



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

APLICACIÓN DEL MÉTODO DE LOS VOLÚMENES FINITOS AL CÁLCULO DE LA RADIACIÓN TÉRMICA EN CAVIDADES CON OBSTÁCULOS

Daniel de Jesús Rebollo *, Marisol Velasco y José Carlos Bocca

Departamento de Electromecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de San Juan
Avenida Libertador San Martín (Oeste) 1109 - CPA: J5400ARL - San Juan – Argentina
drebollo.de.fi.unsj@gmail.com

RESUMEN

En el análisis de la transferencia radiante, la presencia de obstáculos y obstrucciones que impiden, o perturban, el transporte radiante, genera problemas de considerable importancia. La presencia de un obstáculo opaco entra las fuentes emisora y la receptora de la radiación térmica produce un efecto de sombra, es decir, desaparece la componente de radiación directa y solo está presente la componente de radiación difusa, lo que genera problemas de estabilidad en el método numérico.

En este trabajo se estudia la transferencia radiante en una cavidad bidimensional rellena con un medio participante con obstrucciones, parciales o totales, o que contiene obstáculos. Se considera que el medio se comporta como un gas gris que absorbe, emite y dispersa la radiación térmica, y que el obstáculo es opaco. Las paredes de la cavidad y las del obstáculo son grises y difusas.

Se consideran diferentes configuraciones geométricas y térmicas en las que el obstáculo puede ser simple o múltiple, interior o contiguo a la pared de la cavidad y ser isotérmico o con generación de energía interna. Se ha analizado la influencia del tamaño de la grilla espacial, del nivel de discretización angular, del coeficiente de absorción, del coeficiente de dispersión, de la reflectividad en las paredes y de la clase de dispersión, isotrópica o anisotrópica, en la fuente de calor y en el flujo de calor incidente.

La ecuación de la transferencia radiante se resuelve con el método de los volúmenes finitos y el procedimiento numérico ha sido implementado en un programa de computadora que fue utilizado para obtener los resultados presentados en este trabajo. Las soluciones obtenidas han sido comparadas con resultados publicados y el análisis muestra que las soluciones presentadas en este trabajo son correctas y pueden ser extendidas a situaciones más complejas con un amplio margen de seguridad.

Palabras Claves: Radiación Térmica, Obstáculos, Medio Participante, Volúmenes Finitos.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

1 INTRODUCCIÓN

En ingeniería existen muchos ejemplos en los que se necesita calcular el transporte de energía térmica radiante en dispositivos mecánicos de geometría compleja, esta complejidad geométrica involucra obstrucciones, parciales o totales, entre la fuente emisora y la fuente receptora de energía radiante.

Las características físicas distintivas de la radiación térmica, respecto a la conducción y convección, hacen que el tratamiento de las obstrucciones sea un tema de significativa importancia. La radiación térmica se diferencia de la conducción y la convección por ser un fenómeno de transporte a distancia, para hacer un balance de energía radiante se necesita considerar todas las posibles fuentes de energía radiante que tengan contacto visual, total o parcial, con la fuente receptora, independientemente de la distancia que las separe. Si el medio que separa las fuentes emisoras y la receptora participa del proceso radiante, se deberá tener en cuenta la capacidad de absorción, dispersión y emisión del medio, haciendo el análisis mucho más complejo. En el análisis radiante se debe distinguir la componente de radiación directa y la componente difusa, la primera proviene directamente de la fuente radiante, la segunda, de la emitida por el medio participante y de la reflejada por las superficies. Un obstáculo o una obstrucción opaca reduce, total o parcialmente, la componente directa y solamente la componente difusa contribuye al intercambio radiante.

Existe gran interés en desarrollar herramientas que faciliten el análisis térmico radiante en geometrías complejas y que permitan obtener resultados en forma rápida, precisa y económica. Existe una gran cantidad de trabajos relacionados al estudio de la radiación térmica en geometrías complejas, la mayoría simulaciones numéricas, donde se aplica una gran variedad de métodos numéricos. Entre estos métodos se destaca el método de los volúmenes finitos que se caracteriza por su capacidad de manejar geometrías multidimensionales, buena precisión para la mayoría de las condiciones físicas de medio participante, facilidad de aplicación, de generalización y flexibilidad en la elección de los diferentes órdenes de aproximación, compatibilidad con métodos numéricos aplicados a la resolución de otros modos de transferencia de calor y facilidad de programación y bajo costo de computación. Con el transcurrir del tiempo el método de los volúmenes finitos se ha transformado en uno de los métodos más usados y con mayor futuro.

En el método de los volúmenes finitos la ecuación integral de conservación de la intensidad de radiación térmica se obtiene integrando la ecuación gobernante de la transferencia radiante sobre volúmenes de control y ángulos sólidos discretos. Se usan varios tipos de funciones de interpolación para la intensidad. La formulación captura la aproximación de difusión para medios fuertemente atenuantes y no está tan afectada por el efecto de los rayos como el método de las



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

ordenadas discretas. Este método es totalmente compatible con el método de los volúmenes finitos usado para resolver problemas de dinámica de fluidos computacional y transferencia de calor por conducción y convección.

El primer trabajo en considerar la presencia de obstáculos y protuberancias en el análisis térmico radiante corresponde a Sánchez y Smith [1], quienes consideraron una cavidad rectangular bidimensional con dos protuberancias montadas sobre una pared y un obstáculo centrado. Las protuberancias y el obstáculo son opacas a la radiación térmica, todas las superficies son opacas, difusas y grises, con diferentes emisividades y una distribución de temperatura uniforme, el medio es transparente a la radiación térmica, es decir, no absorbe ni emite ni dispersa la radiación térmica. Coelho y colaboradores [2] estudiaron los efectos producidos en la distribución del flujo de calor por la inclusión de deflectores en una cavidad cuadrada bidimensional rellena con un medio absorbente, emisor no dispersante, con paredes isotérmicas considerando diferentes coeficientes de absorción del medio y diferentes emisividades de las paredes y los deflectores. Sakami y colaboradores [3] consideraron una cavidad cuadrada bidimensional (a) con un obstáculo cuadrado centrado, idéntica a la propuesta por Sánchez y Smith [1] pero con condiciones radiantes diferentes, (b) con una protuberancia elíptica en una pared y (c) con dos deflectores inclinados, rellena con un medio absorbente, emisor y dispersante, y paredes isotérmicas con diferentes emisividades. Kim y colaboradores [4] aplicaron el método de los volúmenes finitos con malla no estructurada al estudio de la transferencia radiante en cavidades bidimensionales con obstáculos, analizaron (a) la misma cavidad cuadrada con un deflector superior, propuesta por Coelho y colaboradores [2], (b) una cavidad semicircular con un hueco circular en su interior y (c) una cavidad con un cilindro con aletas en su interior, aplicaron tres técnicas diferentes para el tratamiento del solapado de los ángulos de control. Premachandran y Balaji [5] analizaron numéricamente la convección conjugada con radiación en la superficie en canales horizontales con protuberancias actuando como fuentes de calor, con un flujo de aire laminar, incompresible, estacionario y totalmente desarrollado mostrando los efectos del número de Reynolds, del número de Grashof, las conductividades térmicas y las emisividades en el flujo de fluido y la transferencia de calor. Laguerre y colaboradores [6] estudiaron la transferencia de calor y humedad estacionaria por convección natural del aire en una cavidad rectangular bidimensional conteniendo cilindros en línea y observaron que la influencia de la radiación cerca de las paredes de la cavidad fue de significativa importancia.

De la revisión bibliográfica presentada se concluye que existe mucho interés en desarrollar herramientas computacionales que permitan predecir, con precisión, el transporte radiante en geometrías complejas con presencia de obstáculos u obstrucciones. Estas herramientas



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

computacionales pueden ser usadas para facilitar el cálculo y diseño de dispositivos industriales, análisis y estudio de fenómenos ambientales y en todas las situaciones en la que estén involucrado el transporte radiante.

2 FORMULACIÓN MATEMÁTICA

La ecuación de la transferencia radiante para un medio gris, absorbente, emisor y dispersante es [7,8]

$$s \cdot \nabla i = -\beta i + S \quad S = \kappa i_b + \frac{\sigma}{4\pi} \int_{\omega=0}^{4\pi} i \Phi d\omega \quad (1,2)$$

donde $i(\mathbf{r}, \mathbf{s})$ es la intensidad de radiación térmica, \mathbf{r} es el vector de posición en el sistema de coordenadas adoptado, \mathbf{s} es el vector de dirección, $\beta = \kappa + \sigma$ es el coeficiente de extinción, S el término fuente, κ el coeficiente de absorción, σ es el coeficiente de dispersión, i_b es la intensidad de radiación térmica perteneciente al cuerpo negro, Φ es la función de dispersión y ω es el ángulo sólido.

El flujo de calor en la dirección \mathbf{s} y la divergencia de la energía radiante se relaciona con la intensidad i de la siguiente manera [7,8]

$$q_r = \int_{\omega=0}^{4\pi} i s d\omega \quad \nabla \cdot q_r = \kappa \left(4\gamma T^4 - \int_{\omega=0}^{4\pi} i d\omega \right) \quad (3,4)$$

donde γ es la constante de Stefan–Boltzmann y T es la temperatura absoluta.

En este trabajo se consideran superficies radiantes grises, opacas o transparentes, difusas e isotérmicas. La condición de borde para esta situación se puede escribir como [8]:

$$i_w^l = i_{ext} + \varepsilon_w i_{bw} + \frac{\rho_w H_w}{\pi} \quad (5)$$

donde el subíndice w representa la pared, ε es la emisividad, ρ la reflectividad, i_b es la intensidad de radiación del cuerpo negro, la cual depende de la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la pared, y H es la irradiación hemisférica, es decir, el flujo de calor radiante incidente en la pared. Estos últimos se calculan como:

$$i_{bw} = \frac{\gamma T_w^4}{\pi} \quad H_w = \int i_w^k |s^k \cdot n_w| d\omega^k \quad (6,7)$$



donde \mathbf{n} es la normal unitaria a la pared. La ecuación (5) muestra que en la superficie pueden existir tres componentes, la incidencia externa difusa, la emisión debida al estado térmico de la superficie y la parte reflejada de la intensidad incidente sobre la superficie.

En todos los problemas analizados en este trabajo, se supone que las superficies de la cavidad son opacas o transparentes, grises y difusas. La rugosidad de la superficie y la deposición de productos de la combustión hacen que esta suposición sea válida en muchas aplicaciones de la ingeniería.

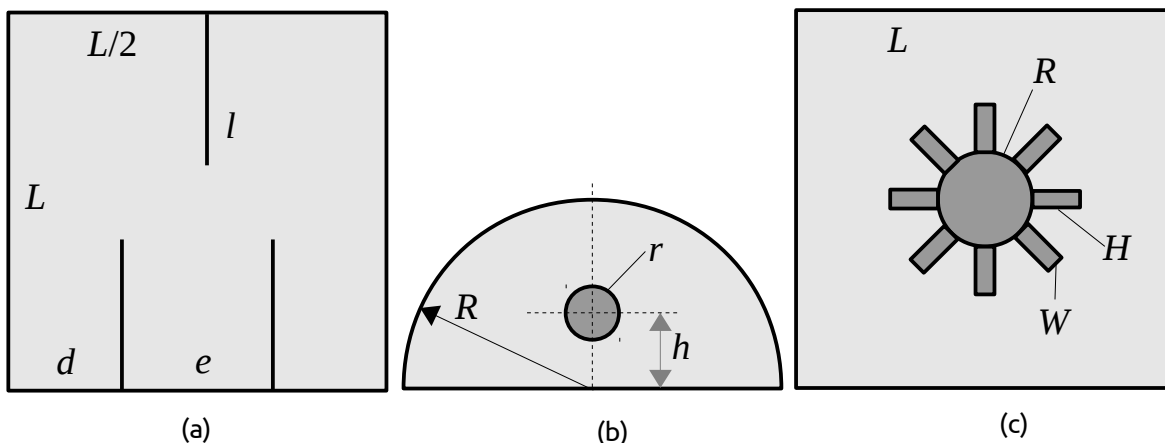


Figura 1 Geometrías consideradas.

3 CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS Y TÉRMICAS

En la Figura 1 se muestran las tres configuraciones geométricas analizadas en este trabajo, a continuación se indican sus dimensiones y se describen las tres condiciones térmicas analizadas en este trabajo. Para obtener una información más detallada de las configuraciones geométricas y térmicas, el lector debería consultar los trabajos originales de [1-4].

El primer caso, correspondiente a la geometría (a), cavidad cuadrada con dos deflectores verticales en la pared inferior y uno en la superior [2] y con $L=1\text{m}$, $l=0,4\text{m}$, $e=0,4\text{m}$, $d=0,3\text{m}$, poder emisivo del medio $E_m=10[\text{W/m}^2]$, poder emisivo de la cavidad y del deflector $E_c=E_d=1[\text{W/m}^2]$, coeficiente de absorción $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, coeficiente de dispersión $\sigma_s=0$, emisividad de la cavidad $\epsilon_c=0,8;1$ y emisividad del deflector $\epsilon_d=0,6;1$.

El segundo caso corresponde a la geometría (b), cavidad semicircular con un obstáculo circular [4] y con $R=1\text{m}$, $r=0,2\text{m}$ y $h=0,4\text{m}$, temperatura del medio $T_m=1000\text{K}$, temperaturas en las paredes de la cavidad y del agujero $T_p=0\text{K}$, emisividades $\epsilon=1$ en las paredes de la cavidad y el obstáculo, coeficiente de absorción $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$ y coeficiente de dispersión $\sigma_s=0$ del medio.

El tercer caso, correspondiente a la geometría (c), cavidad cuadrada con un cilindro aletado centrado [4] y con $L=1\text{m}$, $R=0,5\text{m}$, $H=0,25\text{m}$ y $W=0,1\text{m}$, temperatura del cilindro $T_c=1000\text{K}$,



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

temperaturas en las paredes de la cavidad $T_p=0K$ y emisividades $\epsilon=1$ en las paredes de la cavidad y el cilindro, coeficiente de extinción $\beta=0,1;5m^{-1}$ y albedo de dispersión $\omega=0,7$.

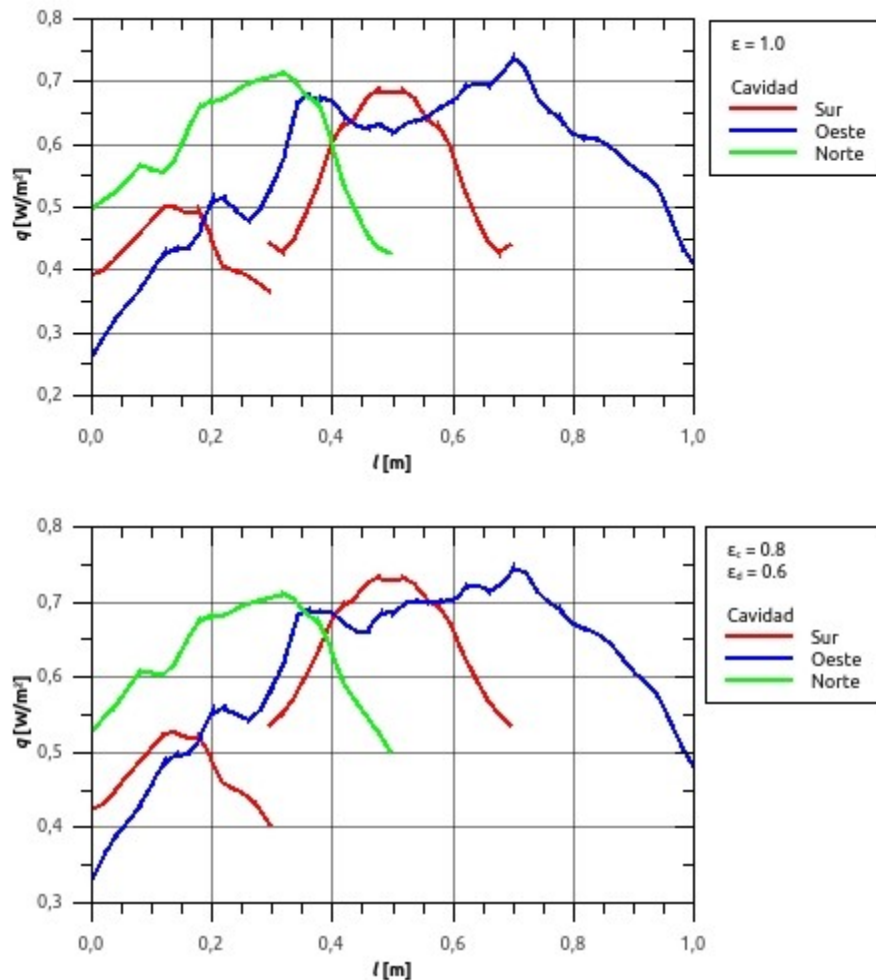


Figura 2 Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al primer caso, geometría (a), con $E_m=10[W/m^2]$, $E_c=E_d=1[W/m^2]$, $\kappa=0,1;1;10m^{-1}$, $\sigma_s=0$, $\epsilon_c=0,8;1$ y $\epsilon_d=0,6;1$.

4 RESULTADOS Y DISCUSIONES

En esta sección se presentan los resultados obtenidos al reproducir las diferentes configuraciones térmicas detalladas anteriormente y se hace un muy breve análisis. Todos los resultados están expresados en el sistema internacional para facilitar la comparación con los publicados originalmente. En las gráficas se han incorporados resultados publicados en las referencias citadas con el objeto de facilitar la comparación.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

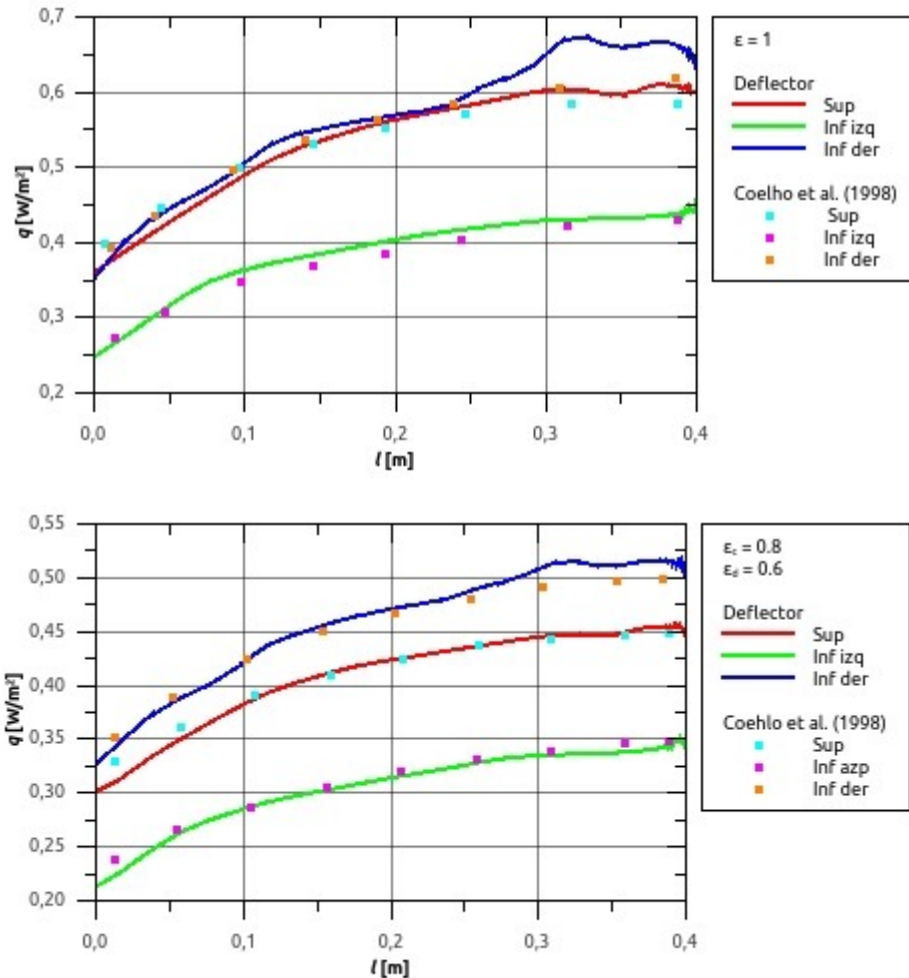


Figura 3 Distribución del flujo de calor en las paredes de los deflectores correspondiente al primer caso, geometría (a), con $E_m=10[W/m^2]$, $E_c=E_d=1[W/m^2]$, $\kappa=0,1;1;10m^{-1}$, $\sigma_s=0$, $\epsilon_c=0,8;1$ y $\epsilon_d=0,6;1$.

La Figura 2 y 3 muestran la distribución del flujo de calor en las paredes de de la cavidad y de los deflectores, correspondiente al primer caso [2], para diferentes emisividades de pared y deflector. Para la pared sur se muestra la porción izquierda, entre la pared oeste y el deflector inferior izquierdo, y la porción central, entre los dos deflectores inferiores, para la pared norte solo se muestra la mitad izquierdo, las coordenadas en los deflectores van desde la pared correspondiente hacia el extremo interno del deflector. Se aprecia que, para la pared sur, el sector central tienen una distribución perfectamente simétrica, y sus valores son mayores que los correspondientes al sector izquierdo, debido a que el sector central ve un volumen mayor de medio que el sector izquierdo. En la pared oeste ocurre lo contrario a lo detallado en el caso anterior, debido a que el



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

deflector inferior izquierdo solo le permite ver, a la mitad inferior de la pared oeste, un tercio del volumen del medio, y la mitad superior ve la mitad del volumen del medio, como en el caso anterior, por lo que los valores del flujo de calor en la mitad superior de la pared oeste son mayores que los correspondientes a la mitad inferior. Para los deflectores, como es de esperar, y como sucede en el caso anterior, el flujo de calor aumenta al alejarse de la pared, el efecto de la menor emisividad hace que los valores del flujo de calor se reduzcan debido a la porción reflejada.

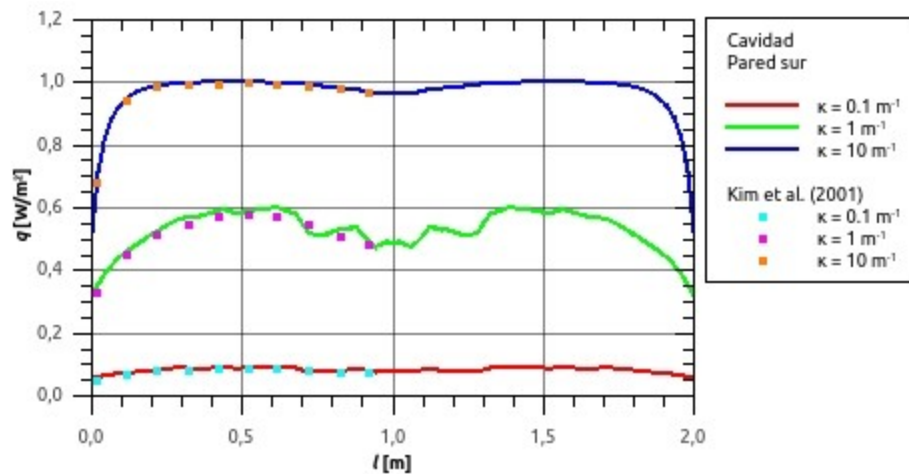


Figura 4 Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al segundo caso, geometría (b), con $T_m=1000\text{K}$, $T_p=0\text{K}$, $\epsilon=1$, $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$ y $\sigma_s=0$.

En la Figura 4 se presenta la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad, correspondientes al segundo caso [4], para diferentes coeficientes de absorción del medio. Se aprecia la distribución simétrica en ambas paredes y que los valores de flujo de calor se incrementan con el coeficiente de absorción. Se observa que la presencia del obstáculo es más evidente en la distribución del flujo de calor en la pared sur que en la norte, debido a que hay una mayor separación entre el obstáculo y la pared norte, y por lo tanto, mayor volumen de medio, que es la única fuente emisora de energía radiante. Además, se advierte que los valores de flujo de calor en la pared norte son levemente superiores a los de la pared sur, especialmente en la zona de influencia del obstáculo.

La Figura 5 muestra la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad, correspondientes al tercer caso [4], para diferentes coeficientes de extinción del medio. La distribución corresponde a cualquiera de las paredes y muestra una distribución simétrica, como es de esperarse. Se advierte que los mayores valores del flujo de calor corresponden al menor coeficiente de absorción del medio, ya que el cilindro aletado es la fuente emisora y la cavidad la receptora de energía radiante. Para el menor coeficiente de extinción la distribución del flujo de calor en la pared de la cavidad



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

refleja, de alguna manera la geometría compleja del cilindro con aletas, sin embargo, para el coeficiente de absorción mayor, la mayor absorción y emisión del medio hace la distribución del flujo de calor sea más uniforme.

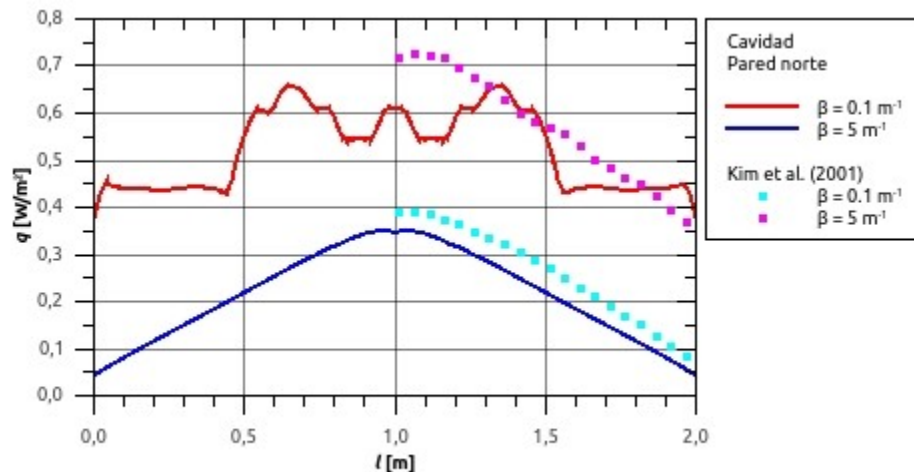


Figura 5 Distribución del flujo de calor en la pared norte de la cavidad correspondiente al tercer caso, geometría (c), con $T_c=1000K$, $T_p=0K$, $\varepsilon=1$, $\beta=0,1;5m^{-1}$ y $\omega=0,7$.

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha desarrollado un código computacional para el cálculo de la transferencia radiante en cavidades bidimensionales de forma compleja con obstáculos y de paredes grises, difusas y reflectantes, rellenas con un medio gris absorbente, emisor y anisotrópicamente dispersante

Se han reproducido varias configuraciones geométricas y térmicas existentes en la literatura y se han evaluado la influencia de los parámetros radiantes más importantes.

Los resultados obtenidos fueron comparados con los resultados existentes en la literatura, donde se han usado métodos numéricos diferentes para resolver la ecuación de la transferencia radiante.

De la comparación de resultados se puede concluir que las herramientas computacionales desarrolladas en este trabajo proporcionan resultados con un grado de precisión aceptable.

Se ha verificado la capacidad del método de los volúmenes finitos para resolver problemas de radiación térmica en cavidades de forma compleja con la presencia de obstáculos u obstrucciones, siendo totalmente confiable y seguro para resolver las configuraciones térmicas analizadas en este trabajo.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

REFERENCIAS

- [1] Sánchez A., Smith T.F., Surface radiation exchange for two-dimensional rectangular enclosures using the discrete-ordinates method, *Journal of Heat Transfer*, vol. 114, pp. 465–472, 1992.
- [2] Coelho P. J., Gonçalves J. M., Carvalho M. G., Trivic D. N., Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles, *IJHMT*, Vol. 41, Issues 4–5, Pages 745–756, February–March 1998.
- [3] Sakami M., El Kasmi A., Charette A., Analysis of radiative heat transfer in complex two-dimensional enclosures with obstacles using the modified discrete ordinates method, *JHT*, 123, 892-900, 2001.
- [4] Kim M. Y., Baek S. W., Park J. H., UNSTRUCTURED FINITE -VOLUME METHOD FOR RADIATIVE HEAT TRANSFER IN A COMPLEX TWO -DIMENSIONAL GEOMETRY WITH OBSTACLES, *NHT*, Part B, 39:617-635, 2001.
- [5] Premachandran B., Balaji C., Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources, *IJHMT*, Vol. 49, 19–20, Pages 3568–3582, 2006
- [6] Laguerre O., Benamara S., Remy D., Flick D., Experimental and numerical study of heat and moisture transfers by natural convection in a cavity filled with solid obstacles, *IJHMT*, Vol. 52, Issues 25–26, Pages 5691–5700, December 2009.
- [7] Modest M. F., Radiative heat transfer, Mc Graw-Hill, 1993.
- [8] Chui E. H. K., *Modeling of radiative heat transfer in participating media by the finite volume method*, PhD Thesis, 1990.