M_{comb}}; y_{O2} = \frac{a_{10}}{M_{comb}}; y_{N2} = \frac{a_{11}}{M_{comb}}$$

$$y_{CO2a} = \frac{O_{xin} \cdot K_C}{M_{comb}}; y_{H2Oa} = \frac{O_{xin} \cdot K_W}{M_{comb}}; y_{restoa} = \frac{O_{xin} \cdot K_r}{M_{comb}}; y_{comb \text{ lub}} = \frac{m_c - m_{cQ}}{m_{cQ} \cdot M_{comb}}$$

Ahora, los kmol totales de humos secos por kilogramo de combustible quemado serían la suma de todos los valores salvo por los referidos al agua y al combustible usado en lubricación, valores que sin embargo sí que aparecen en la suma de los humos húmedos.

$$y_{ST} = y_{CO2c} + y_{CO2a} + y_{CO} + y_{HC} + y_C + y_{H2} + y_{NO} + y_{NO2} + y_{SO2} + y_{O2} + y_{N2} + y_{restoa} \quad (4.5.15)$$

$$y_{HT} = y_{ST} + y_{H2Oa} + y_{H2Oc} + y_{comb\ lub}$$

Ahora, para calcular las fracciones másicas, habría que multiplicar la fracción de cada especie por su masa molar. Una vez hecho esto, si sumamos de la misma forma que en la ecuación 4.5.15, tendremos la masa total de gases de escape en

$$\frac{kg}{kg\ comb.quem.}$$

$$x_{ST} = x_{CO2} + x_{CO} + x_{HC} + x_C + x_{H2} + x_{NO} + x_{NO2} + x_{SO2} + x_{O2} + x_{N2} + x_{restoa} \quad (4.5.16)$$

$$x_{HT} = x_{ST} + x_{H2Oa} + x_{H2Oc} + x_{comb\ lub}$$

Con esto, hemos resuelto una iteración. Lo que se hace ahora es calcular con esta solución el aire de entrada que le correspondería, para poder iterar **rFa**, puesto que tenemos el problema del cual ya se ha hablado de la mezcla del flujo con el aire ambiental en la salida:

$$x_{O2in0} = O_{xin} \cdot M_{O2} \left( \frac{kg\ O_2}{kg\ comb.} \right); \quad x_{Ain0} = x_{O2in0} \cdot K_{o,m} \left( \frac{kg\ aire}{kg\ comb.} \right) \quad (4.5.17)$$

$$Mezcla_{aire} = \frac{x_{Ain0} - x_{Ain}}{x_{Ain}}; \quad rFa = 1 + Mezcla_{aire}$$

También sacaremos el flujo de entrada real de los componentes del aire según el ciclo:

$$x_{O2inF} = \frac{x_{Ain}}{K_{o,m}}; \quad x_{N2inF} = x_{O2inF} \cdot K_{n,m}; \quad x_{WinF} = x_{O2inF} \cdot K_{w,m} \left( \frac{kg\ comp.}{kg\ comb.} \right) \quad (4.5.18)$$

$$x_{CO2inF} = x_{O2inF} \cdot K_{c,m}; \quad x_{RinF} = x_{O2inF} \cdot K_{r,m} \left( \frac{kg\ comp.}{kg\ comb.} \right)$$

Ahora hay que reajustar los contenidos de los humos con respecto a la cantidad de aire real que entra en la turbina. Si bien se siguen generando las mismas cantidades de productos en la reacción química, al haber una cantidad de aire de entrada distinta, las componentes que no reaccionan sí varían. Por tanto, no hay que modificar por ejemplo  $a_6$ , ya que no cambia la cantidad que se genera de monóxido de nitrógeno, pero sí de nitrógeno y de oxígeno, puesto que esas cantidades dependen del aire de la entrada. Pasará lo mismo con la humedad del aire y con la fracción de restos. Por tanto, los coeficientes que se modifican son  $a_{10}$  y  $a_{11}$ . Para ello, se usará la fracción  $F_{inO20}$ , la cual se refiere a la cantidad de oxígeno que entra por kilogramos de combustible quemado, según los datos medidos, lo que sería el coeficiente de exceso de aire. Ese valor sustituye al  $O_{xin}$  calculado.

$$a_{10F} = \frac{(c_0 + 2 \cdot F_{inO20} - 2 \cdot a_1 - a_2 - C \cdot a_3 - a_6 - 2 \cdot a_7 - 2 \cdot a_8 - a_9)}{2} \quad (4.5.19)$$

$$a_{11F} = \frac{(e_0 + 2 \cdot F_{inO20} \cdot K_n - a_6 - a_7)}{2}$$

Como se puede ver en las ecuaciones 4.5.19, lo que se hace básicamente es restarles a los reactivos, teniendo en cuenta esta vez un aire de entrada distinto, los productos que no se modifican. Ahora, calcularemos las fracciones en  $\frac{kmol}{kg \text{ comb. quem.}}$ .

$$y_{CO2aF} = \frac{x_{CO2inF}}{M_{CO2}} ; y_{H2OaF} = \frac{x_{WinF}}{M_{H2O}} ; y_{RestoaF} = \frac{x_{RestoinF}}{M_{MolRestosH}} \quad (4.5.20)$$

Con esto hecho, quedaría mostrar la suma de estas fracciones corregida para los humos secos y húmedos:

$$y_{STF} = y_{CO2c} + y_{CO2aF} + y_{CO} + y_{HC} + y_C + y_{H2} + y_{NO} + y_{NO2} + y_{SO2} + y_{O2F} + y_{N2F} + y_{RestoaF} \quad (4.5.21)$$

$$y_{HTF} = y_{STF} + y_{H2OaF} + y_{H2Oc} + y_{comb \text{ lub}}$$

Ahora, podemos hacer como antes y calcular el cociente de  $\frac{kg}{kg \text{ comb. quem.}}$  con el aire corregido:

$$x_{STF} = x_{CO2c} + x_{CO2aF} + x_{CO} + x_{HC} + x_C + x_{H2} + x_{NO} + x_{NO2} + x_{SO2} + x_{O2F} + x_{N2F} + x_{RestoaF} \quad (4.5.22)$$

$$x_{STF} = x_{CO2c} + x_{CO2aF} + x_{CO} + x_{HC} + x_C + x_{H2} + x_{NO} + x_{NO2} + x_{SO2} + x_{O2F} + x_{N2F} + x_{RestoaF}$$

$$x_{HTF} = x_{STF} + x_{H2OaF} + x_{H2Oc} + x_{comb\ lub}$$

Con:

$$x_j = y_j \cdot M_j \quad (4.5.23)$$

Por último, nos queda evaluar las pérdidas por inquemados. Para este cometido, necesitaremos primero definir las entalpías de formación y de las reacciones en kJ/kmol:

$$hf_{CO2}; hf_{CO}; hf_{NO}; hf_{NO2}; hf_{SO2}; hf_{H2}; hf_{H2O}; hf_{HC} = A \cdot hf_{CO2} + B \cdot hf_{H2O} \quad (4.5.24)$$

Con estas variables definidas, pasaremos a calcular la reacción completa del combustible:

$$h_{CO2,c} = hf_{CO2} \cdot \frac{c}{M_c}; h_{SO2,c} = hf_{SO2} \cdot \frac{s}{M_s}; h_{H2O,c} = hf_{H2O} \cdot \frac{h}{M_{h2}} \left( \frac{kJ}{kg\ c.\ q.} \right) \quad (4.5.25)$$

$$h_{R,comp} = h_{CO2,c} + h_{SO2,c} + h_{H2O,c}$$

Ahora, la reacción incompleta:

$$h_{CO2,I} = y_{CO2c} \cdot hf_{CO2}; h_{CO,I} = y_{CO} \cdot hf_{CO}; h_{NO,I} = y_{NO} \cdot hf_{NO}; h_{NO2,I} = y_{NO2} \cdot hf_{NO2}$$

$$h_{SO2,I} = y_{SO2} \cdot hf_{SO2}; h_{H2,I} = y_{H2} \cdot hf_{H2}; h_{H2O,I} = y_{H2Oc} \cdot hf_{H2O} \quad (4.5.26)$$

$$h_{R,incom} = h_{CO2,I} + h_{CO,I} + h_{NO,I} + h_{NO2,I} + h_{SO2,I} + h_{H2,I} + h_{H2O,I} \left( \frac{kJ}{kg\ c.\ q.} \right)$$

Lo que queda ahora es calcular las pérdidas por inquemados:

$$h_{reac} = PCI = hf_{prod} - hf_{reac} \rightarrow hf_{Comb} = h_{R,comp} - PCI \left( \frac{kJ}{kg\ c.\ q.} \right)$$

$$q_{perd,Inq} = h_{R,comp} - h_{R,incom} \left( \frac{kJ}{kg\ c.\ q.} \right) \quad (4.5.27)$$

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{q_{perd,Inq}}{PCI} ; fracQ_{perd1} = 1 - \eta_{comb}$$

#### 4.6 Algoritmo de optimización

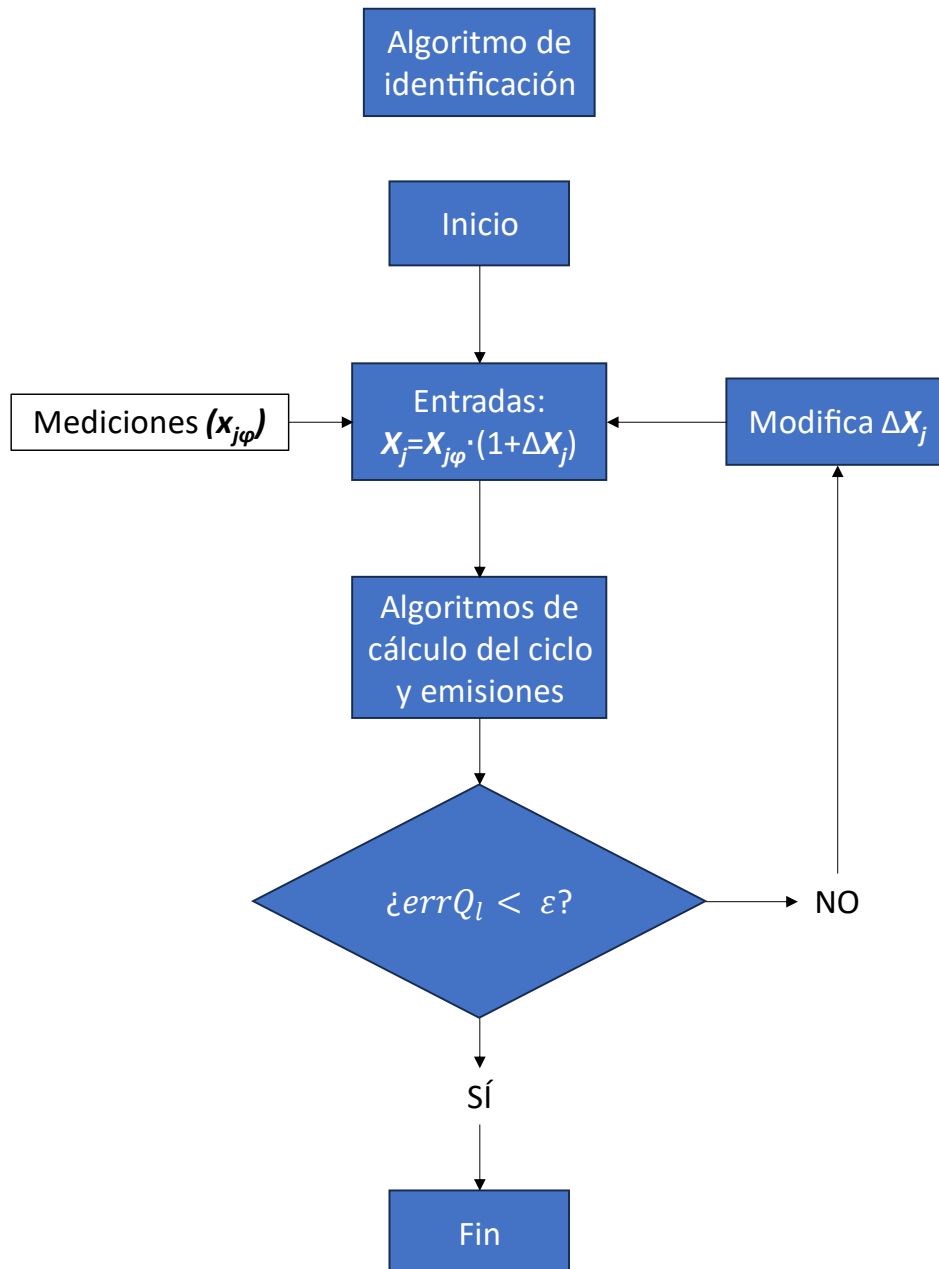


Ilustración 4.6.1 – Algoritmo de optimización

A continuación, se explicará cómo funciona el algoritmo general, el cual une los distintos apartados ya explicados. Nuestro algoritmo busca minimizar el error cometido a la hora de restar entre sí los dos valores obtenidos de pérdida de calor por la envolvente en las ecuaciones 4.2.17 y 4.2.18 del apartado 4.2, siguiendo la siguiente ecuación:

$$errQ_l = |\dot{Q}_{perdEnvCC1} - \dot{Q}_{perdEnvCC2}| \quad (4.6.1)$$

Para calcular  $\dot{Q}_{perdEnvCC1}$ , según la ecuación 4.2.17, es necesario conocer las pérdidas de calor por inquemados, las cuales se calculan en el apartado 4.4, en las ecuaciones 4.5.27. Para calcular  $\dot{Q}_{perdEnvCC2}$ , necesitamos conocer datos de temperatura de la envolvente de la cámara de combustión, lo cual se calcula en el apartado 4.3, por lo que los distintos apartados se unen para realizar el algoritmo general.

Las variables de entrada  $X_{j\varphi}$  que se observan en la ilustración 4.6.1 son las distintas magnitudes medidas en los ensayos. El algoritmo entonces lo que calcula es  $\Delta X_j$ , que es el valor por el cual hay que modificar las variables de entrada para que el error  $errQ_l$  sea menor a una tolerancia  $\varepsilon$ . Cuando se cumple esta condición, se finaliza el proceso, obteniéndose como resultado el vector indicador, el cual tiene los valores por los cuales hay que modificar las variables de entrada.

## 5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

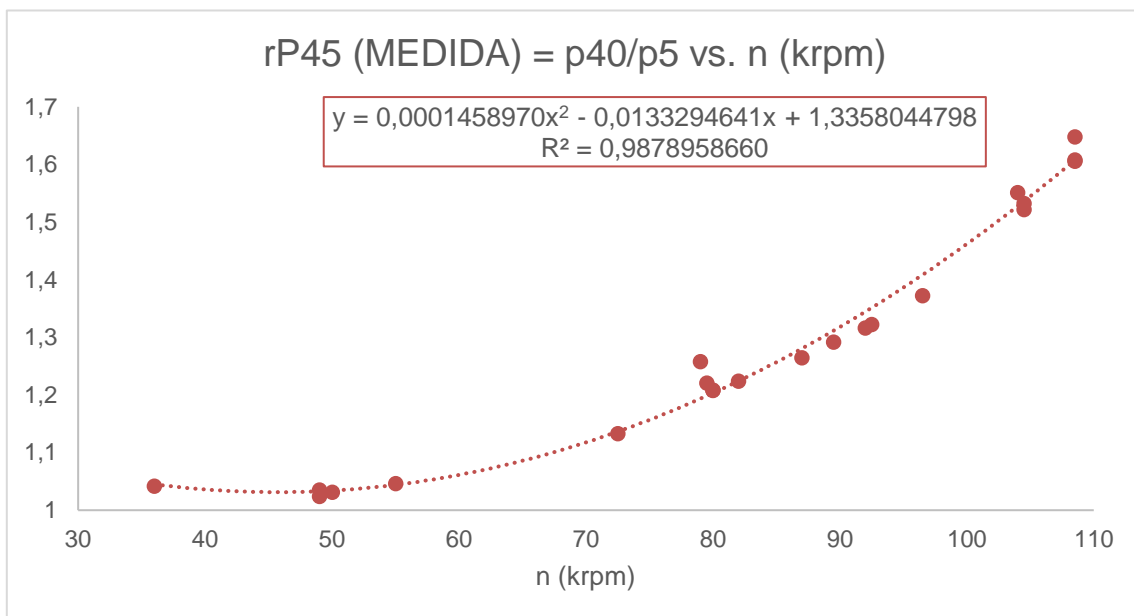
### 5.1 Resultados generales

Aquí, lo que se hará será mostrar diversas curvas de interés que caracterizan la turbina y se compararán dichas curvas con los valores proporcionados por el fabricante, para ver cómo se comparan. El fabricante de la turbina, **AMT Netherlands**, nos proporciona curvas un ensayo que realizaron ellos mismos y curvas del flujo másico típico de aire en un ensayo de la turbina.

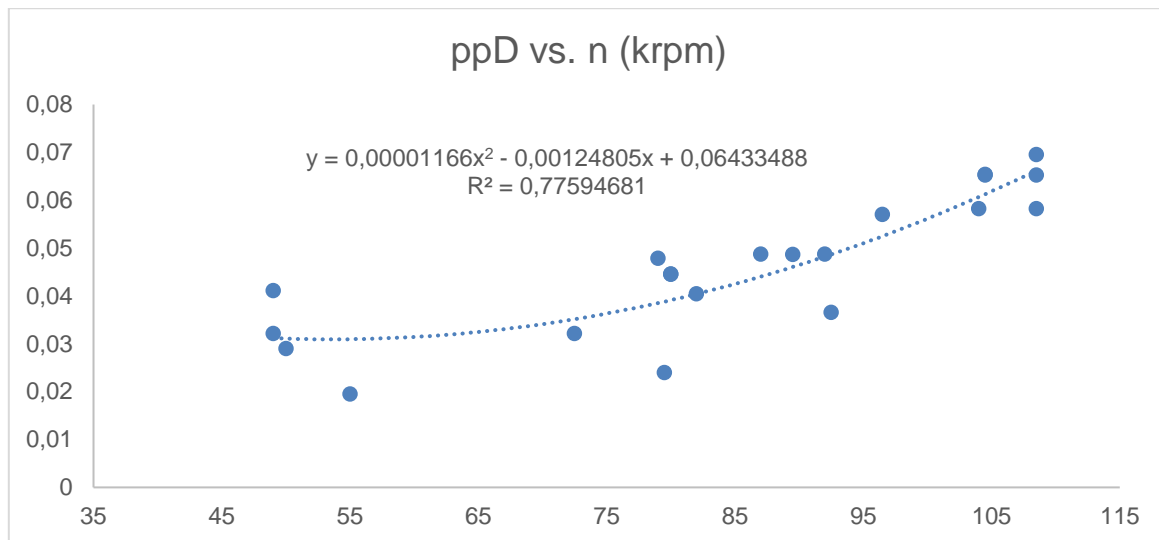
También se mostrarán curvas calculadas experimentalmente, las cuales nos serán necesarias para realizar el ciclo.

#### 5.1.1 Curvas de medidas experimentales

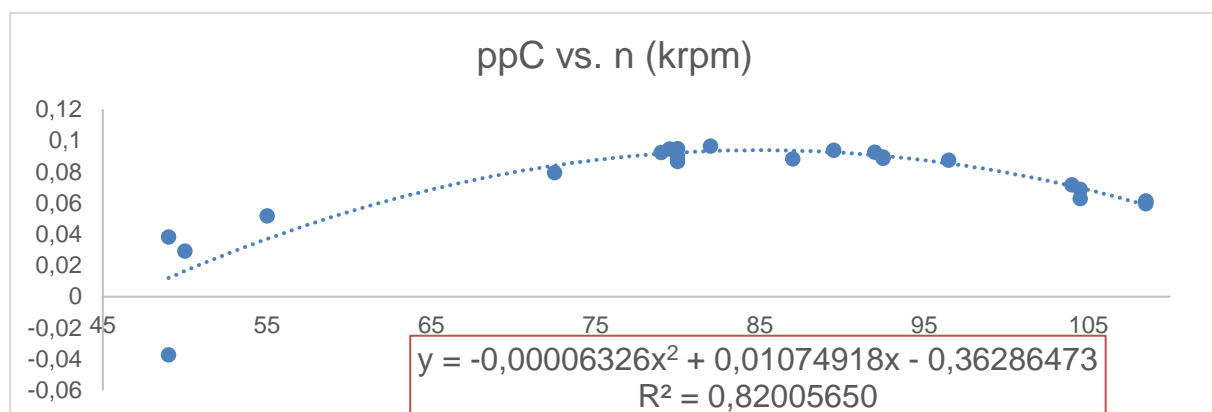
Las siguientes gráficas nos son necesarias para el algoritmo, puesto que nos darán el valor de algunas variables necesarias en el proceso de cálculo (*rp45*, *ppD*, *ppC*). Se han obtenido gracias a la experimentación, usándose la función de regresión obtenida gracias a los datos medidos en el modelo.



Gráfica 5.1.1 – Relación de presiones en la tobera frente a velocidad de giro.



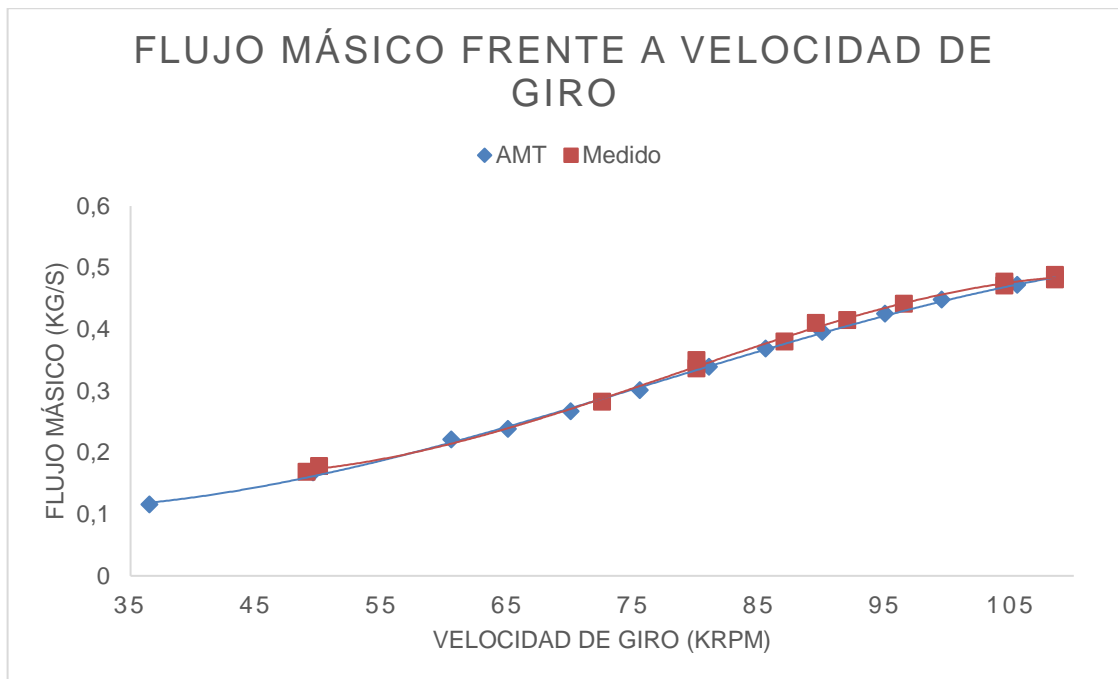
**Gráfica 5.1.2** – Pérdida de presión en la toma dinámica frente a velocidad de giro.



**Gráfica 5.1.3** – Pérdida de presión en la cámara de combustión frente a velocidad de giro.

### 5.1.2 Curvas de flujo másico típico

La curva de flujo másico típico nos servirá para saber si los datos calculados están dentro del rango de lo esperado. Se ha realizado una gráfica con los datos proporcionados por el fabricante y se ha hecho una línea de tendencia polinómica de grado tres. A su vez, se ha hecho lo mismo con los datos medidos y se han superpuesto ambas gráficas, con el objetivo de comparar ambas curvas.

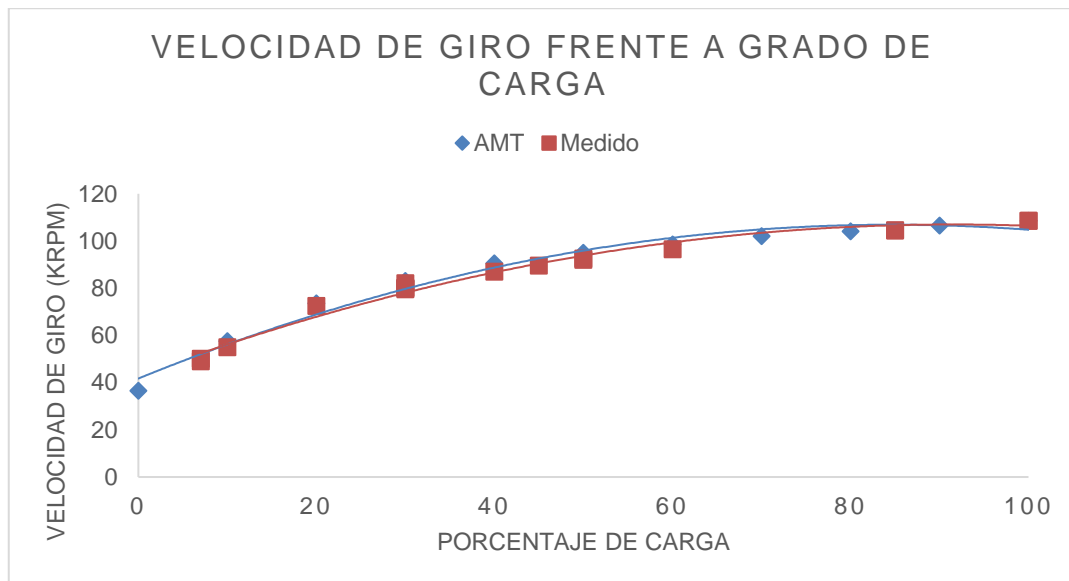


**Gráfica 5.1.4 – Flujo másico frente a velocidad de giro.**

Con esta gráfica, nos cercioramos de que los datos calculados a partir de las mediciones tienen sentido, puesto que están prácticamente superpuestos sobre la proporcionada por el fabricante.

### 5.1.3 Curvas de velocidad de giro frente a grado de carga

A continuación, se mostrarán unas curvas que comparen la velocidad de giro frente al grado de carga y se compararán con los datos de los ensayos realizados por el fabricante.

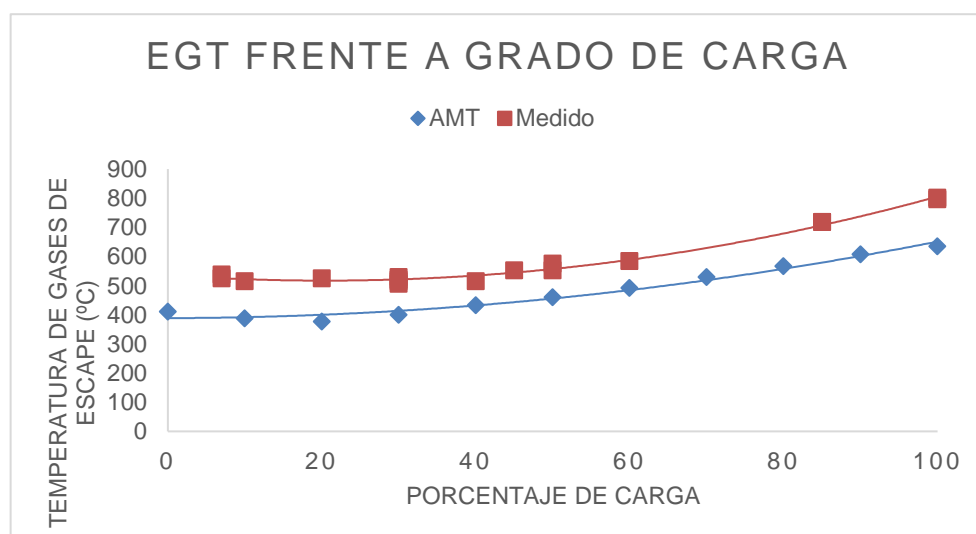


Gráfica 5.1.5 – Velocidad de giro frente a porcentaje de carga.

Como se puede ver, los datos cuadran en gran medida.

#### 5.1.4 Curvas de temperatura de gases de escape frente a grado de carga

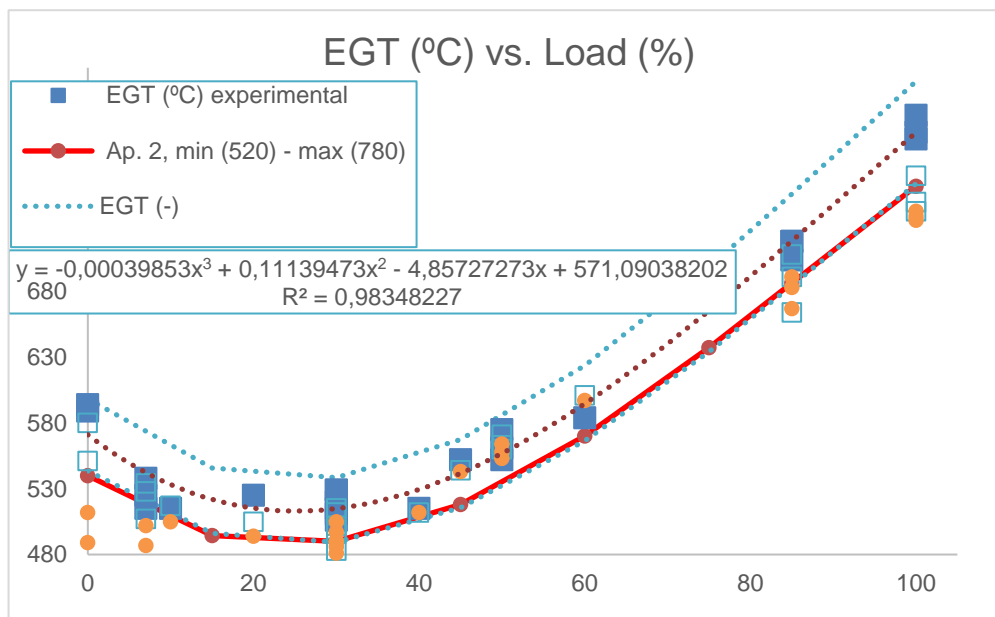
Las próximas curvas que se mostrarán compararán la temperatura medida por el sensor EGT por la compañía y la que se ha medido en los ensayos realizados.



Gráfica 5.1.6 – Temperatura de gases de escape frente a porcentaje de carga.

En esta curva, se puede observar como la temperatura medida por nosotros supera la medida por el fabricante. Esto se puede deber a varias razones, como una diferencia en las condiciones ambientales o que se haya ensayado con un combustible distinto.

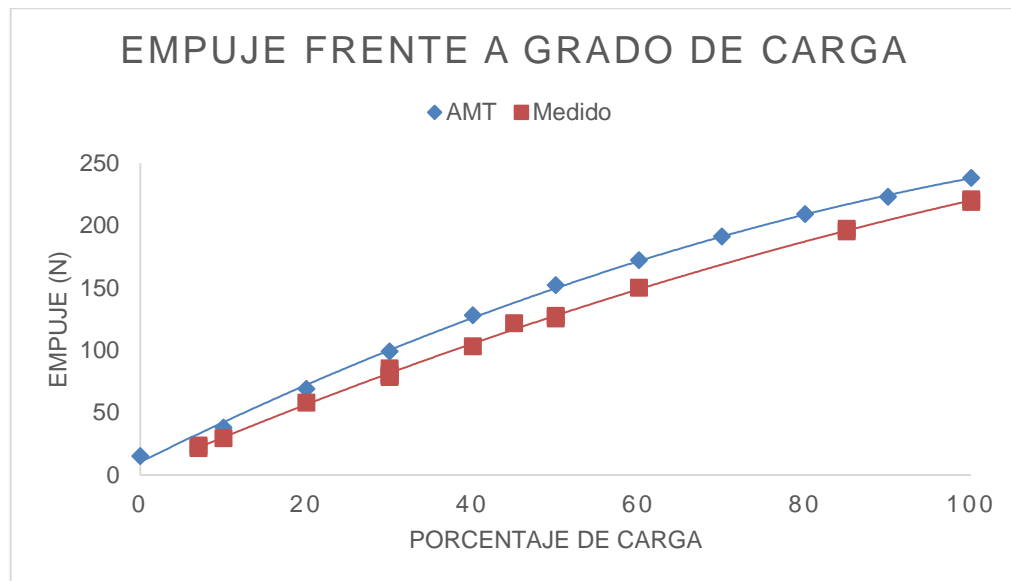
También tenemos otra gráfica, en la cual podemos ver un rango de temperaturas aceptables para el valor de **EGT**, debidas a la incertidumbre del aparato de medida:



Gráfica 5.1.7 – Rango de temperatura de gases de escape frente a porcentaje de carga.

### 5.1.5 Curvas de empuje frente a grado de carga

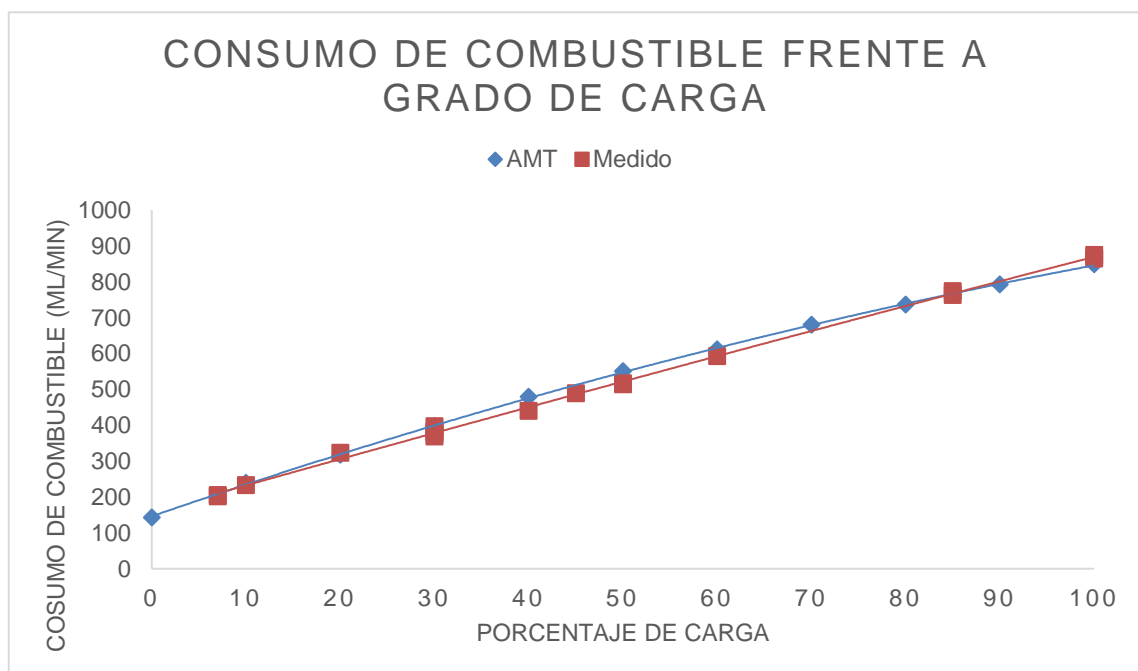
Las próximas curvas compararán el empuje generado por la turbina en los ensayos realizados en la Universidad con los ensayos hechos por el fabricante:



Gráfica 5.1.8 – Empuje frente a porcentaje de carga.

### 5.1.6 Curvas de consumo de combustible frente a grado de carga

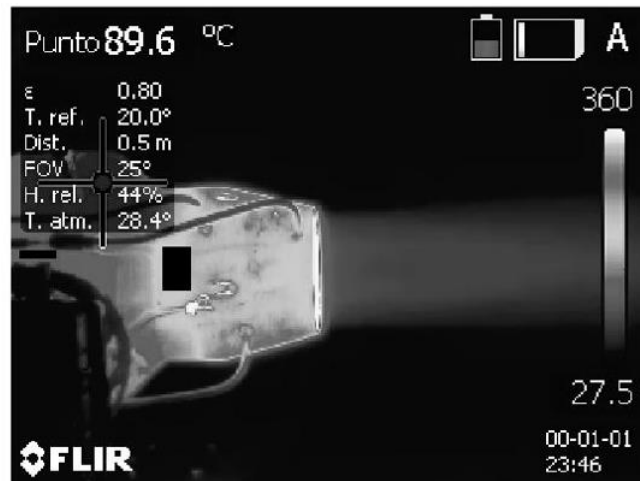
Las próximas curvas compararán el consumo de combustible frente al grado de carga y, al igual que en los casos anteriores, se compararán los datos medidos y los proporcionados por el fabricante.



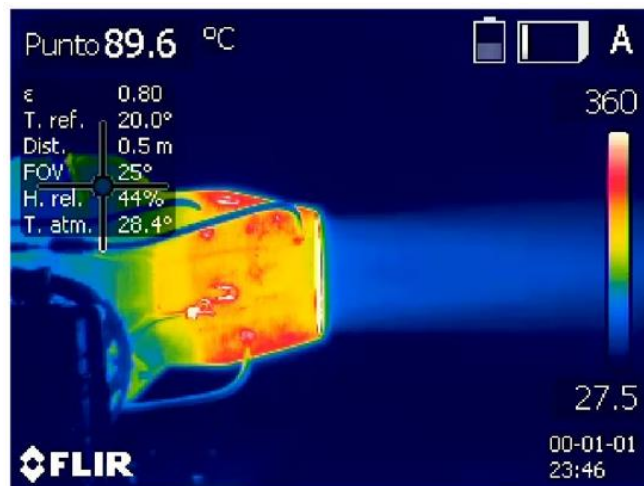
Gráfica 5.1.9 – Flujo de combustible frente a porcentaje de carga.

## 5.2 Resultados análisis de imágenes termográficas.

Se grabó un vídeo termográfico con la cámara termográfica *Flir T335* y, al analizarlo con Matlab, con el método descrito en el apartado 4.2, se obtiene la temperatura de la cámara de combustión y la tobera, en concreto, las zonas marcadas en la siguiente imagen:



**Ilustración 5.2.1** – Fotograma del vídeo grabado, con las zonas en las cuales se mide la temperatura marcadas con rectángulos negros.



**Ilustración 5.2.2** – Mismo fotograma que en la ilustración 5.2.1, en color en este caso.

La temperatura que nos arroja el programa, al analizar la ilustración 5.1.2, es de 128,2 °C en la cámara de combustión y de 174,2 °C en la tobera.

También se mostrarán imágenes de los experimentos con la cámara *Flir i3*:

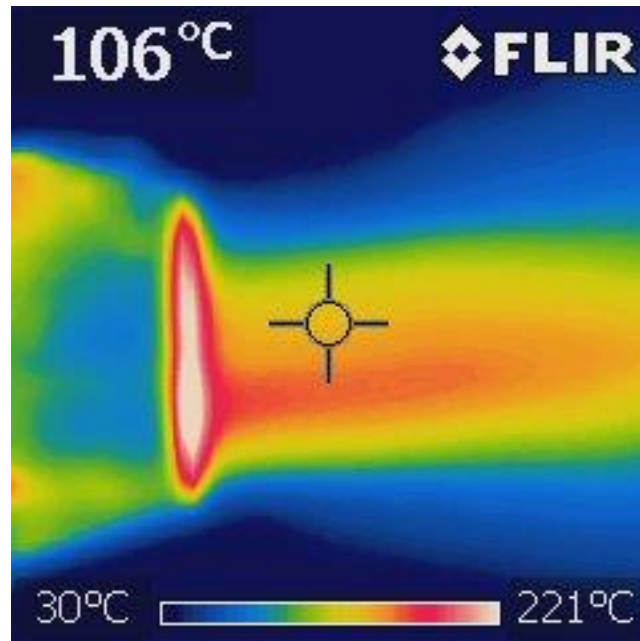


Ilustración 5.2.3 – Termografía de la tobera la en el arranque.

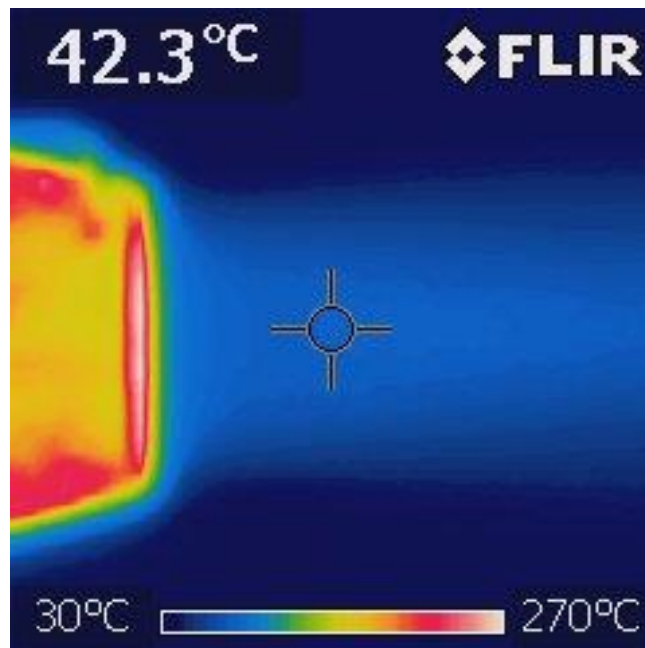


Ilustración 5.2.4 – Termografía de la tobera al 30% de carga.

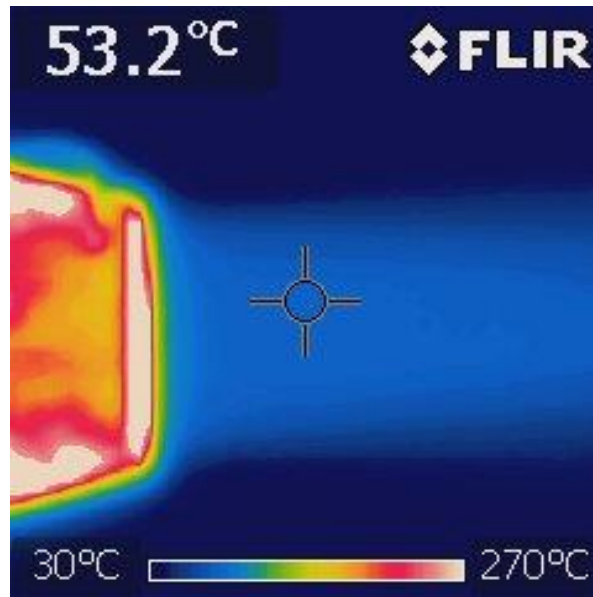


Ilustración 5.2.5 – Termografía de la tobera al 85% de carga.

### 5.3 Resultados análisis del combustible.

El análisis de la composición elemental del combustible ensayado, el queroseno, nos da la siguiente tabla:

Tabla 5.3.1 – Tabla de resultados del análisis elemental.

N %	C %	H %	S %(Area)
0,06	86,57	14,88	0,02
0,07	86,38	13,50	0,02

No obstante, también tenemos otra, la cual se ha obtenido analizando el espectrograma del combustible con un programa informático, obteniéndose los siguientes valores:

Tabla 5.3.2 – Tabla de resultados usando el espectrograma.

Fracciones másicas por espectrograma						
C	H	N	O	S	F	P
0,8634	0,1266	5,55E-04	0,0093	3,81E-05	2,36E-05	3,51E-05
Fracciones molares por espectrograma						
C	H	N	O	S	F	P
0,363	0,6338	2,00E-04	0,0029	6,00E-06	6,28E-06	5,71E-06

Se tomarán en cuenta los datos de la tabla 5.3.2, al tener a nuestra disposición las fracciones de más elementos del combustible, además de las fracciones molares.

Ahora, para calcular el poder calorífico inferior, se realizaron cuatro análisis del poder calorífico superior del combustible, los cuales, tras hacer la media, nos arrojan un valor de poder calorífico superior de 45625,41 kJ/kg. Usando la ecuación 4.4.1, podremos calcular el poder calorífico inferior, el cual tiene un valor de 42938,11 kJ/kg.

El calculado con la ecuación 4.4.2, la cual usa fracciones másicas en lugar de molares, es de 42938,21 kJ/kg, prácticamente el mismo al caso anterior.

Por último, para usar la ecuación 4.4.3, necesitaremos conocer la graduación API y el punto de anilina. La graduación API se puede calcular a partir de la densidad del combustible, la cual conocemos (0,79 kg/l) y el punto de anilina del queroseno se obtuvo de una revisión bibliográfica (55°C). Así, obtenemos un valor de poder calorífico inferior de 43262,32 kJ/kg.

Estos valores son bastante parecidos al obtenido de la bibliografía para el queroseno, el cual es de 43100 kJ/kg. No obstante, no son iguales entre sí. Se cogerá entonces el valor más restrictivo y conservador, de 42938 kJ/kg.

#### **5.4 Medidas de la turbina y resultados del modelo.**

Con el procedimiento de cálculo definido, obtendremos las medidas de la turbina. Estas medidas serán introducidas en nuestro algoritmo, para sacar una función de optimización que nos haga cuadrar el modelo, la cual se aplica a los parámetros de entrada, como la temperatura de los gases de escape. Las medidas de algunos ensayos, ya que muchos grados de carga se repitieron y carece de interés el hecho de mostrarlos varias veces, son las siguientes.

### 5.4.1 Ensayo al 7% de carga

Las siguientes medidas son las correspondientes a un ensayo en el cual se estableció un grado de carga del 7%. Se mostrarán los datos medidos, los resultados que nos calcula el modelo y la función de optimización correspondiente al ensayo.

#### Medidas del banco.

- Temperatura de los gases de escape (**EGT**): 538 °C.
- Medidor de empuje: 2,2 kgf.
- Consumo de combustible: 202 ml/min.
- Velocidad de giro: 49 krpm.

#### Medidas de sensores secundarios.

Tabla 5.4.1 – Medidas de sensores secundarios para grado de carga del 7%.

Tt1 (°C)	23,1
Tt3 (°C)	56,8
Tt4 (°C)	573
Tt5 (°C)	528
Tt6 (°C)	502
Ps1 (bar, manométrica)	-0,031
Ps3 (bar, manométrica)	0,303
Pt3 (bar, manométrica)	0,344
Pt4 (bar, manométrica)	0,294
Pt5 (bar, manométrica)	0,023

#### Medidas del analizador de humos *Testo 350*.

Tabla 5.4.2 – Medidas del analizador de humos para una carga del 7%.

O <sub>2</sub>	17,62%
CO	2471 ppm
NO	1 ppm
NO <sub>2</sub>	4,9 ppm
CO <sub>2</sub>	2,17%
HC	0 (aproximado a 16 ppm)
H <sub>2</sub>	230 ppm

**Resultados del modelo.****Tabla 5.4.3** – Parámetros calculados por el modelo para una carga del 7%.

Dosado	0,016
Rendimiento cámara de combustión	93,84%
Rendimiento turbina	68,8%
Rendimiento tobera	89,7%
Fuerza de fricción en tobera ( $\tau S$ )	1,192 N
Pérdidas de calor en tobera	0,2757 kJ/kg
Relación de compresión compresor	1,3619
Rendimiento compresor	69,74%
Flujo másico de aire	0,1685 kg/s
Contracción gases de salida	0%
Relación de flujos de mezcla ( $rFa$ )	1,138
Calor perdido en la cámara de combustión	5,9741 kJ/kg
Calor perdido por inquemados	5,9237 kJ/kg
Relación fricción real - modelo	0,3459
Rendimiento total a estático turbina	57,58%
Pérdidas de presión de la cámara de combustión	2,73%
Pérdidas de presión de la toma dinámica	1,566%

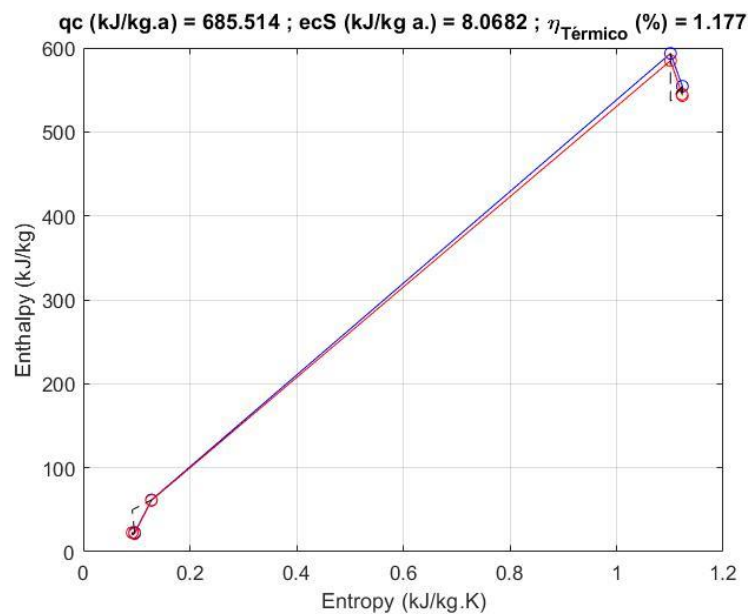
### Resultado de la identificación.

La siguiente tabla contiene los porcentajes por los cuales hay que modificar los parámetros de entrada para que cuadre el modelo:

**Tabla 5.4.4** – Valores de la función de optimización para una carga del 7%.

Empuje	-0,0387%
Flujo de combustible	0,4330%
Velocidad de giro	-0,4281%
Fracción de combustible lubricante	-0,0606%
Temperatura gases de escape (EGT)	-0,8964%
O <sub>2</sub>	0,3167%
CO <sub>2</sub>	0,4262%
CO	-0,0593%
NO	0,2691%
NO <sub>2</sub>	-0,1576%
HC	0,1869%
H <sub>2</sub>	-0,0471%

### Gráficas creadas por el modelo.



**Ilustración 5.4.1** – Gráfica de entalpía – entropía del ensayo al 7%.

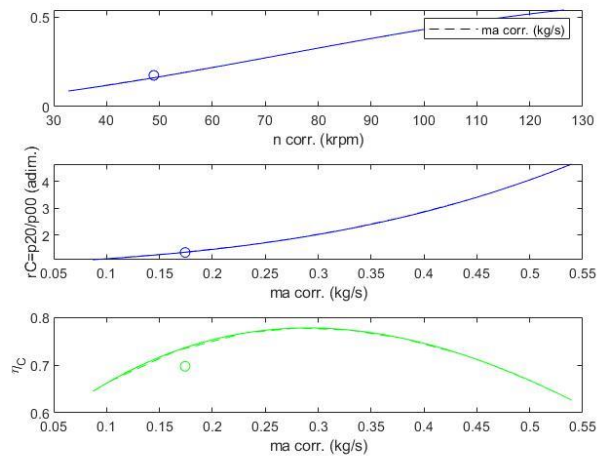


Ilustración 5.4.2 – Gráficas de parámetros de funcionamiento del compresor para una carga del 7%.

### 5.4.2 Ensayo al 30% de carga

Las siguientes medidas son las correspondientes a un ensayo en el cual se estableció un grado de carga del 30%. Se mostrarán los datos medidos, los resultados que nos calcula el modelo y la función de optimización correspondiente al ensayo.

#### Medidas del banco.

- Temperatura de los gases de escape (**EGT**): 520 °C.
- Medidor de empuje: 8,2 kgf.
- Consumo de combustible: 377 ml/min.
- Velocidad de giro: 80 krpm.

#### Medidas de sensores secundarios.

Tabla 5.4.5 – Medidas de sensores secundarios para grado de carga del 30%.

Tt1 (°C)	24
Tt3 (°C)	126
Tt4 (°C)	617
Tt5 (°C)	499
Tt6 (°C)	490
Ps1 (bar, manométrica)	-0,043
Ps3 (bar, manométrica)	1,102
Pt3 (bar, manométrica)	1,298
Pt4 (bar, manométrica)	1,094
Pt5 (bar, manométrica)	0,201

**Medidas del analizador de humos Testo 350.****Tabla 5.4.6** – Medidas del analizador de humos para una carga del 30%.

$O_2$	17,34%
CO	1379 ppm
NO	4 ppm
NO <sub>2</sub>	9,8 ppm
CO <sub>2</sub>	2,38%
HC	17 ppm
H <sub>2</sub>	117 ppm

**Resultados del modelo.****Tabla 5.4.7** – Parámetros calculados por el modelo para una carga del 30%.

Dosado	0,0151
Rendimiento cámara de combustión	97,15%
Rendimiento turbina	87%
Rendimiento tobera	63,49%
Fuerza de fricción en tobera ( $rS$ )	22 N
Pérdidas de calor en tobera	0,1882 kJ/kg
Relación de compresión compresor	2,1977
Rendimiento compresor	75,69%
Flujo másico de aire	0,3365 kg/s
Contracción gases de salida	0%
Relación de flujos de mezcla ( $rFa$ )	1,0018
Calor perdido en la cámara de combustión	4,9944 kJ/kg
Calor perdido por inquemados	4,9014 kJ/kg
Relación fricción real - modelo	1,8443
Rendimiento total a estático turbina	66,55%
Pérdidas de presión de la cámara de combustión	9,24%
Pérdidas de presión de la toma dinámica	1,97%

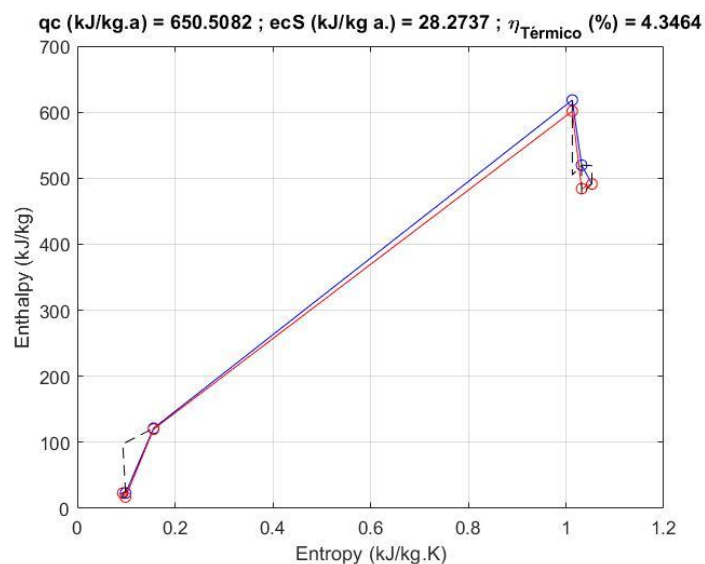
### Resultado de la identificación.

La siguiente tabla contiene los porcentajes por los cuales hay que modificar los parámetros de entrada para que cuadre el modelo:

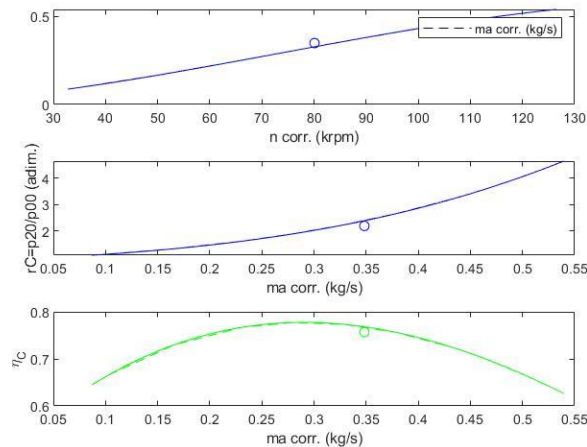
**Tabla 5.4.8** – Valores de la función de optimización para una carga del 30%.

Empuje	0,2383%
Flujo de combustible	1,9970%
Velocidad de giro	-0,1132%
Fracción de combustible lubricante	0,0111%
Temperatura gases de escape (EGT)	-2,6219%
O <sub>2</sub>	0,0001%
CO <sub>2</sub>	0%
CO	0%
NO	0%
NO <sub>2</sub>	0%
HC	0%
H <sub>2</sub>	0%

### Gráficas creadas por el modelo.



**Ilustración 5.4.3** – Gráfica de entalpía – entropía del ensayo al 30%.



**Ilustración 5.4.4** – Gráficas de parámetros de funcionamiento del compresor al 30%.

### 5.4.3 Ensayo al 85% de carga

Las siguientes medidas son las correspondientes a un ensayo en el cual se estableció un grado de carga del 85%. Se mostrarán los datos medidos, los resultados que nos calcula el modelo y la función de optimización correspondiente al ensayo.

#### Medidas del banco.

- Temperatura de los gases de escape (**EGT**): 718 °C.
- Medidor de empuje: 20,1 kgf.
- Consumo de combustible: 774 ml/min.
- Velocidad de giro: 104,5 krpm.

#### Medidas de sensores secundarios.

**Tabla 5.4.9** – Medidas de sensores secundarios para un grado de carga del 85%.

Tt1 (°C)	27,3
Tt3 (°C)	200
Tt4 (°C)	872
Tt5 (°C)	708
Tt6 (°C)	691
Ps1 (bar, manométrica)	-0,063
Ps3 (bar, manométrica)	2,410
Pt3 (bar, manométrica)	2,615
Pt4 (bar, manométrica)	2,390
Pt5 (bar, manométrica)	0,514

**Medidas del analizador de humos *Testo 350*.****Tabla 5.4.10** – Medidas del analizador de humos para un grado de carga del 85%.

$O_2$	15,56%
CO	1658 ppm
NO	21 ppm
NO <sub>2</sub>	7,4 ppm
CO <sub>2</sub>	3,5%
HC	110 ppm
H <sub>2</sub>	234 ppm

**Resultados del modelo.****Tabla 5.4.11** – Parámetros calculados por el modelo para un grado de carga del 85%.

Dosado	0,0222
Rendimiento cámara de combustión	97,32%
Rendimiento turbina	94,09%
Rendimiento tobera	55,97%
Fuerza de fricción en tobera ( $rS$ )	85,24 N
Pérdidas de calor en tobera	0,37 kJ/kg
Relación de compresión compresor	3,4444
Rendimiento compresor	70,27%
Flujo másico de aire	0,4711 kg/s
Contracción gases de salida	0%
Relación de flujos de mezcla ( $rFa$ )	1,0048
Calor perdido en la cámara de combustión	9,641 kJ/kg
Calor perdido por inquemados	9,4654 kJ/kg
Relación fricción real - modelo	3,8218
Rendimiento total a estático turbina	70,91%
Pérdidas de presión de la cámara de combustión	6,48%
Pérdidas de presión de la toma dinámica	3,186%

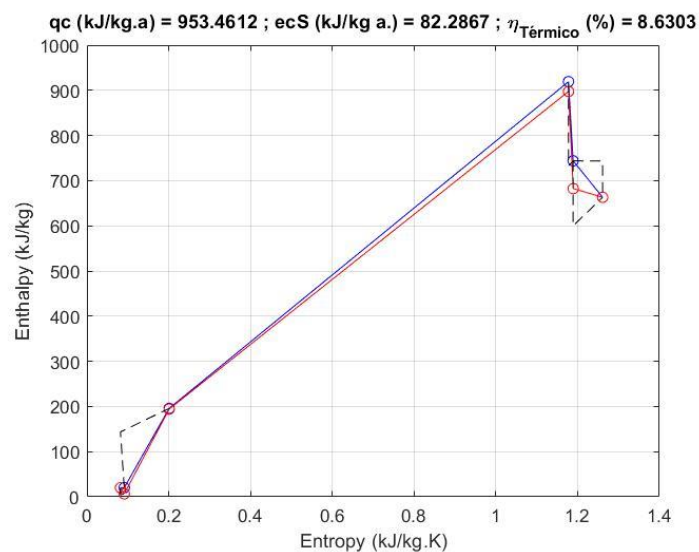
### Resultado de la identificación.

La siguiente tabla contiene los porcentajes por los cuales hay que modificar los parámetros de entrada para que cuadre el modelo:

**Tabla 5.4.12** – Valores de la función de optimización para una carga del 85%.

Empuje	-2,1562%
Flujo de combustible	1,9381%
Velocidad de giro	2,1857%
Fracción de combustible lubricante	-0,2277%
Temperatura gases de escape (EGT)	-1,7822%
O <sub>2</sub>	-3,302%
CO <sub>2</sub>	0,4894%
CO	-0,8497%
NO	1,855%
NO <sub>2</sub>	-1,0218%
HC	0,9651%
H <sub>2</sub>	0,5448%

### Gráficas creadas por el modelo.



**Ilustración 5.4.5** – Gráfica de entalpía – entropía del ensayo al 85%.

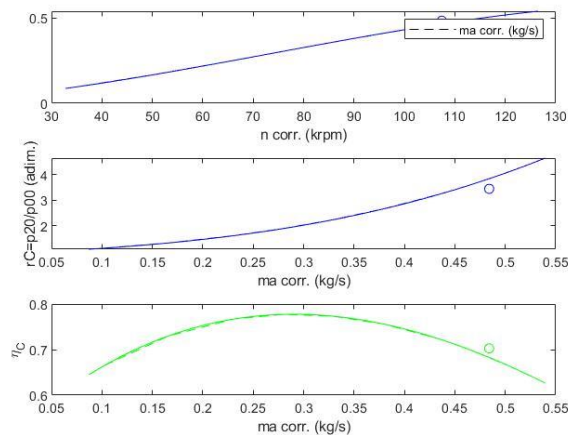


Ilustración 5.4.6 – Gráficas de parámetros de funcionamiento del compresor al 85%.

#### 5.4.4 Ensayo al 100% de carga

Las siguientes medidas son las correspondientes a un ensayo en el cual se estableció un grado de carga del 100%. Se mostrarán los datos medidos, los resultados que nos calcula el modelo y la función de optimización correspondiente al ensayo.

##### Medidas del banco.

- Temperatura de los gases de escape (**EGT**): 801 °C.
- Medidor de empuje: 22,5 kgf.
- Consumo de combustible: 875 ml/min.
- Velocidad de giro: 108,5krpm.

##### Medidas de sensores secundarios.

Tabla 5.4.13 – Medidas de sensores secundarios para un grado de carga del 100%.

Tt1 (°C)	29,2
Tt3 (°C)	207
Tt4 (°C)	945
Tt5 (°C)	768
Tt6 (°C)	737
Ps1 (bar, manométrica)	-0,063
Ps3 (bar, manométrica)	2,595
Pt3 (bar, manométrica)	2,792
Pt4 (bar, manométrica)	2,568
Pt5 (bar, manométrica)	0,587

**Medidas del analizador de humos *Testo 350*.****Tabla 5.4.14** – Medidas del analizador de humos para un grado de carga del 100%.

$O_2$	14,28%
CO	2135 ppm
NO	27 ppm
NO <sub>2</sub>	8,1 ppm
CO <sub>2</sub>	4,39%
HC	161 ppm
H <sub>2</sub>	211 ppm

**Resultados del modelo.****Tabla 5.4.15** – Parámetros calculados por el modelo para un grado de carga del 100%.

Dosado	0,0249
Rendimiento cámara de combustión	97,29%
Rendimiento turbina	89,87%
Rendimiento tobera	57,02%
Fuerza de fricción en tobera ( $rS$ )	91,74 N
Pérdidas de calor en tobera	0,4178 kJ/kg
Relación de compresión compresor	3,702
Rendimiento compresor	69,7%
Flujo másico de aire	0,4808 kg/s
Contracción gases de salida	0%
Relación de flujos de mezcla ( $rFa$ )	0,9007
Calor perdido en la cámara de combustión	11,1635 kJ/kg
Calor perdido por inquemados	10,9663 kJ/kg
Relación fricción real - modelo	3,773
Rendimiento total a estático turbina	67,63%
Pérdidas de presión de la cámara de combustión	5,38%
Pérdidas de presión de la toma dinámica	3,44%

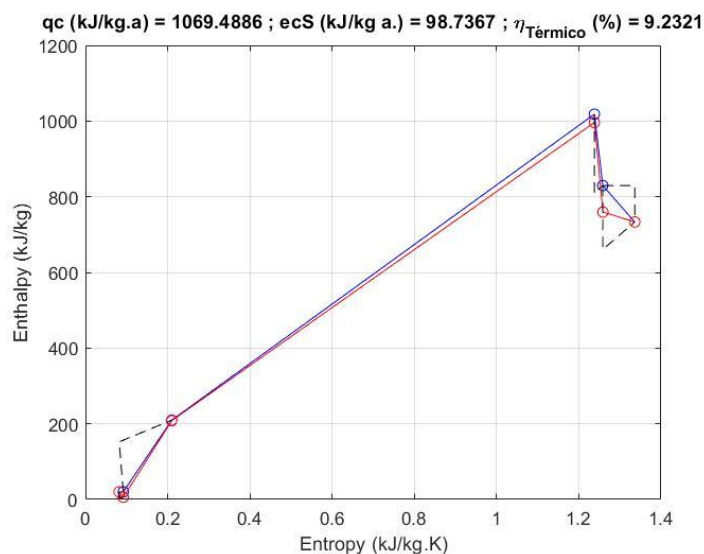
### Resultado de la identificación.

La siguiente tabla contiene los porcentajes por los cuales hay que modificar los parámetros de entrada para que cuadre el modelo:

**Tabla 5.4.16** – Valores de la función de optimización para una carga del 100%.

Empuje	-2,1119%
Flujo de combustible	3,2242%
Velocidad de giro	2,0498%
Fracción de combustible lubricante	-0,2155%
Temperatura gases de escape (EGT)	-2,3774%
O <sub>2</sub>	-2,7993%
CO <sub>2</sub>	0,4566%
CO	-0,8537%
NO	1,675%
NO <sub>2</sub>	-0,9505%
HC	1,0563%
H <sub>2</sub>	0,5369%

### Gráficas creadas por el modelo.



**Ilustración 5.4.7** – Gráfica de entalpía – entropía del ensayo al 100%.

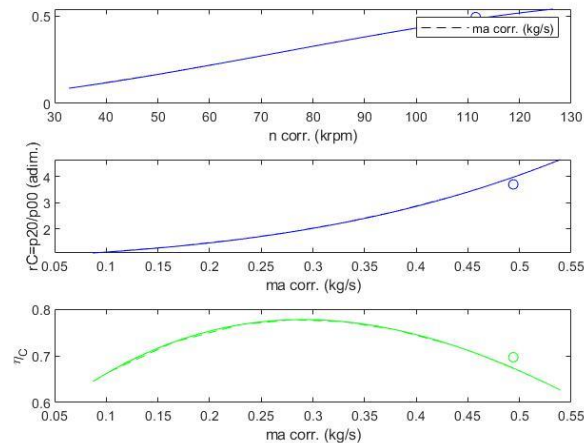


Ilustración 5.4.8 – Gráficas de parámetros de funcionamiento del compresor al 100%.

## 5.5 Discusión

En este apartado, se recalcarán diversos problemas o puntos interesantes que merecen el esfuerzo de desarrollar un poco:

- Un problema ya explicado en el apartado 4.2 y representado en la imagen 4.2.2, es el hecho de que las secciones donde están situados los sensores no son las mismas que las cuales se consideran para los cálculos, por lo que hay que hacer una interpolación, con la cual a partir de los valores medidos sacaremos los de las secciones del modelo para realizar el proceso de cálculo, o sacar los valores de las secciones de los sensores a partir de los calculados, para poder comparar el modelo con lo medido.
- Otro problema grave es la falta de exactitud de los termómetros usados en los sensores de temperatura adicionales. El mayor ejemplo de esto es que, en algunas mediciones, la temperatura **Tt5** es inferior a **Tt6**, lo cual no tiene sentido, ya que en una tobera los gases sufren una expansión, por lo que debería de disminuir la temperatura. Estos sensores de temperatura no aportan datos fiables. No ocurre mismo con los sensores de presión, los cuales nos aportan unas medidas más fiables.
- Un problema que se lleva arrastrando desde el año pasado, es el de la medición de las emisiones y el flujo de gases a la salida. Se ha comprobado en un ensayo en el cual no se tomaron medidas que, al acercarse la lanza a la salida de la turbina, los gases de escape a alta

velocidad provocan que se absorba aire ambiental por la lanza, provocándose una zona de recirculación justo tras esta. No solo esto, sino que también los gases de combustión no son homogéneos en la salida, ya que la combustión no lo es. Además, al ser la turbina axial no se produce una mezcla de los mismos en su paso por ella, por lo que es posible que en distintos puntos de la sección se obtengan valores distintos. Para solucionar esto, se ha definido la fracción  $r_{Fa}$ , la cual nos relaciona el flujo de gases real con el medido.

- Otro problema fue un error con el caudalímetro, el cual dejó de detectar el flujo, por lo que el lector de caudal marcaba continuamente cero. Esto se causó porque un cable que salía del caudalímetro dejó de hacer contacto, aunque se reparó. La causa pudo ser el hecho de que, para subir el banco de ensayos al tejado del edificio A3, se levantaba el banco de ensayos a pulso para subirlo por las escaleras y sacarlo del laboratorio de motores térmicos. Para futuros ensayos, resultaría importante el desplazar la turbina por la rampa que se encuentra en la puerta principal del edificio, aunque haya que desplazarla una longitud bastante más considerable.
- La bomba calorimétrica tuvo un problema, puesto que en un ensayo el conducto del aire comprimido se averió. También, a la hora de realizar los ensayos, había que tener en cuenta que el queroseno produce una gran cantidad de calor y que la bomba tiene unos límites inferior y superior de incremento de temperatura, por lo que hay que medir la masa que se va a medir con cuidado para no superar el límite superior, por lo que se ensaya en torno a medio gramo.
- Por último, para poder usar la cámara termográfica de forma efectiva, se tuvo que fabricar una 'pantalla' usando pintura mate negra y una serie de cartones unidos. Esto se debe a que al tener un fondo con una emisividad elevada, la cámara termográfica nos permite medir mejor la zona que nos interesa.

## 6 CONCLUSIONES

Este trabajo ha tratado sobre la reconciliación entre las medidas tomadas en los ensayos de la turbina del laboratorio de motores térmicos. Si bien tomar medidas es un proceso muy sencillo, la dificultad proviene de confeccionar el modelo y cuadrarlo, para obtener resultados con sentido. Se destacarán los siguientes puntos de interés:

- A la hora de realizar tareas de modelado, aunque los fenómenos físicos que ocurren en el sistema estén bien definidos, es importantísima la experimentación, no solo para obtener datos para el modelo, sino para poder detectar fenómenos que no se habían ni tenido en consideración. Un ejemplo de esto es el efecto aerodinámico que ocurría con la lanza del analizador de humos, motivo por el cual se definió el parámetro *rFa*.
- También, siguiendo en la línea de la experimentación, es importante la rigurosidad a la hora de realizar los ensayos, puesto que, a la hora de tratar con máquinas con una elevada sensibilidad, cualquier pequeña modificación en el proceso de ensayo puede dar lugar a grandes variaciones en los resultados, como se pudo ver en los ensayos con la bomba calorimétrica. No obstante, esta rigurosidad no se debe aplicar solo a los ensayos con instrumentación sensible, sino a todos.
- Cuando se realiza una termografía, hay que tener mucho cuidado con la calibración de la cámara y con la estabilidad de la toma de datos, puesto que es un instrumental muy sensible, el cual está sujeto a grandes fluctuaciones en sus medidas.
- A la hora de realizar el modelo y la optimización, las herramientas TIC son de gran utilidad. En concreto, en este modelo se usó Excel para realizar las primeras iteraciones del mismo, necesitándose realizar un proceso iterativo manual para obtener los resultados. Para automatizarlo, se realizó el modelo en Matlab, aprovechándose el entorno de programación que nos facilita para generar un algoritmo que nos permita optimizar los parámetros de entrada.
- El realizar un modelo matemático es una tarea compleja, necesitándose tener claros los conceptos que intervienen en el funcionamiento de la cosa

que se quiera modelar. En nuestro caso, es necesario el uso de varios submodelos, que cuadren entre sí, como es el caso del submodelo de las emisiones y el de la turbina.

- Los datos obtenidos en las mediciones son muy parecidos a los proporcionados por el fabricante, si bien el empuje es menor y la temperatura de los gases de salida es superior. Esto se puede deber a gran variedad de factores, pero posiblemente los más influyentes sean la diferencia entre las condiciones ambientales, puesto que aquí la temperatura ambiental era de 27 °C y en el entorno del fabricante era de 15 °C, además de la diferencia en las presiones atmosféricas. También puede ser por haber usado un combustible distinto, ya que en estos ensayos se usó queroseno para aviación, aunque la turbina puede usar tres combustibles distintos.
- La calibración del instrumental de experimentación cobra una importancia crucial a la hora de medir los datos en los ensayos. Un ejemplo de esto son las incorrectas medidas de temperatura en la tobera, puesto que **Tt5** y **EGT** deberían de tomar valores muy parecidos, cosa que no ocurría. También, ambos valores deberían ser siempre superiores a **Tt6**, debido a los efectos de expansión de los gases en la tobera, pero a veces se medía en dicho sensor una temperatura superior.
- Es importante, aparte de tener claros el funcionamiento de los fenómenos físicos que ocurren en el objeto a modelar, el funcionamiento de las partes mecánicas de dicho objeto, así como las del instrumental de medición, puesto que, en el caso de un error en alguna de la misma o un resultado sin sentido, el conocer su funcionamiento nos permitiría conocer el curso de acción que hay que tomar para solventarlo, como por ejemplo si hay que reparar algo. Esto se ejemplifica en lo que ocurrió con el caudalímetro, puesto que dejó de tomar medidas, si bien, al analizar el circuito de combustible, la solución era bastante fácil.
- Los fenómenos físicos de transmisión de calor por radiación y convección han de tenerse en cuenta a la hora de analizar la cámara de combustión y la tobera del motor, si bien no cobran mucha importancia, como se demostró en los ensayos con las cámaras termográficas, puesto que el

calor transferido era insignificante, comparándose por ejemplo con las pérdidas por inquemados.

- Y hablando de dichas pérdidas por inquemados, es importante también tener clara las composiciones tanto del aire atmosférico, como del combustible usado, así como de los gases de salida, puesto que dan la información sobre lo que está ocurriendo dentro de la cámara de combustión. Por este mismo motivo, los submodelos de los que ya se han hablado son complementados por otro modelo de la llama en la cámara de combustión, ya que, por ejemplo, la generación de óxidos de nitrógeno depende de la misma.
- Otra ventaja del modelado de los sistemas que intervienen en el funcionamiento del motor, como puede ser el compresor, es el hecho de que se pueden adimensionalizar dichos modelos, por lo que un solo modelo puede servir para varias máquinas distintas.
- Por último, es importante tener en cuenta los efectos de las máquinas a ensayar, ya que, por ejemplo, al producir la turbina mucho ruido y un chorro de gases de combustión de salida a elevada temperatura, se tuvo que ensayar en el tejado del edificio A3, para reducir las molestias producidas.



## 7 BIBLIOGRAFÍA

Palomar Carnicero, J. M. y Cruz Peragón, F.A. (s.f.). *Apuntes de teoría Máquinas Térmicas*. Universidad de Jaén.

Palomar Carnicero, J. M. y Cruz Peragón, F.A. (s.f.). *Apuntes de teoría Ingeniería Térmica II*. Universidad de Jaén.

Payri, F., Desantes, J.M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de Valencia.

González Troyano, A. (2023). *Puesta a punto de banco de ensayo de turbina a reacción de laboratorio*. Escuela Politécnica Superior de Jaén.

TEPCEL. (s.f.). *DTM-305, DTM-307 Digital Thermometers*. <https://tecpel.com/EN/products-details/no/1538649124211>

H. Cohen, H.I.H. Saravanamuttoo y G.F.C. Rogers. (2006). *Gas turbine theory , 5<sup>th</sup> edition*. Pearson.

Meherwan P. Boyce. (2006). *Gas turbine engineering handbook, third edition*. Gulf professional publishing.

Lana Sarrate. (s.f.). *Termómetro industrial Kane KM330*. <https://www.lanasarrate.es/tienda/medidores-de-temperatura/termometro-digital-km330/>

COBOS precision. (s.f.). *Productos*. <https://www.balanzascobos.com/productos/>

COBOS precision. (s.f.). *HCK.pdf*. <https://www.balanzascobos.com/productos/>

BOECO Germany. (s.f.). *Manual de instrucciones BALANZAS BAS PLUS, BPS PLUS BOECO* [boeco\_balances\_bas\_bpsplus\_user\_manual-386\_es.pdf]. <https://www.boeco.com>

BOECO Germany. (s.f.). *BOECO Balances BAS Plus*. <https://www.boeco.com/balances/boeco-bas-plus-models&sk=386>

PANATEC. (s.f.). *CÁMARAS TERMOGRÁFICAS FLIR i3 / i5 / i7*. [https://www.panatec-industria.com/camara\\_termografica\\_flir\\_i3.php](https://www.panatec-industria.com/camara_termografica_flir_i3.php)

MOUSER ELECTRONICS. (s.f.). *Compact InfraRed Cameras [FLIRi3\_i5\_i7FLIR-2580239.pdf]*. [mouser.es. https://www.mouser.es/datasheet/2/227/FLIRi3\\_i5\\_i7FLIR-2580239.pdf](https://www.mouser.es/datasheet/2/227/FLIRi3_i5_i7FLIR-2580239.pdf)

Ingenieros Industriales Comunitat Valenciana. (s.f.). *Detalles cámara termográfica Flir T335* [det\_camara.pdf]. [iicv.net. https://iicv.net/wp-content/uploads/documents-and-technical-tools/det\\_camara.pdf](https://iicv.net/wp-content/uploads/documents-and-technical-tools/det_camara.pdf)

Technoline. (s.f.). *WS 6762 - Weather station*. [https://www.technoline-berlin.de/product/en/WS\\_6762](https://www.technoline-berlin.de/product/en/WS_6762)

Refinadora costarricense de petróleo. (12 de septiembre de 2017). *Poderes caloríficos de algunos combustibles*. <https://www.recope.go.cr/productos/sistema-de-calidad/poderes-caloricos-de-algunos-combustibles/>

Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico. (s.f.). *Sistema Español de Inventario de Emisiones. Metodologías de estimación de emisiones*. [0805\_transporte\_aereo\_tcm30-446885.pdf]. [https://www.miteco.gob.es/content/dam/mitesco/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/sistema-espanol-de-inventario-sei-/0805\\_transporte\\_aereo\\_tcm30-446885.pdf](https://www.miteco.gob.es/content/dam/mitesco/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/sistema-espanol-de-inventario-sei-/0805_transporte_aereo_tcm30-446885.pdf).

AMT Netherlands. (s.f.). *Manual Olympus HP V30C* [Manual Olympus HP V30C.pdf]. <https://amtjets.com/>

AMT Netherlands. (febrero de 2020). *Olympus HP in the University configuration* [Olympus-HP-in-University-config-feb-2020.pdf]. <https://amtjets.com/>

AMT Netherlands. (octubre de 2022). *Instructions for engine test stand* [Instructions for Olympus HP University test stand October 2022.pdf]. <https://amtjets.com/>

AMT Netherlands. (s.f.). *Olympus HP "long intake" massflow measurements* [Olympus HP mass flow data.pdf]. <https://amtjets.com/>

AMT Netherlands. (septiembre de 2014). *Typical Olympus HP engine data at STP* [Typical Olympus HP engine data at STP.pdf]. <https://amtjets.com/>

Testo. (s.f.). *Manual de instrucciones testo 350* [testo-350-manual-de-instrucciones.pdf]. <https://www.testo.com/es-ES>.

Testo. (s.f.). *Catálogo testo 350* [catalogo-es-testo350-sp.pdf]. <https://www.testo.com/es-ES>

Chauvin Arnoux. (s.f.). *C.A 850*. [https://catalog.chauvin-arnoux.es/es\\_es/c-a-850.html](https://catalog.chauvin-arnoux.es/es_es/c-a-850.html)

Parr Instrument Company. (25 de mayo de 2016). *6050 compensated jacket calorimeter operating instruction manual* [691M\_Parr\_6050-Calorimeter-Inst.pdf]. <https://www.parrinst.com/es/>

Asociación Española de Normalización y Certificación. (mayo de 2005). *Biocombustibles sólidos. Método para la determinación del poder calorífico*. UNE 164001 EX.

Instituto Español de Normalización. (1985). *Estimación del poder calorífico neto de combustión*. UNE 51-112-85 ISO 3648.

Peña Rojas, Deyanira, Maldonado, Marylin. (s.f.). *Determinación del punto de anilina – Norma ASTM D-611*. Universidad de los Andes.



