

## MODELADO NUMÉRICO DE LA REFRIGERACIÓN REGENERATIVA DE MOTORES COHETE

E Fernández B.

Becario CIC

Grupo de Fluidodinámica Computacional GFC /Grupo de Ensayos Mecánico Aplicados UID-GEMA

– Facultad de Ingeniería UNLP

Email: esteban.fernandez@ing.unlp.edu.ar

### RESUMEN

*Tomando como meta la predicción de temperaturas de un motor cohete de combustible líquido, se desarrolló un modelo numérico de su sistema de refrigeración regenerativo. Este sistema está conformado por conductos por los que circula el combustible del motor. Fueron simulados tanto el dominio sólido como el líquido.*

*Utilizando el software FLUENT 6.3, se investigaron diferentes esquemas de modelización y mallado. Se eligió el más adecuado de ellos a partir de un proceso de validación en base a datos bibliográficos de coeficiente de pérdida de carga y coeficiente de transferencia térmica, ambos para flujo turbulento en conductos confinados, en un rango de números de Reynolds adecuado a las condiciones de operación. Además se compararon los perfiles de velocidad y temperatura con modelos empíricos para flujo en conductos.*

*A su vez, fue necesario desarrollar un modelo que simulara la transferencia de calor en base a datos de temperatura de los gases de escape del motor. Este modelo también fue contrastado con información bibliográfica a fin de evaluar su validez.*

*Por último se simula un conducto de refrigeración correspondiente a un motor en particular y se muestran los resultados obtenidos.*

**Palabras clave:** Refrigeración Regenerativa, Transferencia de Calor, Flujo en Cañerías, CFD

### INTRODUCCIÓN

El sistema de refrigeración regenerativa de un motor cohete consiste en hacer circular el combustible o el comburente a través del cuerpo del motor, esta medida aporta dos beneficios, por un lado extrae calor del cuerpo del motor refrigerándolo, por otro lado, permite precalentar el combustible, lo que generalmente mejora la combustión [1]. La capacidad de intercambio de calor de este sistema está fuertemente ligada al caudal de propelente, sus propiedades termodinámicas y fluidodinámicas, la conductividad del material de las paredes y la geometría general del sistema. Es necesario por lo tanto un estudio cuidadoso de la influencia de las variables citadas, a fin de optimizar la transferencia de calor del sistema [7, 8, 10].

La implementación técnica de este sistema es variada. En este trabajo se estudiará el sistema de refrigeración regenerativo de un motor cohete bipropelente de combustible líquido, en el que se utiliza el combustible como refrigerante. El sistema es de flujo inverso (el combustible ingresa a la altura de la boca de escape de la tobera y desemboca a la altura de los inyectores). Los conductos de refrigeración son de sección rectangular y están mecanizados directamente sobre el cuerpo del motor en sentido longitudinal.

A fin de predecir las temperaturas en el cuerpo del motor se realiza un modelo de Mecánica de Fluidos Computacional (CFD) que incluye el dominio sólido. Ello requiere probar diferentes mallados y modelos de turbulencia hasta lograr una configuración que arroje resultados consistentes con diversos datos bibliográficos asociados al problema en cuestión.

### METODOLOGÍA

La validación de modelos se realiza trabajando con un conducto recto de sección circular de una longitud igual a 100 veces el diámetro, a fin de asegurar que tanto el perfil de velocidades como

temperaturas se encuentren completamente desarrollados [3]. En su interior circula el combustible, para el que, en esta etapa, se suponen sus propiedades físicas, como la viscosidad, calor específico y conductividad térmica, constantes con la temperatura.

Los modelos numéricos desarrollados, deben simular correctamente la transferencia de calor por convección de las paredes de los conductos de refrigeración hacia el fluido. El intercambio de calor dependerá del coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h$ .

$$q = h(T_0 - T_m) \quad (1)$$

Donde  $T_0$  es la temperatura de la pared y  $T_m$  corresponde a la temperatura media en la sección del conducto.

Imponiendo como condición de borde un flujo de calor constante en las paredes del conducto y, relevando el perfil de temperaturas en cada sección, puede obtenerse el valor de  $h$ .

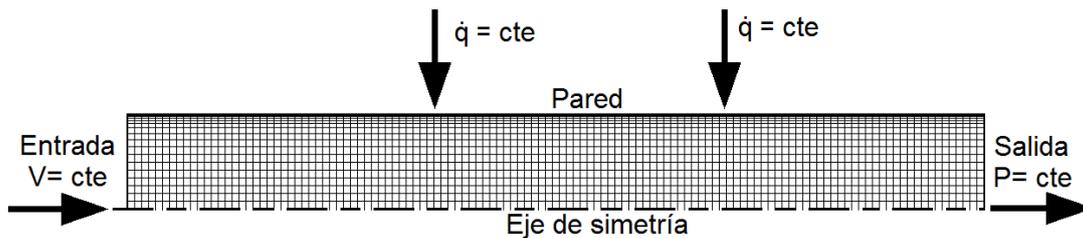


Figura 1. Esquema de modelo realizado

El coeficiente de transferencia de calor obtenido, es luego comparado con resultados de modelos empíricos y valores obtenidos experimentalmente por otros autores.

En flujo turbulento existe un aumento de la transferencia de calor, que en flujo laminar se produce únicamente por transferencia molecular; esto se debe a la difusividad térmica que agrega la turbulencia.

El coeficiente de transferencia de calor depende no solo de las propiedades del fluido, sino también del número de Reynolds. El parámetro adimensional que caracteriza la relación entre la transferencia de calor por conducción y por convección es el número de Nusselt.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (2)$$

Este parámetro puede ser calculado empíricamente a partir de diferentes modelos. En este trabajo se adopta el modelo propuesto por Petukhov y Kirilov [5].

$$Nu_D = \frac{(f/2)Re_D \cdot Pr}{1,07 + \frac{900}{Re_D} - \frac{0,63}{1 + 10Pr} + 12,7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3)$$

$$Pr = \mu \frac{C_p}{k} \quad (4) \quad Re_D = \frac{\rho \cdot \bar{u} \cdot D}{\mu} \quad (5)$$

$D$  = diámetro del caño

$\mu$  = viscosidad dinámica

$C_p$  = calor específico a presión constante

$f$  = Factor de fricción

El cálculo del número de Nusselt a partir de la ecuación 3, requiere conocer el factor de fricción del conducto, un parámetro ampliamente utilizado en la industria y del cual numerosos autores [3, 5] han obtenido valores experimentales con una alta correlación entre ellos. Particularmente en este trabajo se utilizaron los resultados obtenidos por J. Nikuradse [4].

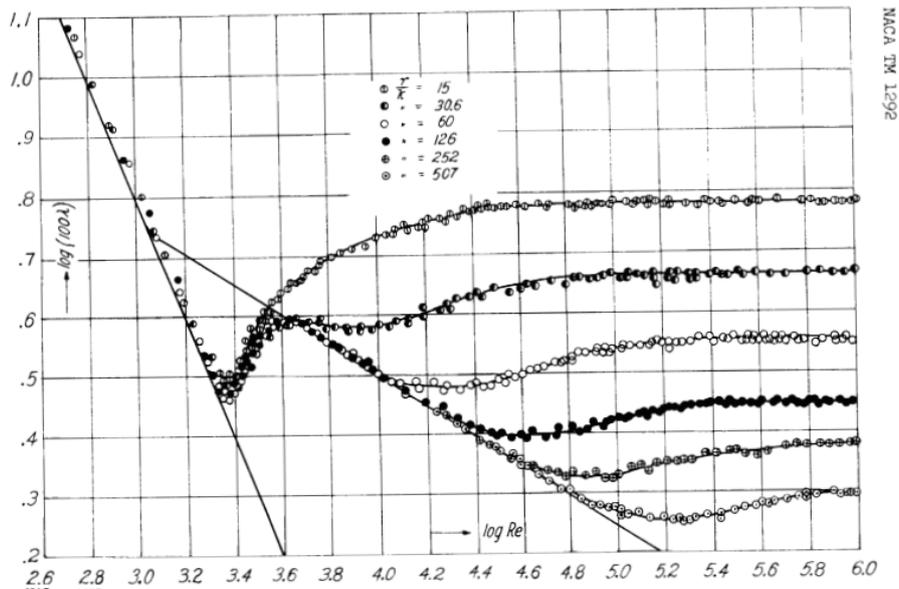


Figura 2. Factores de fricción obtenidos por J. Nikuradse [4]

Dado que el coeficiente de fricción  $f$  define las tensiones de corte en la pared, está directamente relacionado con el perfil de velocidades del fluido, específicamente, con el gradiente de velocidades en la pared, ver ecuaciones 6 y 7. Relevando este perfil de velocidades para una sección del conducto simulado por CFD, puede calcularse la tensión de corte y hallarse el valor de  $f$ . Esto convierte al factor de fricción en otro parámetro de interés a fin de validar los modelos numéricos.

$$\tau_w = \frac{1}{2} f \rho \bar{u}^2 \quad (6) \qquad \tau_w = \mu \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=0} \quad (7)$$

Se estudiaron los resultados con tres modelos de turbulencia diferentes, todos ellos RANS de dos ecuaciones en estado estacionario, con el software FLUENT 6.3 bajo licencia del Grupo Fluidodinámica Computacional, GFC. Se evaluaron diferentes caudales que resultan en diferentes números de Reynolds.

- Modelo 1: k-ε realizable con *enhanced wall treatment*
- Modelo 2: k-ω standard, *transitional flow correction*
- Modelo 3: k-ω SST con *transitional flow correction*

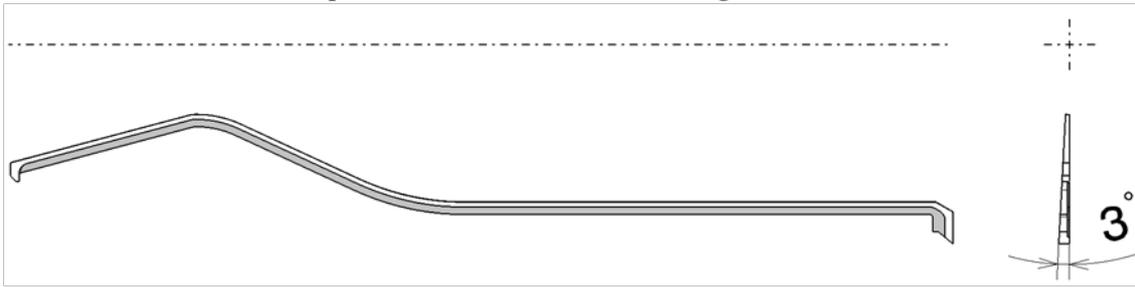
Estas tres formulaciones requieren que el valor de la coordenada adimensional  $y^+$  para el primer elemento sea del orden de 1 y menor a 5 [2], por lo cual, para cada modelo fue necesario refinar la malla en la región lindante a la pared, a fin de lograr este requisito.

Una vez obtenidos los resultados y habiendo elegido la formulación que mejor se ajuste a los datos experimentales de coeficiente de fricción y coeficiente de transferencia de calor, se simula un conducto recto de sección rectangular, con la relación de aspecto dada y de la misma longitud que los modelos previos. Con los resultados de este modelo se calcula nuevamente el parámetro  $f$  y se compara con los valores experimentales correspondientes a un conducto de sección circular del mismo diámetro hidráulico (a fin de que el número de Reynolds sea el mismo).

La última verificación realizada es la de independencia de la malla en la solución. Para ello, se malla nuevamente el modelo con el doble de elementos en la sección y se comparan los resultados. El último refinamiento demostró que con la malla utilizada, estructurada de 701880 elementos para el fluido y 467900 para el sólido, este requisito fue satisfecho.

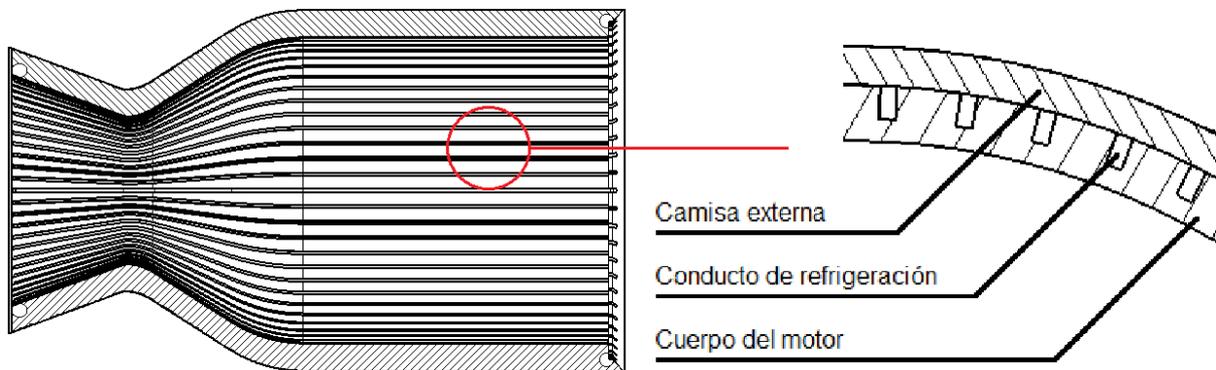
Este proceso permite validar el modelo de manera completa, desde el mallado hasta el esquema de resolución.

Con la validación concluida se procede a modelar la geometría del motor. Este, con sus canales de refrigeración, posee simetría axial, por lo que basta con simular una porción radial correspondiente a solo un conducto con su correspondiente dominio sólido, ver **Figura 3**.



**Figura 3.** Geometría del motor modelizada

Se escogió una geometría clásica de conductos longitudinales, mecanizados directamente sobre el cuerpo del motor. Estos conductos son cerrados por una camisa exterior, que a fin de simplificar la modelización, se supuso adiabática con el entorno.



**Figura 7.** Geometría del motor

Los conductos de refrigeración poseen una relación de aspecto determinada previamente y su cantidad fue definida de manera de ser capaz de disipar el flujo de calor requerido (parámetro de diseño fijo).

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Del proceso de validación se obtiene que el modelo que más se aproxima a los resultados experimentales de  $h$  y  $f$  es el modelo 3 ( $k-\omega$  SST con transitional flow correction). Se muestra a continuación el error obtenido en los parámetros de comparación utilizados.

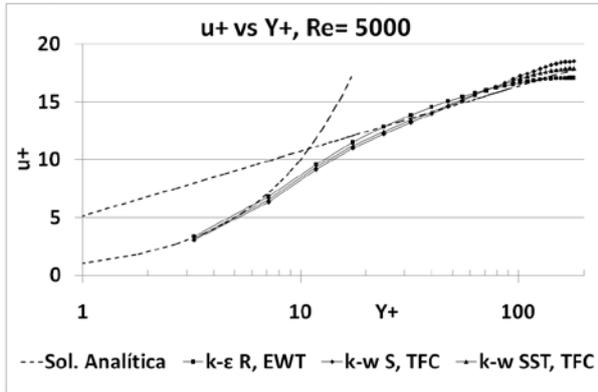
**Tabla 1.** Comparación de coeficientes de pérdida de carga

Re	Modelo	f modelo CFD	f Empírico	Error [%]
5000	Modelo 1	0.0448	0.039	12.9
5000	Modelo 2	0.0397	0.039	1.8
5000	Modelo 3	0.041	0.039	4.9
10000	Modelo 1	0.0344	0.031	9.9
10000	Modelo 2	0.0312	0.031	0.6
10000	Modelo 3	0.0312	0.031	0.6
20000	Modelo 1	0.0275	0.026	5.5
20000	Modelo 2	0.0256	0.026	-1.6
20000	Modelo 3	0.0263	0.026	1.1

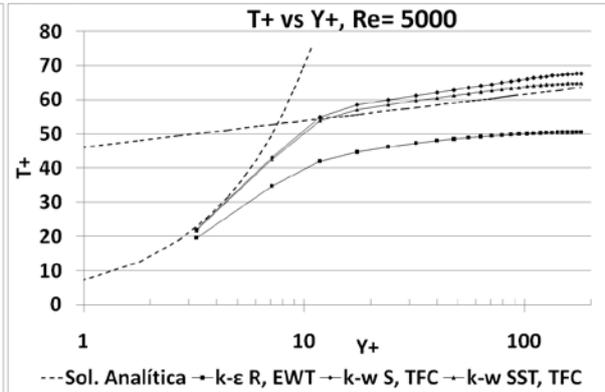
**Tabla 2.** Comparación de coeficientes de transferencia de calor por convección

Re	Modelo	$h$ modelo CFD	$h$ Empírico	Error [%]
5000	Modelo 1	3730.3	3119.1	-16.4
5000	Modelo 2	2780.9	2877.1	3.5
5000	Modelo 3	2869.9	2939.9	2.4
10000	Modelo 1	5789.6	5363.0	-7.4
10000	Modelo 2	4581.2	5021.5	9.6
10000	Modelo 3	4755.7	5021.5	5.6
20000	Modelo 1	9992.6	9351.0	-6.4
20000	Modelo 2	8304.3	8905.8	7.2
20000	Modelo 3	8630.8	9071.3	5.1

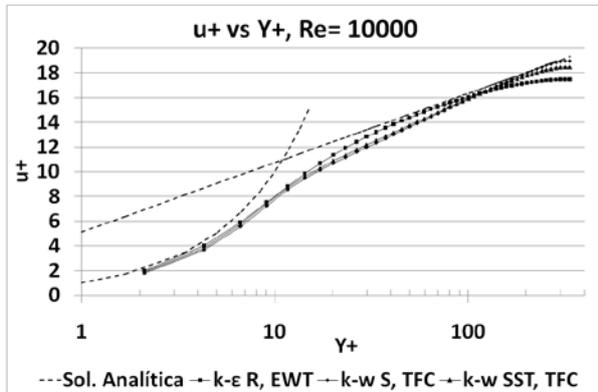
Se muestra además la comparación en parámetros adimensionalizados del perfil de velocidad y el de temperatura contra modelos empíricos de referencia [2, 6]



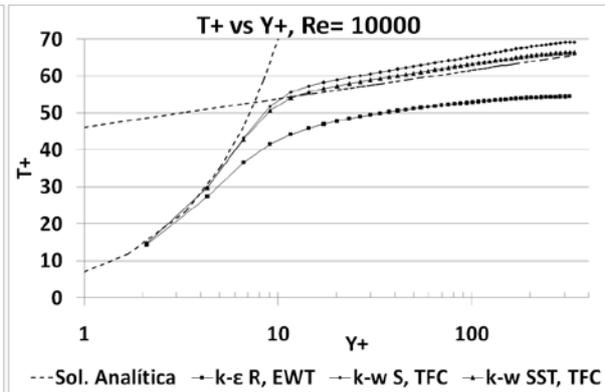
**Figura 4 A.** Temperatura adimensionalizada



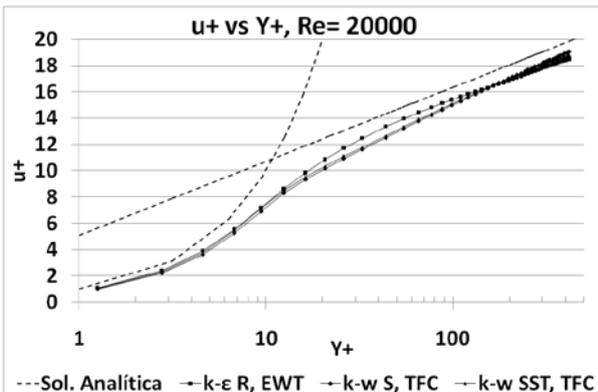
**Figura 4 B.** Velocidad adimensionalizada



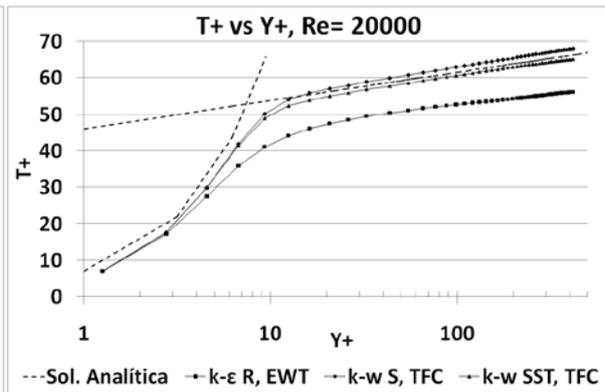
**Figura 5 A.** Temperatura adimensionalizada



**Figura 5 B.** Velocidad adimensionalizada



**Figura 6 A.** Temperatura adimensionalizada



**Figura 6 B.** Velocidad adimensionalizada

Se compara a continuación el coeficiente de fricción experimental, para un conducto circular, con el valor obtenido para el modelo CFD de conducto de sección rectangular equivalente. Solo se evaluó el modelo 3 (k- $\omega$  SST) dado que resultó ser el de mejor correlación con los valores de referencia.

**Tabla 3.** Comparación de coeficientes de pérdida de carga, conductos de sección rectangular

Re	$f$ experimental	$f$ CFD rectangular	Error [%]
5000	0.039	0.039	0.4
10000	0.031	0.031	0.8
20000	0.026	0.025	3.8

Con la modelización validada se procede a analizar el conducto de refrigeración correspondiente al motor cohete.

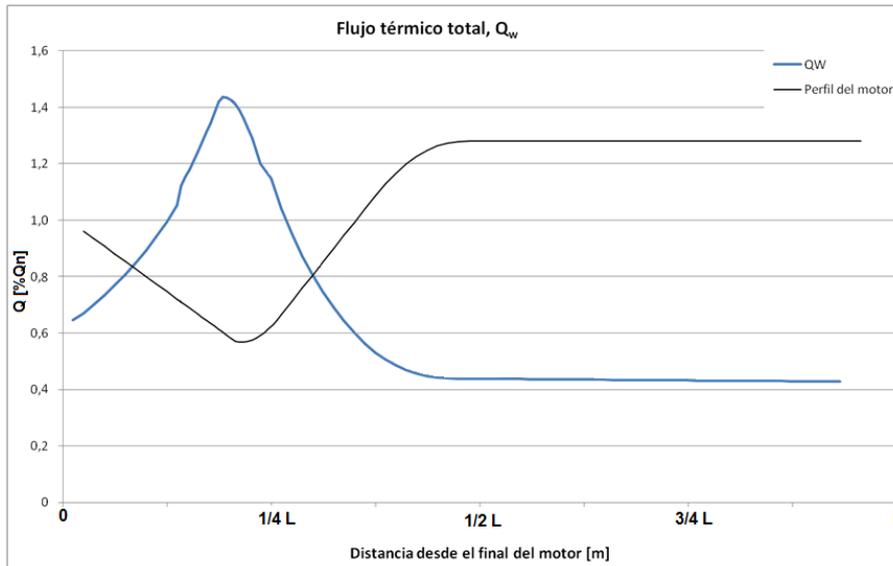
Se asumieron propiedades iniciales de los gases de escape en la cámara de combustión, a fin de que la expansión sea completa en la boca de descarga. Se supuso el gas de escape como un gas perfecto y de una sola fase.

Con el objetivo de obtener la condición de borde correspondiente a la transferencia térmica por convección de los gases de escape a la pared interna del motor, se utilizó el modelo de Bartz [1]. Este modelo está basado en información experimental de diferentes motores cohete de combustible líquido.

$$h_E = \frac{0.026}{d_t^{0.2}} \left( \frac{\mu_E^{0.2} C_{p,E}}{Pr_E^{0.6}} \right)_0 \left( \frac{P_c}{C^*} \right)^{0.8} \left( \frac{A_t}{A} \right)^{0.9} \sigma \quad [8]$$

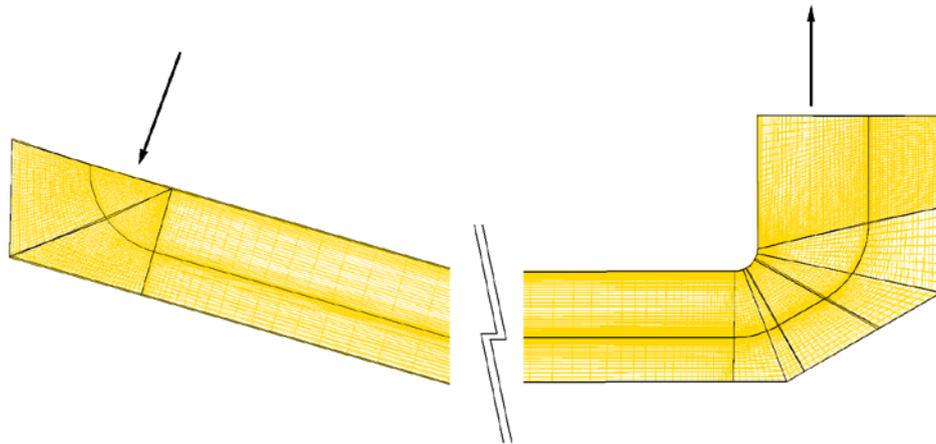
$$\sigma = \left[ 0.5 \frac{T_{w,E}}{T_c} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 0.5 \right]^{-0.68} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-0.12} \quad [9]$$

Con este modelo se obtiene la siguiente distribución de calor por unidad de área a lo largo del motor cohete.



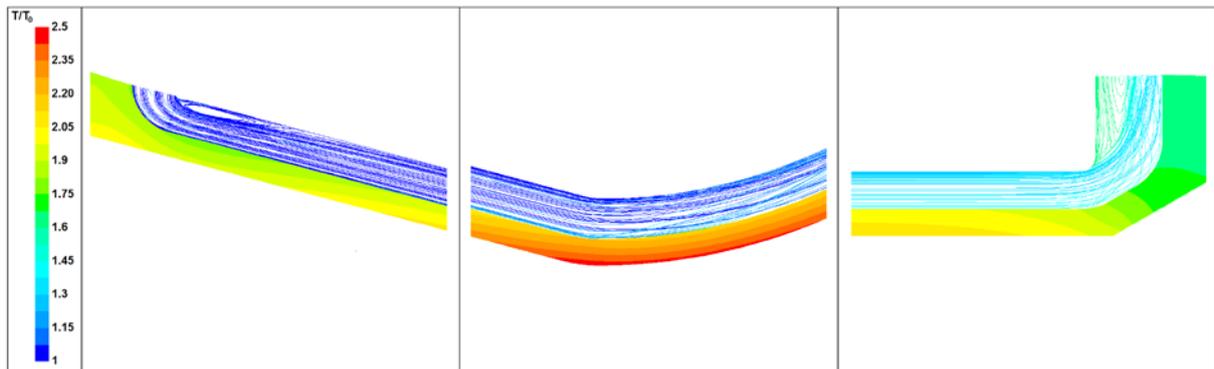
**Figura 8.** Distribución de calor en la pared interna del motor

El mallado fue realizado completamente con elementos hexaédricos. El espesor del primer elemento a partir de la pared se definió con el objetivo de obtener un valor de  $Y^+$  mayor a uno, y menor a 5. La cantidad de nodos utilizadas es de 1.169.800, de los cuales corresponden aproximadamente el 60% a la simulación del fluido y el resto al sólido correspondiente a la cámara de empuje. Debe tenerse en cuenta que el volumen correspondiente al líquido es aproximadamente un quinto del volumen total, por lo que la densidad de nodos por unidad de volumen utilizados para simular el fluido es mucho mayor que la del entorno sólido.



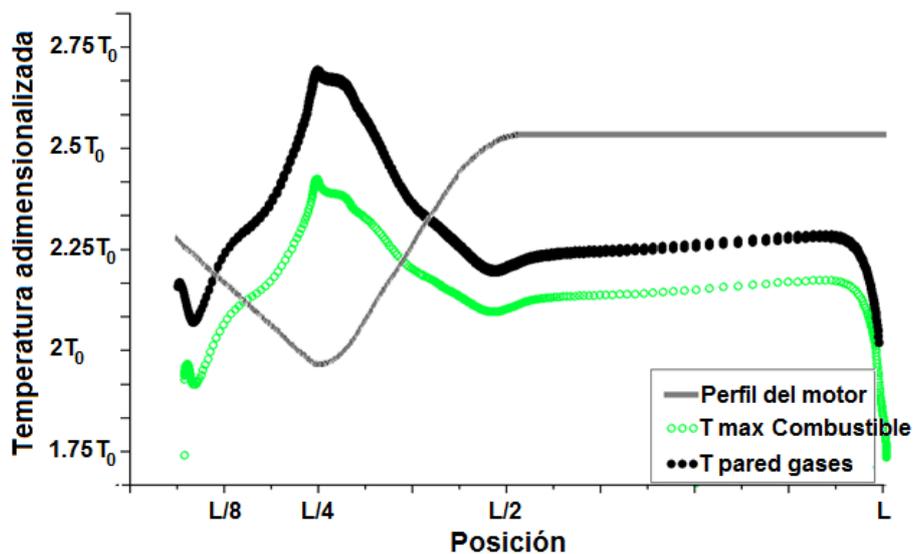
**Figura 9.** Detalle del modelo CFD

La **Figura 10** muestra los resultados de temperatura del combustible en la pared del motor. Los mismos se encuentran adimensionalizados con respecto a la temperatura de ingreso del combustible en el sistema de refrigeración.



**Figura 10.** Temperatura del combustible y de la pared del motor en función de la temperatura de entrada

También es útil mostrar la temperatura máxima encontrada, tanto para la pared del conducto de refrigeración como para la pared interna del motor, para cada sección del mismo. Se adimensionalizan también los resultados en función de la temperatura de ingreso del combustible en el sistema de refrigeración.



**Figura 11.** Temperaturas máximas a lo largo del canal de refrigeración

## CONCLUSIONES

Se obtuvieron las distribuciones de temperaturas tanto en la pared del motor como en el fluido refrigerante, dos parámetros fundamentales en el diseño de un motor cohete.

En base al mecanismo presentado de validación y, tras haber logrado un esquema de modelización válido, fue posible resolver este modelo, prediciendo el campo de temperaturas, del cual no se cuenta con información contra la cual contrastar.

Existen múltiples parámetros como el caudal de refrigeración y la relación de aspecto de los conductos, que pueden ser variados y evaluar su efecto en las temperaturas finales del motor.

A pesar de que las condiciones de borde impuestas al modelo, no corresponden a un caso real, es importante destacar lo útil que resulta contar con un esquema de modelización validado, ya que permitirá, utilizando condiciones de borde reales, predecir la temperatura de un motor cohete y evaluar diferentes configuraciones a fin de alcanzar un diseño óptimo.

Queda pendiente para trabajos futuros, la realización de un modelo combinado, capaz de simular los gases de escape del motor y el sistema de calefacción. De esta manera, será posible simular la influencia de la refrigeración en la temperatura de los gases de escape. La importancia de esta simulación radica en que, según diversos autores [1, 10], el coeficiente de transferencia térmica de los gases de escape a la pared interna del motor, depende de la temperatura de esta pared, que es justamente la que se quiere hallar. Es decir, no puede ser fijado de ante mano el caudal de calor que el sistema de refrigeración debe extraer del motor.

## AGRADECIMIENTOS

El autor agradece a Federico Bacchi por su asistencia en la utilización de FLUENT 6.3 y Ana Scarabino por su dirección en el trabajo presentado.

## REFERENCIAS

1. “Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines”, Dieter K. Huzel and David H. Huang. AIAA, 1992
2. “FLUENT 6.3 User’s Guide”. Fluent Inc. 2006
3. “Boundary Layer Theory, Hermann”, Schlichting. McGraw Hill Book Company 1951
4. “Laws of Flow in Rough Pipes”, J. Nikuradse. NACA Technical Memorandum 1292, 1950
5. “Heat Transfer Handbook”, Adrian Bejann and Allan D. Kraus. 2003
6. “Fundamentals of Turbulence Modelling”, C.-J. Chen. Taylor and Francis. 1998
7. “Hot-Gas Side and Coolant-Side Heat Transfer in Liquid Rocket Engine Combustors”, Ten-See Wang and Van Luong. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 1994
8. “Comparison of Different Aspect Ratio Cooling Channel Design for a Liquid Propellant Rocket Engine”, M. E. Boysan, A. Ulas, K. A. Toker, B. Seckin. Middle East Technical University. 2007
9. “CFD analysis of transcritical methane in rocket engine cooling channels” Marco Pizzarelli, Francesco Nasuti, Marcello Onofri. Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale. 2011
10. “A model for Design and Analysis of Regeneratively Cooled Rocket Engines”, M.H. Naraghi, S. Dunn, D. Coats. 2004