

SIMULACIÓN DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN PARA UNA MICROTURBINA DE GAS UTILIZANDO EL PROGRAMA DE DINÁMICA DE FLUIDOS FLUENT.

RESUMEN

En este artículo muestra los resultados de la simulación de una cámara de combustión diseñada y construida por estudiantes y docentes de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira; integrantes del grupo de investigación de Sistemas Térmicos y Potencia mecánica. La cámara de combustión en cuestión, ha hecho parte de dos proyectos finales de grado de cuatro estudiantes de la facultad. El primero fue el diseño y construcción; el segundo de mejoras, pruebas y puesta a punto.

La simulación fue realizada con el programa de dinámica de fluidos FLUENT y tiene como objeto principal validar los resultados obtenidos en los procesos de diseño y puesta a punto.

PALABRAS CLAVES: Cámara de combustión, Microturbinas de gas, Puesta a punto.

ABSTRACT

This article shows the simulation results of a combustion chamber designed and constructed by students and lectures of the Mechanical Engineering Faculty at the Universidad Tecnológica de Pereira, Whom integrate the investigation group of Thermal Systems and Mechanical Power. That combustion chamber has been part of two final assignments performed by four students of the faculty. The first one was related to its design and construction; the second one, related to improvements and testing.

This simulation was done using the software of fluid-mechanics FLUENT and is intended to validate the results obtained during the construction and testing procedure.

KEYWORDS: Combustion chamber, Microturbines, testing.

1. INTRODUCCIÓN

La facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira a través de su grupo de investigación en Sistemas Térmicos y Potencia Mecánica ha adelantado diferentes proyectos referente a diseño, construcción, prueba y puesta a punto de cámaras de combustión, que han sido ejecutados por estudiantes de la facultad en la modalidad de trabajo de grado con la asistencia y dirección de profesores de la misma facultad.

En este documento se muestran los resultados de la simulación de una cámara de combustión para una microturbinas a gas, diseñada y construida como proyecto final de grado bajo de los autores [1] y que fue posteriormente mejorada, probada y puesta a punto como tema de otro trabajo final de grado, ejecutado por [2].

La cámara de combustión en cuestión tiene la capacidad de generar 24 Kwt, está configurada bajo el esquema de combustión de "air staging", en donde la totalidad del aire es suministrado en etapas a través de 3 puntos de inyección localizados, uno a la entrada y los dos

CARLOS A ESTRADA M.

Ingeniero Mecánico, M.Sc
Profesor Auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira
carlos_a_estrada@utp.edu.co

restantes a lo largo de la geometría de la cámara, fluyendo a través de un anillo concéntrico que permite la refrigeración de la pared de la cámara y actúa también, como precalentador de aire de suministro; como se muestra en la figura 1.

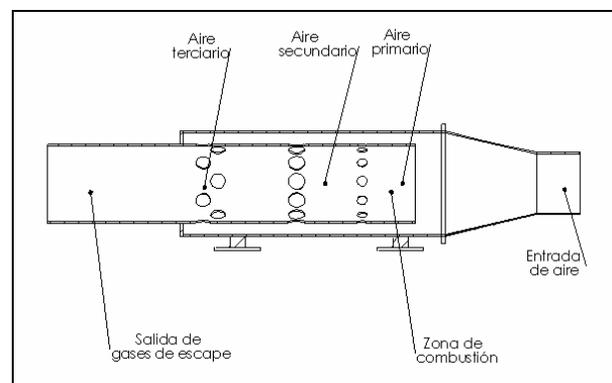


Figura 1. Cámara de combustión para una microturbinas a gas. El combustible utilizado es Aceite Combustible Para Motores, ACPM; que coincide con la denominación internacional Diesel No 2, que es inyectado a la cámara de combustión a través de una boquilla que opera a una

presión de 670 KPa (100 Psi) y que tiene capacidad de entregar 3.78 lpm (1 gpm) a un ángulo de 45° de combustible. Dicho combustible fue examinado por el laboratorio de Análisis de Aguas y Alimentos de la Universidad Tecnológica de Pereira siguiendo las normas ASTM D4052 y ASTM D1796 [2]; arrojando los siguientes resultados: Densidad 0.8621 g/lit, contenido de agua 35,73 % en volumen, contenido de cenizas 0,0194 % en volumen contenido de azufre 0,4 % en volumen.

Debido a la gran proporción de agua encontrada en el examen realizado al combustible por parte del laboratorio, la misma proporción de agua será utilizada en la composición de la simulación.



Figura 2. Sistema de alimentación de combustible (boquilla) de la cámara de combustión para una microturbina

Durante la investigación realizada por [1] y [2] se llegó a determinar que la presión de operación de la cámara asciende a 105 Kpa (man). El aire de alimentación es suministrado durante el arranque por un compresor eléctrico tipo centrífugo de dos etapas Electrolux, y durante la operación estable, a través de un turbocompresor HITACHI HT15-01 que produce movimiento rotacional en su turbina, capturando los gases calientes que provienen de la cámara de combustión. Dicha energía mecánica de rotación, es posteriormente transmitida al compresor principal. El cambio de una u otra fuente de aire se realiza por medio de una válvula cambia vías, de operación manual, que es manipulada por el investigador con el propósito de aislar el compresor de arranque, dejando el suministro de aire exclusivamente desde el turbocompresor, haciendo que la microturbina quede operando auto sostenidamente.

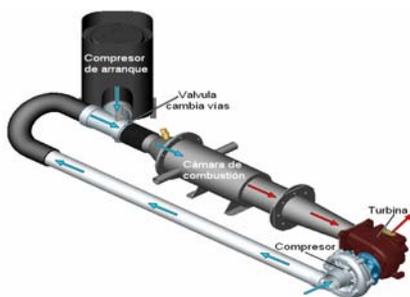


Figura 3. Esquema de ensamble de cámara de combustión, turbina y compresor (Turbocompresor) y compresor de arranque de la microturbina de gas.

En dicho turbocompresor, tanto el compresor, como la turbina comparten una misma unidad, que originalmente fue diseñada para ser utilizada como un turbocargador

para un vehículo tipo Ford F600; y que los autores [1] y [2] adaptaron con el uso de sistemas periféricos de lubricación, alimentación de combustible, refrigeración e instrumentación; además, de un sistema generador de arco eléctrico que inflama la mezcla aire-combustible al interior de la cámara durante el proceso de encendido.

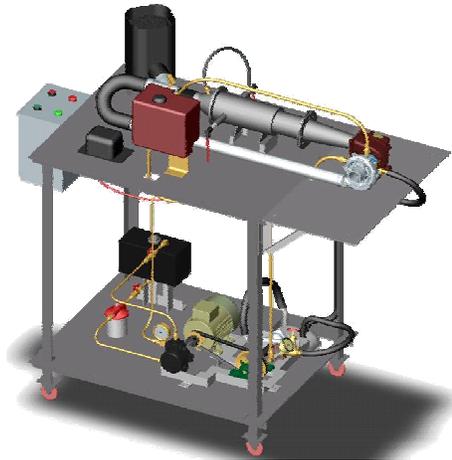


Figura 4. Ensamble definitivo de la microturbina a gas.

2. CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA CAMARA DE COMBUSTIÓN UTILIZANDO LA INTERFASE GRÁFICA DE FLUENT.

El autor construyó el modelo de la cámara en 2D con las medidas y proporciones reales de diseño, esto incluye el establecimiento de entrada de combustible por la parte central de la cámara a un ángulo de 45°, ingreso de aire primario, secundario y terciario; todo en concordancia con [1] y [2]. Se utilizó el software GAMBIT que es la interfase gráfica de FLUENT. Esta geometría posee un enmallado consistente en 29.079 nodos, con un volumen calculado de $2.756E-2 \text{ m}^3$



Figura 5. Esquema geometría de la cámara de combustión en 2D realizada en GAMBIT con 29.079 nodos.

3. SIMULACION DE LA CAMARA DE COMBUSTIÓN UTILIZANDO EL PROGRAMA DE DINÁMICA DE FLUIDOS FLUENT.

Modelar cámaras de combustión para cualquier aplicación es extremadamente difícil porque gran cantidad de fenómenos físicos ocurren e interactúan simultáneamente; como, turbulencia, reacciones químicas, transferencia de calor, radiación, etc. Antes de la aparición del análisis por CFD (Computational fluid dynamics), los diseños eran realizados siguiendo la experiencia previa y la prueba y error.

En el mercado hay disponibilidad de varios programas computacionales diseñados para realizar simulaciones de dinámica de fluidos y combustión. Uno de los más difundidos es FLUENT; que es un programa computacional para modelar flujo de fluidos, combustión y transferencia de calor en geometrías complejas. Comenzó a estar disponible en los años 1970 y ahora es considerado en una invaluable herramienta. Está escrito en lenguaje C y utiliza enmallados no estructurados en 2D y 3D con diferentes resoluciones ajustables al grado de aproximación requerido [3].

Cuando se habla de combustión al interior de cámaras de combustión, generalmente, la reacción química entre el aire y el combustible que a la postre va a generar calor tiene la connotación de turbulenta, adicional a eso, el aire y el combustible no se mezclan previamente; por tanto, dicha combustión también se define como no premezclada.

Por otra parte; a causa que al interior de la cámara la distribución de temperaturas no es homogénea, las propiedades termodinámicas como el calor específico, la conductividad térmica y viscosidad del gas de escape cambian una manera vertiginosa de un punto a otro y deben ser calculadas de una manera confiable en cada sector, de acuerdo al grado de precisión que se desee. En esta simulación, las propiedades de la sustancia anteriormente citadas, se evalúan con los siguientes modelos de cálculo:

Densidad.

$$\rho = \frac{P_{op}}{RT \sum_i \frac{Y_i}{M_{w,i}}} \quad \begin{array}{l} R = \text{constante universal del gas} \\ Y_i = \text{fracción de masa de la especie } i \\ M_{w,i} = \text{Peso molecular de la especie } i \\ P_{op} = \text{Presión de operación} \end{array} \quad [1]$$

Viscosidad.

$$\mu = \sum_i \frac{X_i \mu_i}{\sum_j X_j \phi_{ij}} \quad \begin{array}{l} \mu = \text{viscosidad} \\ \mu_i = \text{viscosidad de la especie } i \\ X_i = \text{fracción molar de las especie } i, j \\ M_{i,j} = \text{Peso molecular de la especie } i, j \end{array} \quad [2]$$

$$\phi_{i,j} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_{w,j}}{M_{w,i}} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\left[8 \left(1 + \frac{M_{w,i}}{M_{w,j}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}$$

Conductividad Térmica.

$$k = \sum_i \frac{X_i k_i}{\sum_j X_j \phi_{ij}} \quad \begin{array}{l} \mu = \text{viscosidad} \\ \mu_i = \text{viscosidad de la especie } i \\ X_i = \text{fracción molar de las especie } i, j \\ M_{i,j} = \text{Peso molecular de la especie } i, j \end{array} \quad [3]$$

$$\phi_{i,j} = \frac{\left[1 + \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_j}} \left(\frac{M_{w,j}}{M_{w,i}} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\sqrt{8 \left(1 + \frac{M_{w,i}}{M_{w,j}} \right)}}$$

Calor Específico.

$$C_p(T) = A_1 + A_2 T + A_3 T^2 + \dots$$

$$C_p = \sum_i Y_i C_{p,i} \quad \begin{array}{l} C_p = \text{Calor específico} \\ A_i = \text{Coeficiente de material} \\ T = \text{temperatura absoluta} \end{array} \quad [4]$$

Aparte de las consideraciones referentes a las propiedades termodinámicas, en esta simulación se utilizó el modelo de Reynolds-Stress (5 eqn) para evaluación de turbulencia debido a que este es el más elaborado, acepta movimientos rotaciones de flujo como es el caso del “swirl” y otorga mejores predicciones de combustiones no premezcladas. En la evaluación de transferencia de calor por radiación, se utilizó el modelo P1. El modelo Eddy-Dissipation fue igualmente utilizado para evaluación de transporte y reacción de especies debido a que este es liviano desde el punto de consumo de recursos computacionales, dando resultados con poca desviación en comparación a otros modelos más pesados. [3]

4. CONDICIONES DE FRONTERA PARA LA SIMULACION DE LA CAMARA.

Las condiciones de frontera necesarias para la simulación fueron extractadas de los cálculos originales realizados por [1] y [2]. Los mismos se listan a continuación.

Se considera una combustión con exceso de aire equivalente al 287%; significando esto, que al utilizar una boquilla de alimentación de combustible que proporciona 3.78 lt/min a 333 K (9.0653E-4 Kg/s) son utilizados 3.4786E-2 Kg/s de aire, considerando una temperatura de 333 K.

La adición de aire a la cámara de combustión se realiza en proporciones de 25% para aire primario, 25 % para aire secundario y 50% para aire terciario. La temperatura de ingreso varía de acuerdo a la distancia que el mismo, recorre a través del anillo exterior; actuando como agente refrigerante de la pared.

Caudal de combustible [gpm]	Presión [Kpa]	Temperatura [K]	Densidad del aire [Kg/m ³]	Velocidad del aire [m/s]	Flujo másico de aire [Kg/s]
1	105,35	333	1,095	22,926	3,4786 E-02

Tabla 1. Condiciones de frontera para aire y combustible que se utiliza en la cámara de combustión.

Se considerará además, que la presión al interior de la cámara de combustión se mantiene en 105 Kpa.

	Flujo de aire [Kg/s]	Presión P [Kpa]	Temperatura T [k]
Aire Primario	0.008697	105,35	333
Aire Secundario	0.008697	105,35	393
Aire Terciario	0.0174	105,35	453

Tabla 2. Relación de caudal, presión y temperatura del aire ingresado a la cámara de combustión en distintas etapas.

5. RESULTADOS OBTENIDOS POR LA SIMULACIÓN.

El modelo de la cámara presento convergencia en el resultado después de 1200 iteraciones,

En la figura 6 se muestra el perfil de temperatura promedio en la línea media de la cámara de combustión. Aire y Combustible son ingresados a una temperatura de 333K. Posterior a esto se evidencia un aumento vertiginoso de la temperatura de los gases de escape debido a la reacción del combustible con el aire primario, llegando hasta un valor de 950K. Posterior a esto, el aire secundario es admitido, generando una caída sutil de la pendiente de la curva de temperatura, tornándola horizontal; debido a que en este punto de la geometría de la cámara, se está admitiendo aire a una temperatura de 393K. En este punto hay disponibilidad adicional de oxígeno que suscita una nueva combustión con incremento de temperatura hasta un valor de 1100K. Finalmente, el aire terciario es admitido dando como consecuencia que la temperatura se incremente de una manera controlada hasta un valor de 1300K; que es la temperatura que finalmente incidente sobre los alabes del turbo cargador.

Lo anteriormente señalado, contradice la teoría que el aire terciario opera como un aire de dilución que reduce la temperatura de los gases de escape. En otras palabras, la simulación muestra que debido a la geometría y diseño de la cámara, la temperatura de los gases incrementa su valor de una manera progresiva a lo largo de la cámara y el aire terciario contribuye para que la totalidad de combustible sea quemado.

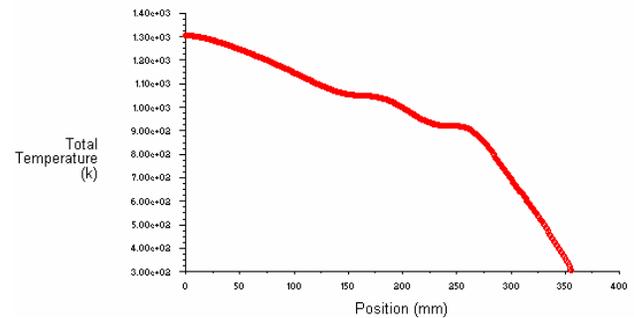


Figura 6. Perfil de temperatura de los gases de combustión al interior de la cámara.

En lo referente al comportamiento del combustible, mostrado en la figura 7; este es admitido en la cámara de combustión por medio de una boquilla que entrega 3.78 lpm (1 gpm) y tiene un ángulo de inclinación equivalente a 45°. La simulación muestra que dicha cantidad de combustible se reduce de una manera instantánea, tan pronto entra en contacto con el aire primario. En este punto parece haber cierta estabilidad en la curva, pero nuevamente reduce su proporción cuando el aire secundario y terciario es ingresado, dando como consecuencia que el contenido de combustible a la salida de la cámara es inexistente.

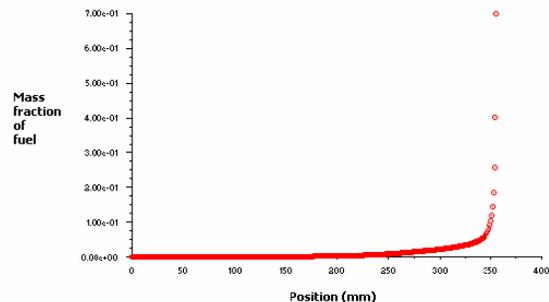


Figura 7. Perfil de cantidad de combustible al interior de la cámara

Aire es admitido en varias etapas (primaria, secundaria y terciaria). Aire primario ingresa con el propósito de generar una reacción inicial con el combustible disponible, causando una primera combustión que hace que tanto el contenido de combustible como de oxígeno se reduzcan de una manera dramática. Posterior a esto se hace evidente un incremento en la cantidad de oxígeno disponible debido a la recepción del aire secundario, ocasionando un incremento en la pendiente de la curva. En este punto se presenta una segunda reacción, causando nuevamente que la disponibilidad de oxígeno disminuya. Finalmente el aire terciario es agregado, contribuyendo a que el reducto de combustible aun existente sea quemado en su totalidad. Este comportamiento es mostrado en la figura 8.

Se nota además que el contenido de oxígeno a la salida de la cámara después del proceso de combustión es del

17%, que es un valor esperable debido al exceso de aire que fue utilizado en el momento del diseño de la cámara.

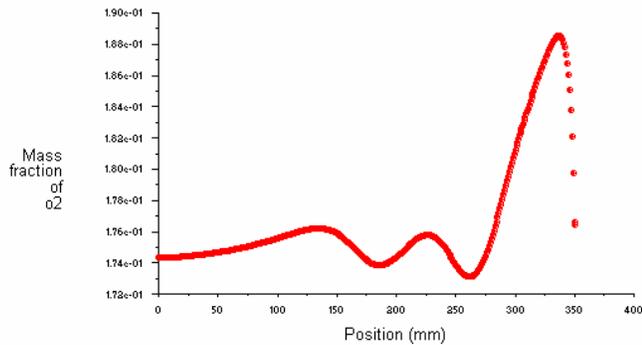


Figura 8. Perfil de cantidad de cantidad de oxígeno al interior de la cámara.

En lo referente a la entalpía que tienen los gases de combustión a la salida de la cámara, la simulación representada en la figura 9, da como resultado una curva muy similar a la de temperatura; situación que es esperable debido a la dependencia existente entre la entalpía y la temperatura. Como ya se mencionó anteriormente, el calor específico de los gases de escape se han considerado variable. Figura 9.

Para nuestro caso particular, el programa de simulación ha establecido que la entalpía de los gases de escape a la salida de la cámara de combustión, que posteriormente inciden sobre los alabes del turbocompresor asciende a 1057.81 KJ/Kg.

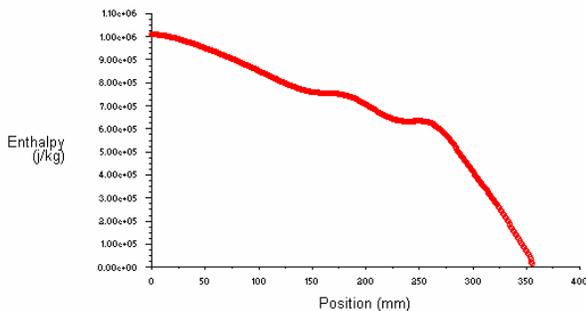


Figura 9. Perfil de entalpía de los gases de escape al interior de la cámara

6. COMPARACION DE LOS RESULTADOS DE TEMPERATURA ENTRE LAS LECTURAS EXPERIMENTALES Y LAS DE LA SIMULACIÓN.

Para la validación de los resultados obtenidos por medio de la simulación, se compararon los datos arrojados con aquellos obtenidos por medio experimental y presentados por López y Salazar [2]. Dicha comparación es presentada en la tabla 3 y muestra que existe una desviación del 14% entre el valor experimental y el obtenido por medio de la simulación. No es posible realizar más comparaciones, debido a que en la etapa

experimental realizada por [2], no se hicieron mediciones de temperatura adicionales al interior del la cámara de combustión, sino que se midieron temperaturas de la pared exterior de la cámara; esto debido a la ausencia de instrumentación adecuada para este propósito en la facultad.

Temperatura de Salida de Gases de Cámara [K]		Error [%]
Valor Experimental	Valor de simulación	
1117	1300	14

Tabla 3. Comparación de resultados de temperatura de salida de gases de combustión por experimentación y simulación.

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La utilización de un programa de dinámica de fluidos es una herramienta sumamente eficaz para la simulación de sistemas en donde intervienen procesos de combustión y transferencia de calor.

La cámara de combustión diseñada por [1] y probada por [2] se comporta de una manera estable. Se ha comprobado que el diseño garantiza la utilización total del combustible suministrado, arrojando un porcentaje de oxígeno a la salida de la cámara de combustión que asciende al 17%, que es un valor cercano a lo que la literatura [4] y [5] considera que es un valor adecuado para turbinas a gas.

Al tener la cámara de combustión suministro de aire en diferentes etapas, se nota claramente que existe un control sobre la disponibilidad de este fluido, ayudando esto a reducir las emisiones contaminantes que son características en los procesos de combustión.

La temperatura de salida de los gases de escape obtenida tanto por experimentación, como por la simulación ostentan un valor que difiere en un 14%, probablemente debido a la estimación puntual de las propiedades termodinámicas al lo largo de la cámara de combustión que debe realizar el programa de simulación, y a las dificultades propias de la medición física de una temperaturas elevadas, es decir, la medición de temperaturas acusa de dificultades adicionales debido a la necesidad de utilizar equipos de alta denominación, no comunes para las aplicaciones académicas.

7. BIBLIOGRAFÍA

[1]. Trejos V, Jorge M - Vargas A, Hader A Diseño y Construcción de Una Cámara de Combustión Para Una Microturbina a Gas de Generación de Potencia. Tesis de grado – Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira, 2005.

- [2]. López B, Mario – Salazar H, Wilfran E Pruebas de Laboratorio y Puesta a Punto de Una Cámara de Combustión Para Una Microturbina de Gas. Tesis de grado – Facultad de Ingeniería Mecánica Universidad Tecnológica de Pereira, 2006.
- [3]. Fluent “FLUENT 6 user’s guide” Fluent corporation 1998.
- [4]. U. Krueger, J. Hueren, S. Hoffmann, W. Krebs, P. Flohr, and D. Bohn: Measurement of Thermoacoustic Improvements in Gas Turbines Combustion Systems, ASME Turbo 2000-GT0095 (Munich, 2000)
- [5]. A. Amsden, J. Ramshaw, P. O’Rourke, and J. Dukowicz: A Computer Programming Three Dimensional Fluids Flow With Chemical Sections and Fuel Spray LA10245MS (1985)