

ANÁLISIS DE LA RADIACIÓN TÉRMICA EN CAVIDADES BIDIMENSIONALES CON OBSTÁCULOS USANDO EL MÉTODO DE LOS VOLÚMENES FINITOS

Rebollo, Daniel; Bocca, José Carlos; Rodrigo, Rodolfo Horacio

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

Palabras claves: Radiación Térmica, Coordenadas Cilíndricas, Volúmenes Finitos.

Resumen. En el análisis de la transferencia de la radiación térmica, 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 de calor 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, es decir, no permite el transporte de energía radiante en su interior. Además, se considera que las paredes de la cavidad y las del obstáculo son grises y difusas, por lo que absorben y reflejan la radiación térmica independientemente de la longitud de onda y de la dirección de la radiación. 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. También se consideran algunas cavidades con paredes curvas que generan obstrucciones parciales y totales. 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. El dominio espacial ha sido discretizado utilizando volúmenes de control estructurados y el dominio angular se ha discretizado en de ángulos de control uniformes. 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.

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.

En muchas ocasiones el ingeniero debe resolver problemas de transferencia de energía en los que la conducción y la convección de calor ocurren simultáneamente con una cantidad significativa de radiación térmica, como sucede en el cálculo y diseño de motores de combustión interna, turbinas térmicas, hornos industriales, calderas y cualquier otro dispositivo mecánico en los que existan diferencias de temperatura entre sus partes.

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 todos 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 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](#) (1992), 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 et al. (1998) 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 et al. (2001) consideraron una cavidad cuadrada bidimensional (a) con un obstáculo cuadrado centrado, idéntica a la propuesta por Sánchez y Smith (1992) 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 et al. (2001) 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 et al. (1998), (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 (2006) 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 et al. (2009) 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 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

2.1 Ecuación de la transferencia radiante

La ecuación de la transferencia radiante para un medio gris, absorbente, emisor y dispersante es (Modest, 1993; Siegel y Howell, 1992; Brewster, 1992; Kim, 1990; Chui, 1990; Chai, 1994)

$$\mathbf{s} \cdot \nabla i = -\beta i + S \quad (1)$$

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 y S el término fuente, dado por:

$$S = \kappa i_b + \frac{\sigma}{4\pi} \int_{\omega=0}^{4\pi} i \Phi d\omega \quad (2)$$

donde κ 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.

2.2 Divergencia de la energía radiante

El flujo de calor en la dirección s se relaciona con la intensidad i de la siguiente manera (Brewster, 1992; Chai, 1994; Chui, 1990; Kim, 1990; Modest, 1993; Siegel y Howell, 1992)

$$\mathbf{q}_r = \int_{\omega=0}^{4\pi} i \mathbf{s} d\omega \quad (3)$$

así, la divergencia de la energía radiante se puede escribir como

$$\nabla \cdot \mathbf{q}_r = \kappa \left(4\gamma T^4 - \int_{\omega=0}^{4\pi} i d\omega \right) \quad (4)$$

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

2.3 Discretización de la ecuación de la transferencia radiante

La ecuación de la transferencia radiante (1-2) se debe integrar tanto en el volumen espacial como en el angular (Chai, 1994; Chai et al., 1995; Chui, 1990; Chui y Raithby, 1993; Trivic et al., 2004), es decir:

$$\int_{V_p} \int_{\omega^l} (\mathbf{s}^l \cdot \nabla i_p^l) d\omega dV = \int_{V_p} \int_{\omega^l} (-\beta i_p^l + S_p^l) d\omega dV \quad (5)$$

en la que V_p es el volumen del volumen de control, aplicando el teorema de Gauss se obtiene:

$$\int_S \int_{\omega^l} i_s^l (\mathbf{s}^l \cdot d\mathbf{S}) d\omega = \int_{V_p} \int_{\omega^l} (-\beta i_p^l + S_p^l) d\omega dV \quad (6)$$

donde S es la superficie del volumen de control.

El lado izquierdo de la ecuación (6) se puede reemplazar por una sumatoria de integrales a lo largo de las caras del volumen de control P , mientras que el lado derecho corresponde a una doble integral de una función escalar, por lo que se puede escribir que:

$$\sum_f \int_f \int_{\omega^l} i_f^l (\mathbf{s}^l \cdot d\mathbf{S}_f) d\omega = (-\beta i_p^l + S_p^l) \omega^l V_p \quad (7)$$

Recordando que el valor de i_f^l prevalece a lo largo de toda la cara del volumen de control, se puede escribir que:

$$\sum_f i_f^l \int_{\omega^l} (\mathbf{s}^l \cdot d\mathbf{S}_f) d\omega = (-\beta i_p^l + S_p^l) \omega^l V_p \quad (8)$$

donde la función fuente se calcula como

$$S_p^l = \kappa i_{bp} + \frac{\sigma}{4\pi} \sum_{k=1}^{n_d} i_p^k \bar{\Phi}^{lk} \omega^k \quad (9)$$

donde $\bar{\Phi}^{lk}$ es la energía promedio dispersada desde el ángulo de control k hacia el ángulo de control l , la cual se calcula como:

$$\bar{\Phi}^{lk} = \frac{\int_{\omega_k} \int_{\omega_l} \Phi(s^k, s^l) d\omega^k d\omega^l}{\omega^k \omega^l} \quad (10)$$

Llamando a la integral sobre el ángulo sólido de la ecuación (8) como:

$$\int_{\omega_l} (s^l \cdot S_f) d\omega = D_f^l A_f \quad (11)$$

donde A_f es el valor del área de la cara y D_f^l es la integral en el ángulo sólido del producto escalar entre la dirección del haz y la normal unitaria exterior a la cara. Finalmente, se obtiene la ecuación discreta de la transferencia radiante:

$$\sum_f i_f^l D_f^l A_f = (-\beta_P^l + S_P^l) \omega^l V_P \quad (12)$$

Para resolver la vinculación entre los valores de la intensidad radiante en el centro del volumen de control i_P^l y sus valores en las caras del volumen de control i_f^l se utiliza el esquema Step, idéntico al esquema UpWind usado en convección.

Finalmente, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas para cada dirección, que al ser resuelta, proporciona el campo de intensidades de radiación:

$$a_P^l i_P^l + \sum_N a_N^l i_N^l = R_P^l \quad (13)$$

2.4 Condición de frontera radiante

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 (Chai, 1994; Chui, 1990; Kim, 1990):

$$i_w^l = i_{\text{ext}} + \varepsilon_w i_{bw} + \frac{\rho_w H_w}{\pi} \quad (14)$$

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:

$$i_{bw} = \frac{\gamma T_w^4}{\pi} \quad (15)$$

$$H_w = \int_{\mathbf{s}^k \cdot \mathbf{n}_w < 0} i_w^k |\mathbf{s}^k \cdot \mathbf{n}_w| d\omega^k \quad (16)$$

donde \mathbf{n} es la normal unitaria a la pared. La ecuación (14) 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.

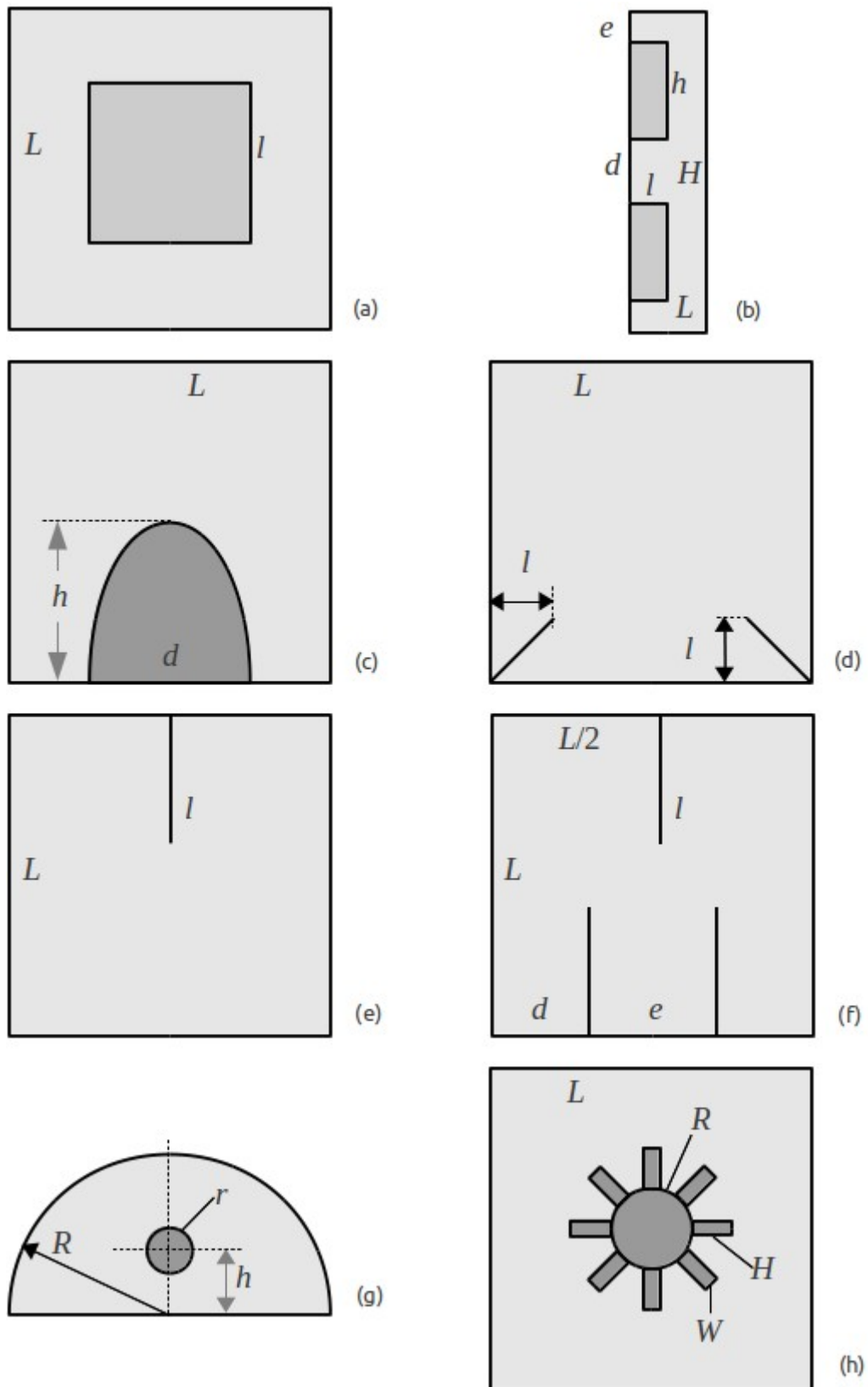


Figura 1: Geometrías consideradas.

3 CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS Y TÉRMICAS

En la **Figura 1** se muestran las ocho configuraciones geométricas analizadas en este trabajo, a continuación se indican sus dimensiones y se describen las nueve 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 [Sánchez y Smith \(1992\)](#), [Coelho et al. \(1998\)](#), [Sakami et al. \(2001\)](#) y [Kim et al. \(2001\)](#).

El primer caso corresponde a la geometría (a), cavidad cuadrada con un obstáculo centrado, propuesto originalmente por [Sánchez y Smith \(1992\)](#), con $L=1\text{m}$ y $l=0,5\text{m}$, temperatura en la pared oeste $T_o=320\text{K}$, temperaturas en las paredes restantes y el obstáculo $T_n=T_s=T_e=T_{obs}=300\text{K}$ y emisividades $\varepsilon=0,5;1$ en todas las paredes de la cavidad y el obstáculo, coeficiente de absorción $\kappa=0$ y coeficiente de dispersión $\sigma_s=0$, es decir, el medio no participa del transporte radiante.

El segundo caso corresponde a la geometría (b), cavidad rectangular con dos protuberancias, propuesto originalmente por [Sánchez y Smith \(1992\)](#), con $H=0,05\text{m}$, $L=0,012\text{m}$, $h=0,015\text{m}$, $l=0,006\text{m}$, $d=0,01\text{m}$, $e=0,005\text{m}$, temperatura en la pared oeste $T_o=300\text{K}$ y temperaturas en las paredes restantes de la cavidad $T_n=T_s=T_e=300\text{K}$ y en las protuberancias $T_p=320\text{K}$, emisividades en la pared oeste $\varepsilon_o=0,9$ y en el resto de las paredes de la cavidad $\varepsilon_n=\varepsilon_s=\varepsilon_e=0,5$ y en las protuberancias $\varepsilon_p=0,8$, con un medio que no absorbe, no emite y no dispersa $\kappa=0$ y $\sigma_s=0$.

El tercer caso, correspondiente nuevamente a la geometría (a), cavidad cuadrada con un obstáculo cuadrado centrado, propuesto por [Sakami et al. \(2001\)](#) y con $L=1\text{m}$ y $l=0,5\text{m}$, temperatura en la pared sur $T_s=1000\text{K}$, temperaturas en las paredes restantes y el obstáculo $T_o=T_e=T_n=T_{obs}=500\text{K}$, emisividades $\varepsilon_c=0,9;1$ en las paredes de la cavidad y $\varepsilon_{obs}=0,5;0,7$ en el obstáculo, coeficiente de absorción $\kappa=0$ y coeficiente de dispersión $\sigma_s=1\text{m}^{-1}$ con dispersión isotrópica.

El cuarto caso corresponde a la geometría (c), cavidad cuadrada con una protuberancia elíptica, propuesto por [Sakami et al. \(2001\)](#), con $L=1\text{m}$, $h=0,5\text{m}$, $d=0,5\text{m}$, temperatura en las paredes de la cavidad $T_c=500\text{K}$, temperatura en la protuberancia $T_p=1000\text{K}$, emisividades $\varepsilon_c=0,7$ en las paredes de la cavidad y $\varepsilon_p=0,85$ en la protuberancia, coeficiente de extinción $\beta=1\text{m}^{-1}$ y albedo de dispersión $\omega=1$ con dispersión isotrópica.

El quinto caso corresponde a la geometría (d), cavidad cuadrada con dos deflectores inclinados, propuesta por [Sakami et al. \(2001\)](#), con $L=1\text{m}$ y $l=0,2\text{m}$, temperatura en la pared sur $T_s>0\text{K}$, temperaturas en las paredes restantes y los deflectores $T_n=T_e=T_o=T_d=0\text{K}$, emisividades $\varepsilon=1$ en las paredes de la cavidad y los deflectores, coeficiente de extinción del medio $\beta=1\text{m}^{-1}$ y albedo de dispersión $\omega=1$ con dispersión isotrópica.

El sexto caso, correspondiente a la geometría (e), cavidad cuadrada con un deflector vertical en la pared superior, propuesto por [Coelho et al. \(1998\)](#) y con $L=1\text{m}$, $l=0,4\text{m}$, poder emisivo del medio $E_m=10[\text{W}/\text{m}^2]$ y poder emisivo de la cavidad y del deflector $E_c=E_d=1[\text{W}/\text{m}^2]$, coeficiente de absorción $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, coeficiente de dispersión $\sigma_s=0$, emisividad de la cavidad $\varepsilon_c=0,8;1$ y emisividad del deflector $\varepsilon_d=0,6;1$.

El séptimo caso, correspondiente a la geometría (f), cavidad cuadrada con dos deflectores verticales en la pared inferior y uno en la superior, propuesto por [Coelho et al. \(1998\)](#) 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 $E_m=10[\text{W}/\text{m}^2]$, poder emisivo de la cavidad y del deflector $E_c=E_d=1[\text{W}/\text{m}^2]$, coeficiente de absorción $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, coeficiente de dispersión $\sigma_s=0$, emisividad de la cavidad $\varepsilon_c=0,8;1$ y emisividad del deflector $\varepsilon_d=0,6;1$.

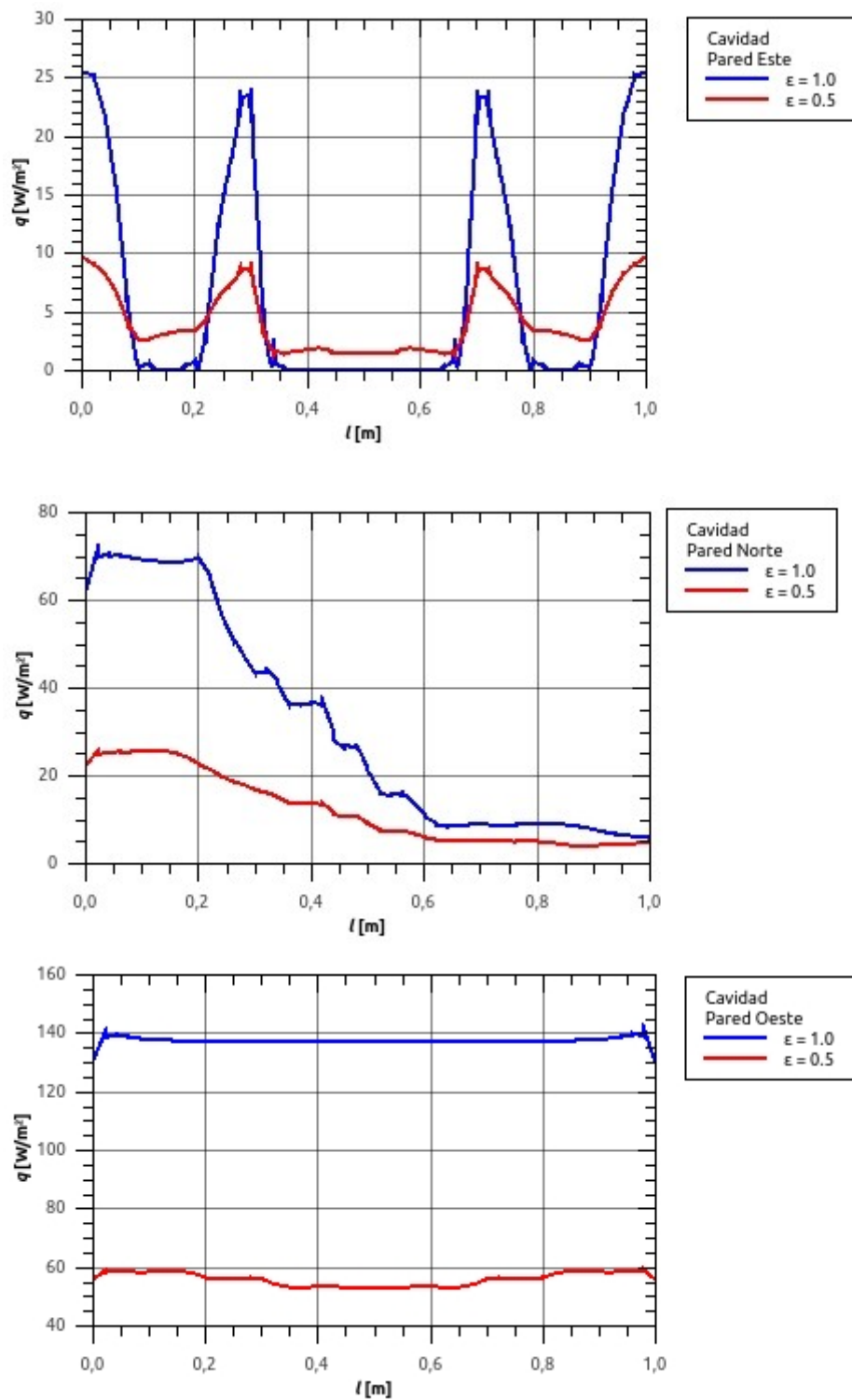


Figura 2: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al primer caso, geometría (a), con $T_o=320\text{K}$, $T_n=T_s=T_e=T_{obs}=300\text{K}$, $\kappa=0$ y $\sigma_s=0$.

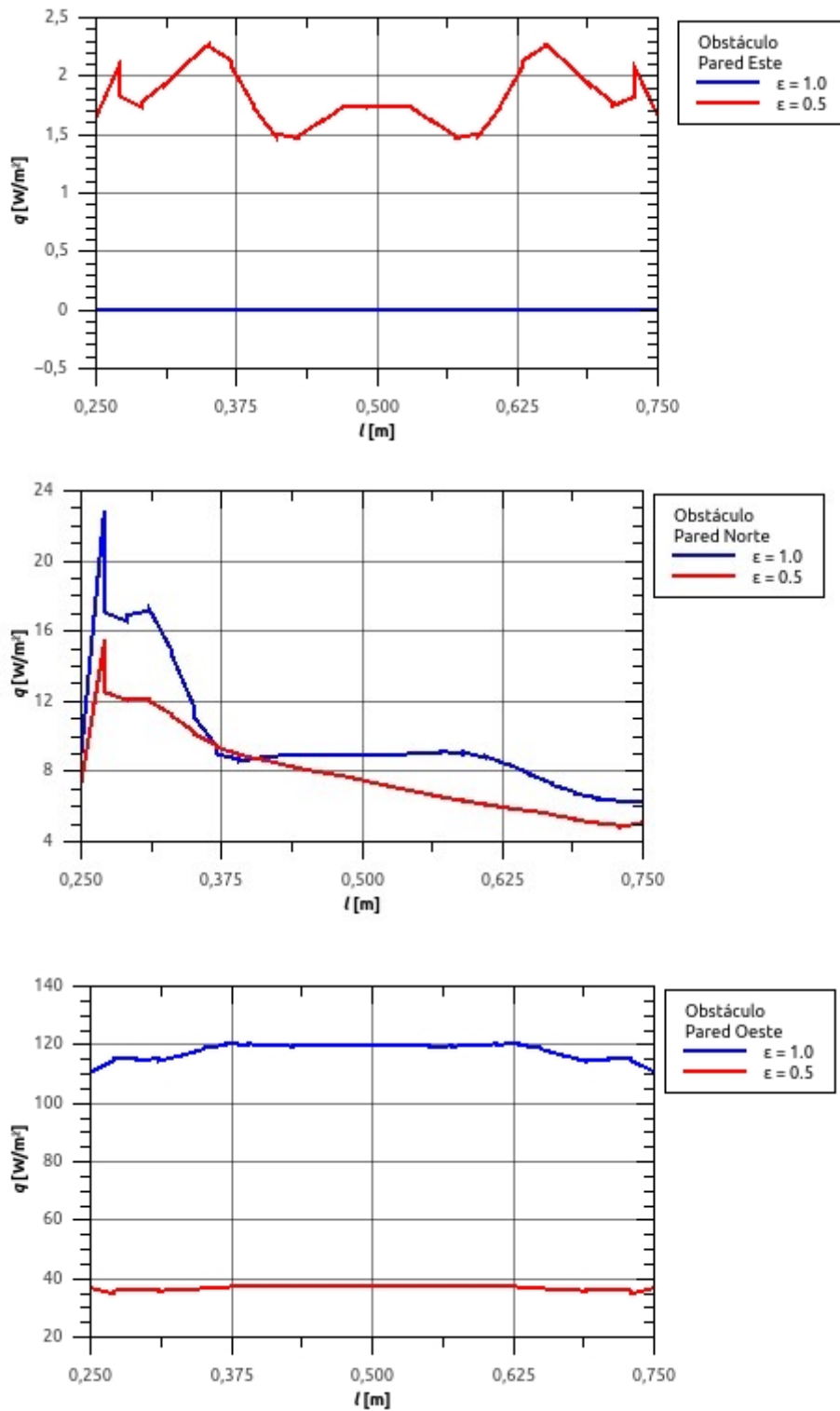


Figura 3: Distribución del flujo de calor en las paredes del obstáculo correspondiente al primer caso, geometría (a), con $T_o=320K$, $T_n=T_s=T_e=T_{obs}=300K$, $\kappa=0$ y $\sigma_s=0$.

El octavo caso corresponde a la geometría (g), cavidad semicircular con un obstáculo circular, propuesto por Kim et al. (2001) 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 $\varepsilon=1$ 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 noveno caso, correspondiente a la geometría (h), cavidad cuadrada con un cilindro aletado centrado, propuesto por Kim et al. (2001) 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 $T_c=1000\text{K}$, temperaturas en las paredes de la cavidad $T_p=0\text{K}$ y emisividades $\varepsilon=1$ en las paredes de la cavidad y el cilindro, coeficiente de extinción $\beta=0,1;5\text{m}^{-1}$ y albedo de dispersión $\omega=0,7$.

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. La comparación de resultados presentada en este trabajo, con los correspondientes de los trabajos citados, no es una tarea fácil de hacer, ya que están involucrados diferentes métodos numéricos y diferentes órdenes de precisión para cada método, además, la superposición de datos extraídos de las gráficas no resulta una práctica exenta de errores, por lo que no sería correcto indicar el grado de exactitud en forma cuantitativa, por medio de un error, y solo se puede expresar el nivel de exactitud en forma cualitativa. Toda la información presentada en los trabajos citados está en forma gráfica, al no disponer de resultados en forma numérica es difícil cuantificar el nivel de exactitud.

En la Figura 2 se muestra la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondientes al primer caso, se muestra la distribución en la pared oeste, norte y este. Se presentan distribuciones de flujo de calor para dos valores de la emisividad de pared. Se aprecia que los valores del flujo de calor son, en general, mayores para la emisividad $\varepsilon=1$ que representa una pared negra, se advierte la simetría en las paredes oeste y este y la disminución del flujo de calor en la pared norte al alejarse de la fuente de energía radiante.

La Figura 3 presenta la distribución del flujo de calor en las paredes oeste, norte y este del obstáculo, correspondientes al primer caso para dos valores de emisividad diferentes en las paredes del obstáculo. Es importante destacar que en la pared este los flujos de calor son mayores para el caso de pared gris debido a la energía radiante reflejada por el resto de las paredes, para la pared negra no hay energía radiante reflejada y por lo tanto no hay incidencia radiante sobre la pared este del obstáculo.

En la Figura 4 se presenta la distribución del flujo de calor, correspondiente al segundo caso, en las paredes oeste, norte y este de la cavidad, y en las paredes del obstáculo o protuberancias. Se advierte la simetría de la distribución en las paredes este de la cavidad y del obstáculo, y en el sector medio de la pared oeste de la cavidad, los mayores valores de flujo de calor en el sector superior respecto al sector medio de la pared oeste de la cavidad, y los mayores valores de flujo de calor en las paredes norte, este y sur del obstáculo superior.

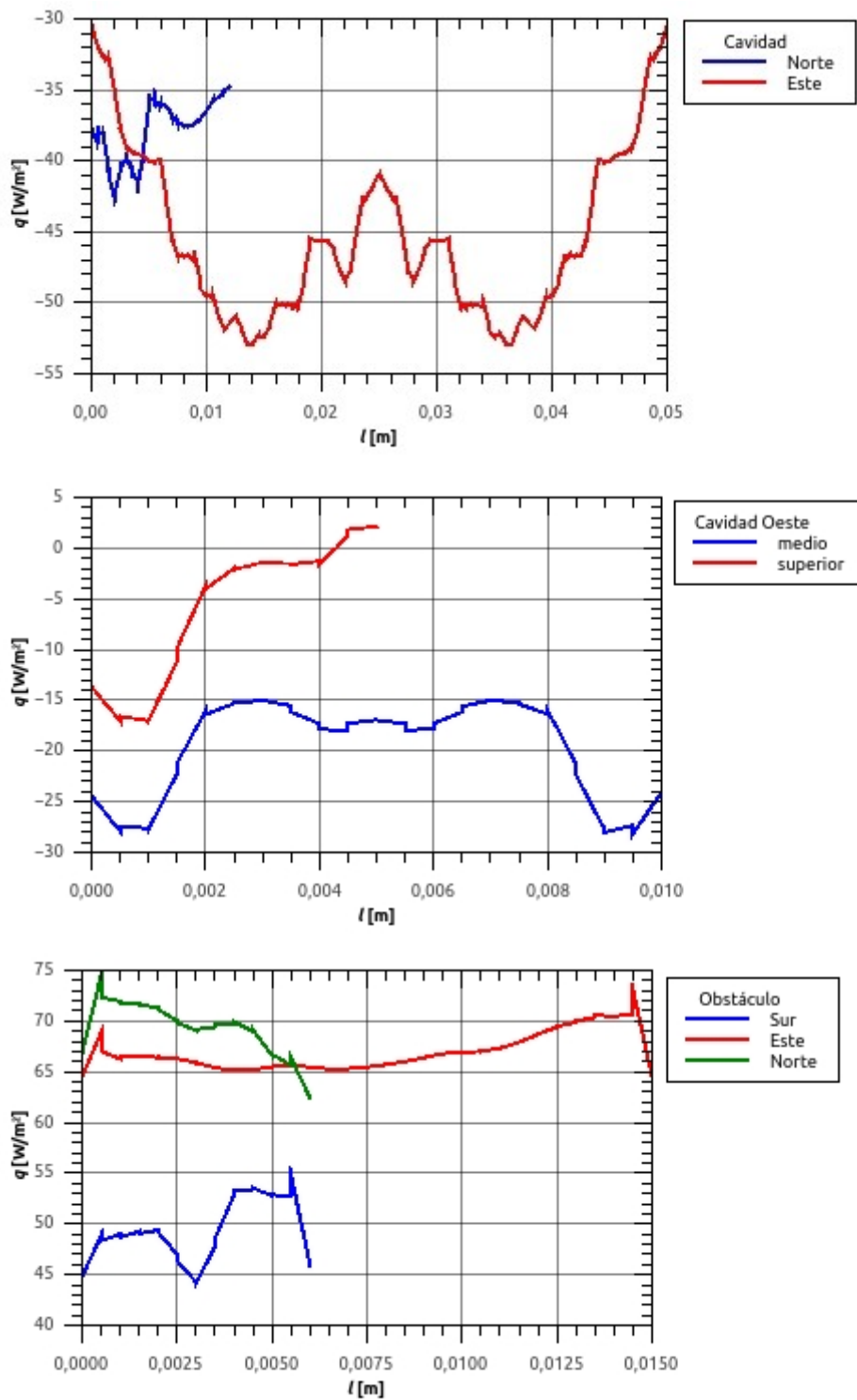


Figura 4: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad y de la protuberancia correspondiente al segundo caso, geometría (b), con $T_o=300K$, $T_n=T_s=T_e=300K$, $T_p=320K$, $\epsilon_o=0.9$, $\epsilon_n=\epsilon_s=\epsilon_e=0,5$, $\epsilon_p=0.8$, $\kappa=0$ y $\sigma_s=0$.

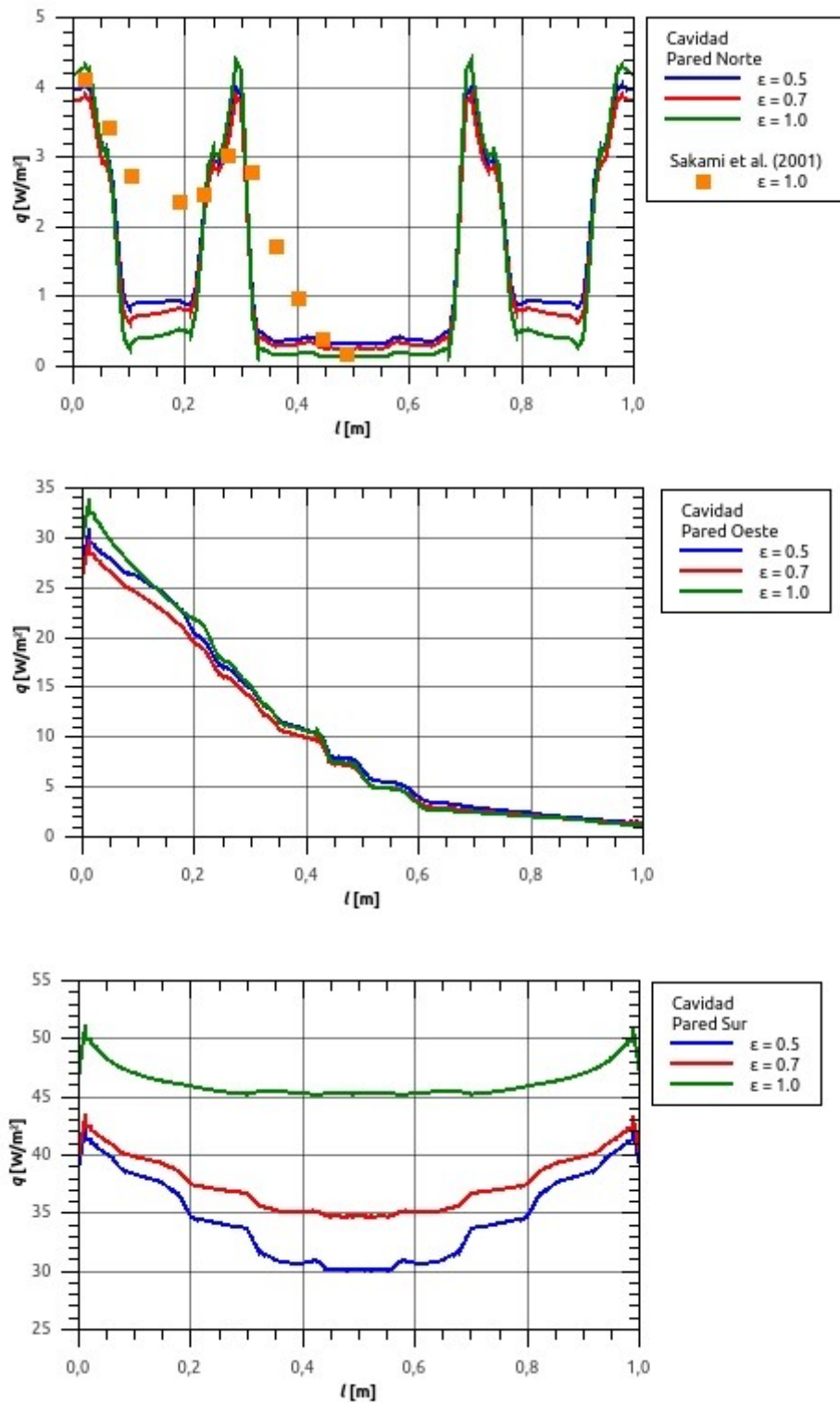


Figura 5a: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al tercer caso, geometría (a), con $T_s=1000\text{K}$, $T_o=T_e=T_n=T_{obs}=500\text{K}$, $\epsilon_c=0,9;1$, $\epsilon_{obs}=0,5;0,7$, $\kappa=0$, $\sigma_s=1\text{m}^{-1}$ y dispersión isotrópica.

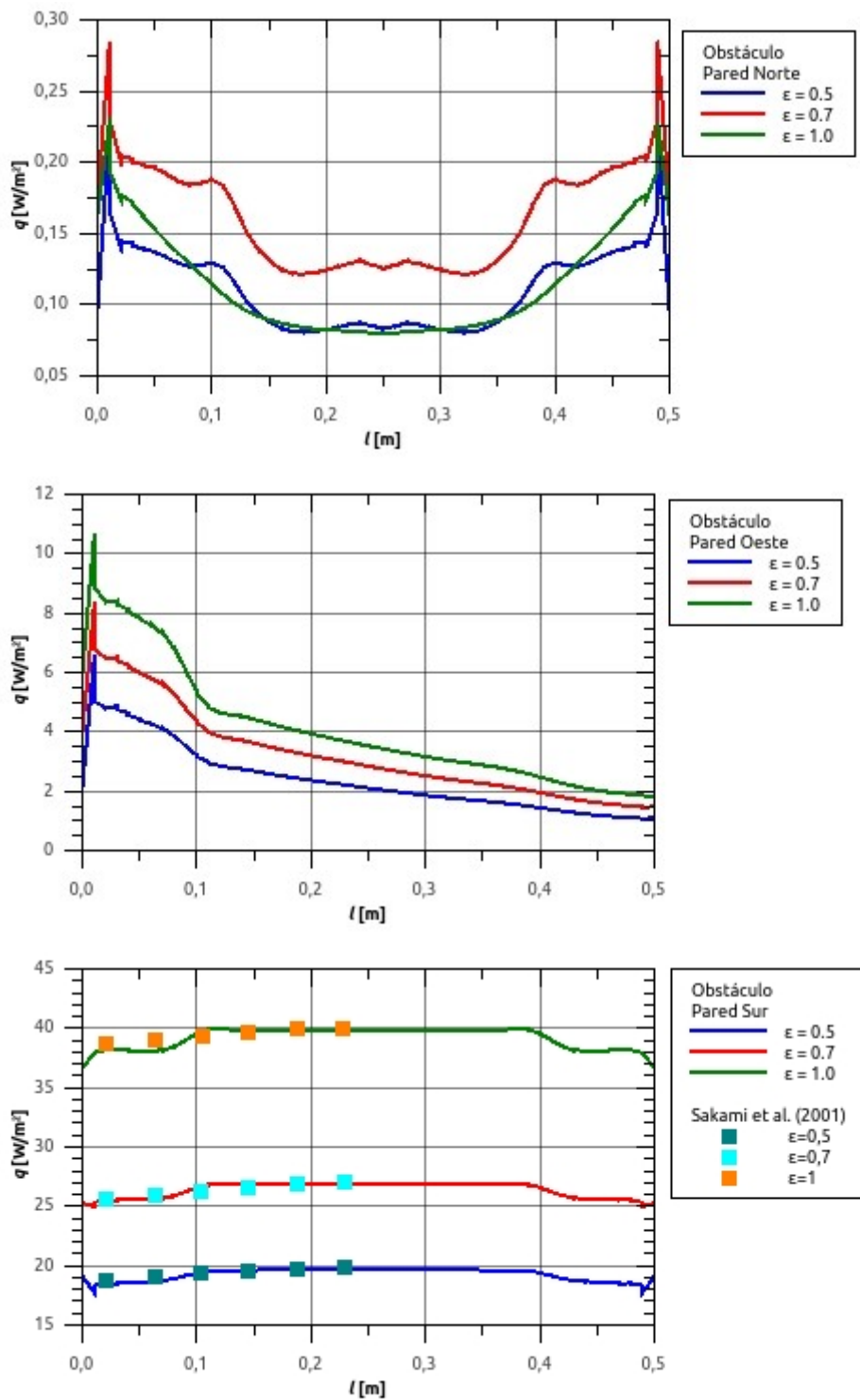


Figura 5b: Distribución del flujo de calor en las paredes del obstáculo correspondiente al tercer caso, geometría (a), con $T_s=1000\text{K}$, $T_o=T_e=T_n=T_{obs}=500\text{K}$, $\epsilon_c=0,9;1$, $\epsilon_{obs}=0,5;0,7$, $\kappa=0$, $\sigma_s=1\text{m}^{-1}$ y dispersión isotrópica.

La **Figura 5** muestra la distribución del flujo de calor en las pared de la cavidad y del obstáculo, para diferentes valores de emisividad en las paredes, correspondiente al tercer caso (Sakami et al., 2001). Se destaca la simetría de la distribución en las paredes norte y sur de la cavidad y del obstáculo y la reducción en los valores del flujo de calor en las paredes oeste de la cavidad y del obstáculo al alejarse de la única fuente de energía radiante. Se advierte además, los mayores valores del flujo de calor en las paredes sur y oeste de la cavidad y del obstáculo correspondientes a la pared negra, y como en la pared norte ocurre lo contrario, los mayores valores del flujo de calor corresponden a la pared con menor emisividad, y por lo tanto, con mayor componente de radiación reflejada en las paredes. En la **Figura 6** se presenta la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad y del obstáculo, correspondientes al cuarto caso (Sakami et al., 2001). Se destaca la simetría de la distribución del flujo de calor en la pared norte de la cavidad y en el obstáculo, el incremento del flujo de calor, en el sector izquierdo de la pared sur, y la reducción en el sector derecho, con el incremento de la coordenada y como estas distribuciones son simétricas respecto al punto de cruce en la coordenada $l=0,125m$.

La **Figura 7** muestra la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al quinto caso (Sakami et al., 2001). Se aprecia la simetría en la distribución del flujo de calor en las paredes sur y norte, también se debe destacar que la presencia del deflector, que no emite radiación térmica, obstruye la visión entre las paredes sur y oeste, y por lo tanto, reduce la porción de estas paredes en contacto visual directo (factor de vista), por lo que el flujo de calor en la pared oeste se incrementa a medida que se aleja de la obstrucción que genera el deflector hasta la mitad de la pared aproximadamente, donde el efecto del deflector ya no es influyente y comienza a disminuir.

En la **Figura 8** se presenta la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad y en el deflector, correspondientes al sexto caso (Coelho et al., 1998), para diferentes emisividades de pared y deflector, y tres coeficientes de absorción del medio. Para la pared norte solo se muestra la mitad izquierda y para el deflector la coordenada l comienza en la pared norte y termina en el extremo del deflector. Se destaca la simetría en la distribución del flujo de calor en la pared sur. Para los dos coeficientes de absorción menores se aprecian menores valores del flujo de calor sobre la pared oeste, en la mitad superior, respecto a la mitad inferior, producto de la presencia del deflector que reduce a la mitad el volumen del medio en contacto visual directo con la mitad superior de la pared oeste, sin embargo para el mayor coeficiente de absorción esta diferencia es despreciable y la dos curvas se confunden poniendo de relieve la preponderancia de la emisión desde el medio respecto al de las fronteras. También se puede destacar que para el mayor coeficiente de absorción, con paredes negras, la distribución del flujo de calor en el deflector sigue perfectamente al de las paredes sur y oeste, y la correspondiente a la mitad izquierda de la pared norte lo hace hasta un cuarto de su longitud ($l=0,25m$), para el caso de paredes grises, se observa que la separación entre las curvas de la pared norte y la oeste o sur se produce en una coordenada menor ($l=0,2m$), para el deflector se advierte una diferencia notable respecto al de las paredes oeste, sur y norte, debido a que el deflector tiene emisividad menor que las paredes de la cavidad.

La **Figura 9** muestra la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad y los deflectores, correspondiente al séptimo caso (Coelho et al., 1998), 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 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.

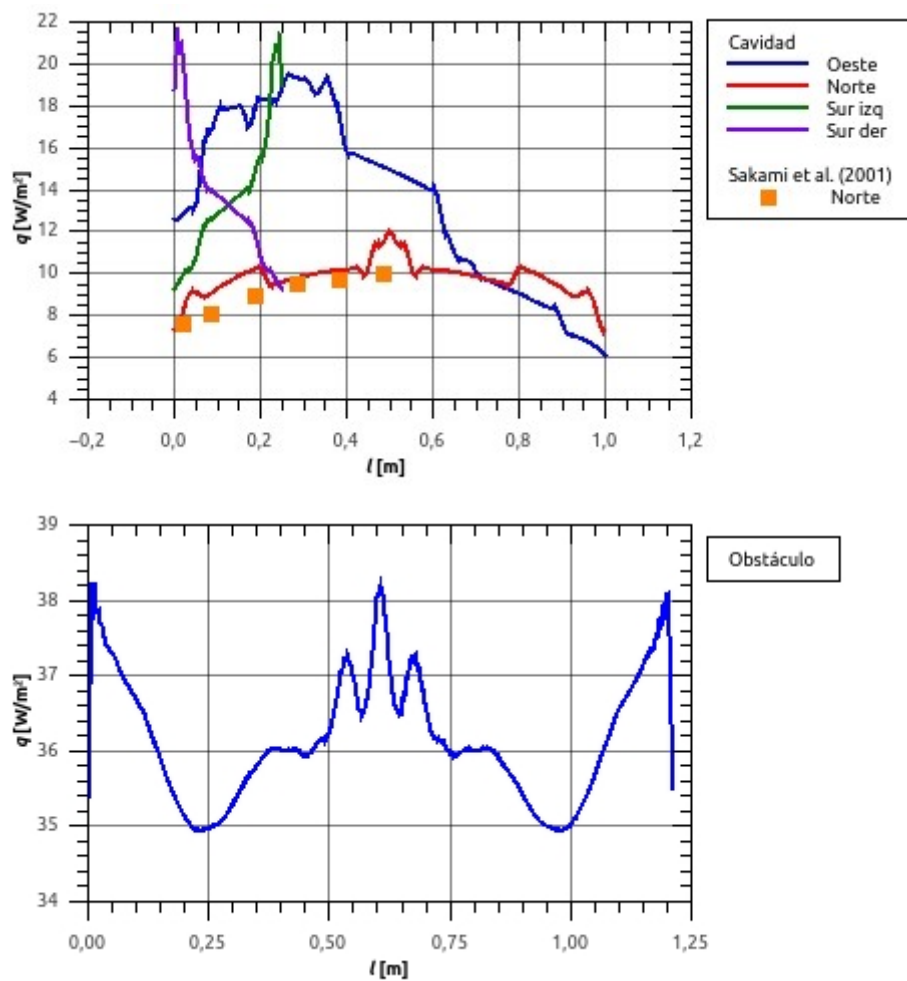


Figura 6: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad y del obstáculo correspondiente al cuarto caso, geometría (c), con $T_c=500\text{K}$, $T_p=1000\text{K}$, $\epsilon_c=0,7$, $\epsilon_p=0,85$, $\beta=1\text{m}^{-1}$, $\omega=1$ y dispersión isotrópica.

En la Figura 10 se presenta la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad, correspondientes al octavo caso (Kim et al., 2001), 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 11 muestra la distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad, correspondientes al noveno caso (Kim et al., 2001), 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 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.

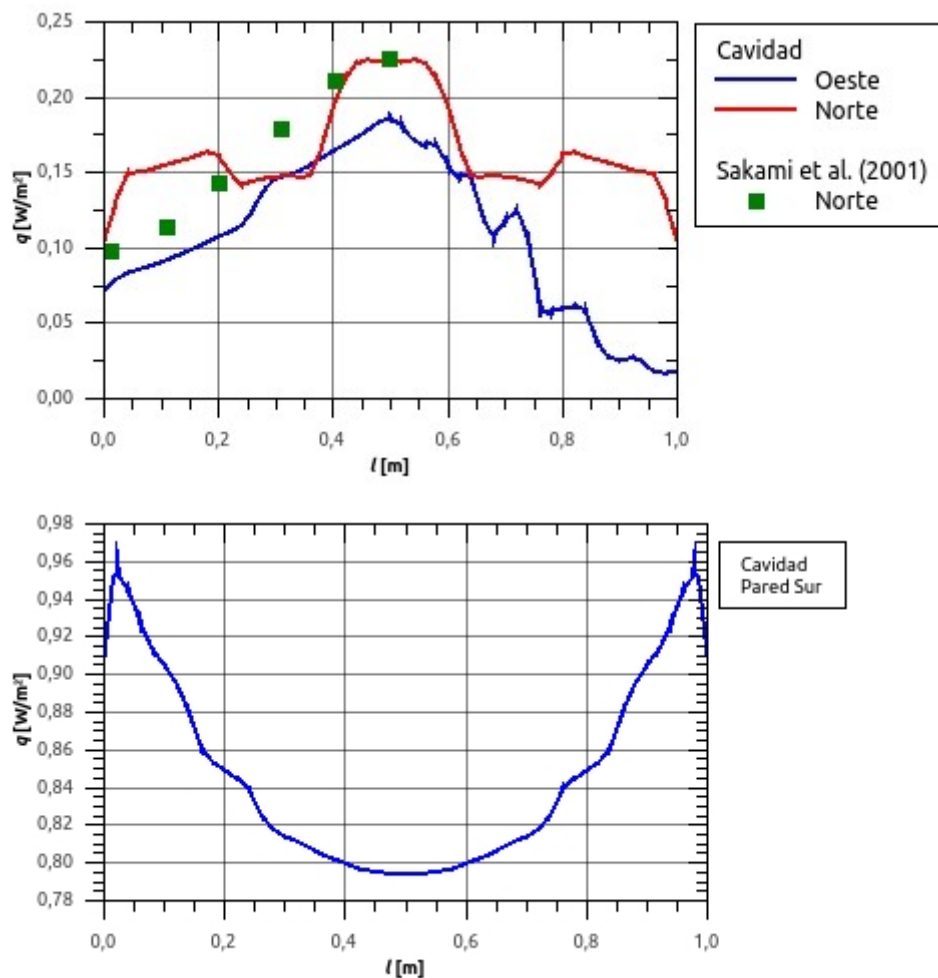


Figura 7: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al quinto caso, geometría (d), con $T_s > 0K$, $T_n = T_e = T_o = T_d = 0K$, $\epsilon = 1$, $\beta = 1m^{-1}$, $\omega = 1$ y dispersión isotrópica.

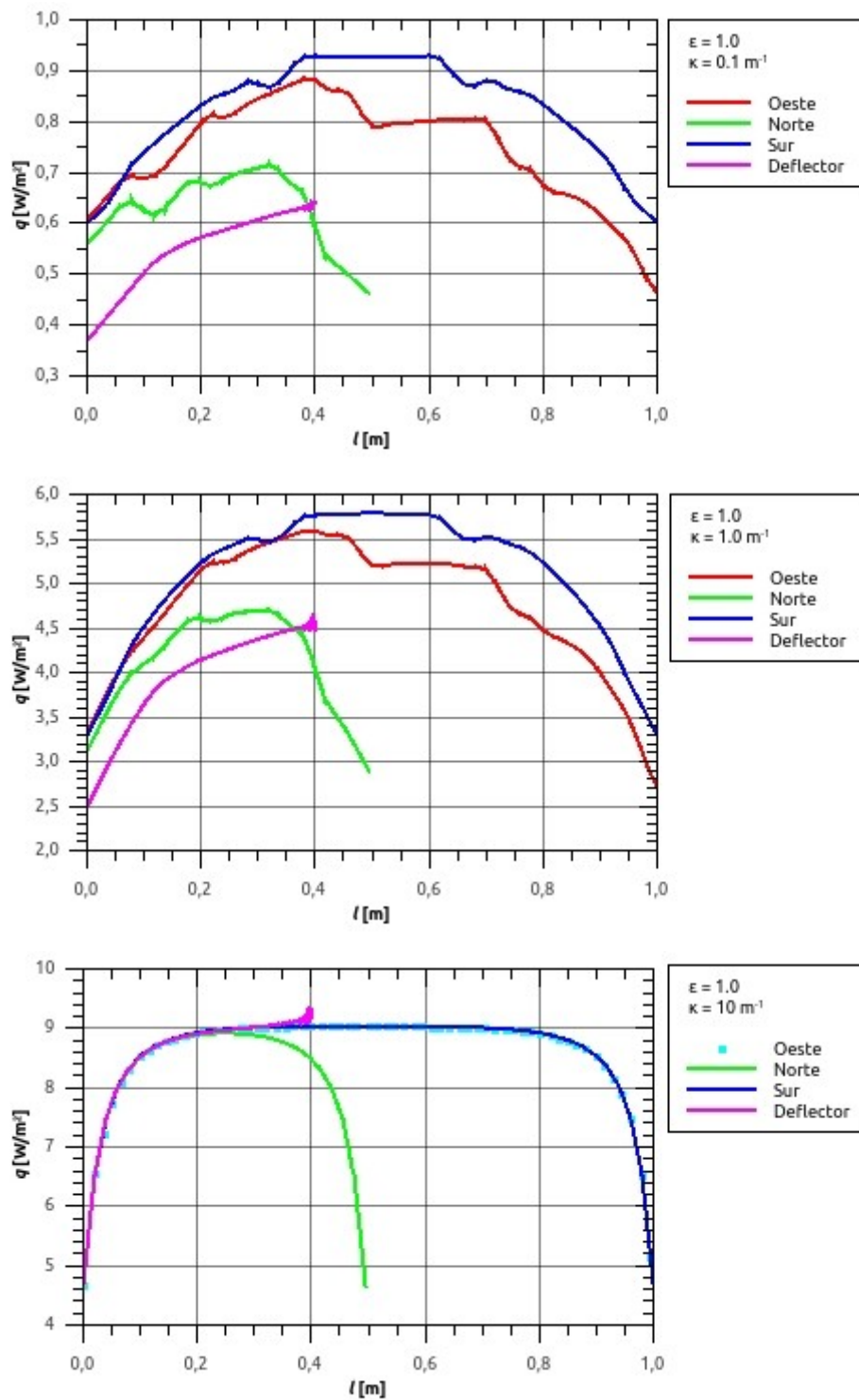


Figura 8a: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al sexto caso, geometría (e), con $E_m=10$ [W/m²], $E_c=E_d=1$ [W/m²], $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, $\sigma_s=0$ y $\epsilon=1$.

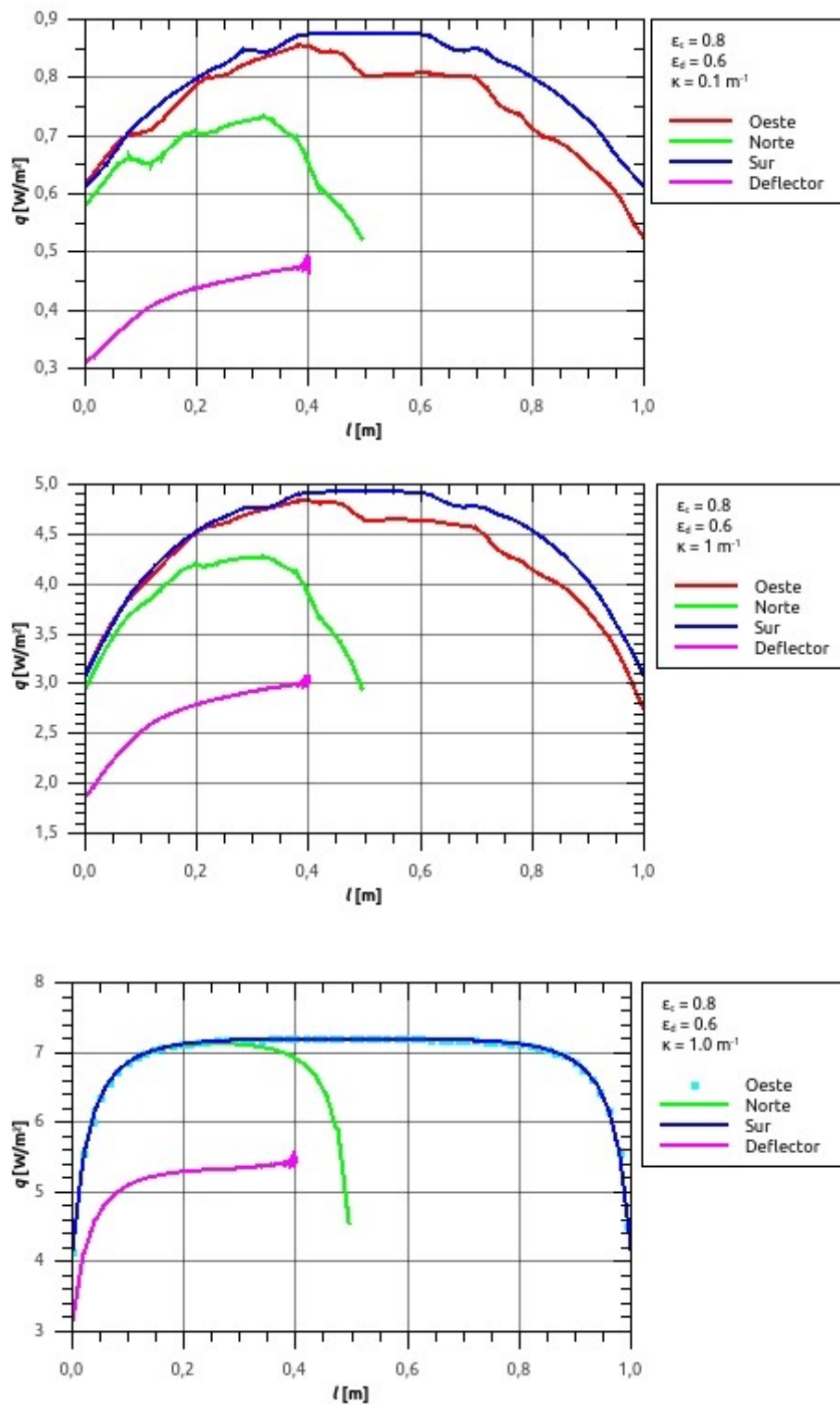


Figura 8b: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al sexto caso, geometría (e), con $E_m=10$ [W/m²], $E_c=E_d=1$ [W/m²], $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, $\sigma_s=0$, $\epsilon_c=0,8$ y $\epsilon_d=0,6$.

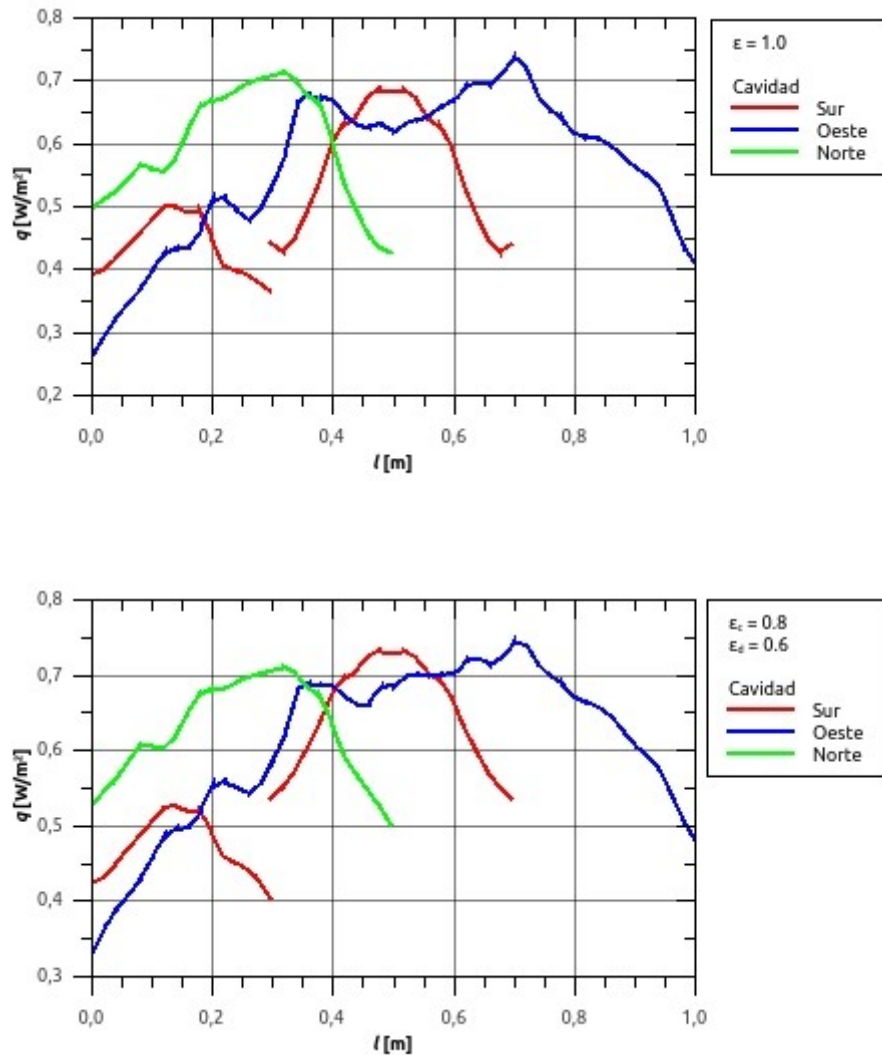


Figura 9a: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al séptimo caso, geometría (f), con $E_m=10$ [W/m²], $E_c=E_d=1$ [W/m²], $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, $\sigma_s=0$, $\epsilon_c=0,8;1$ y $\epsilon_d=0,6;1$.

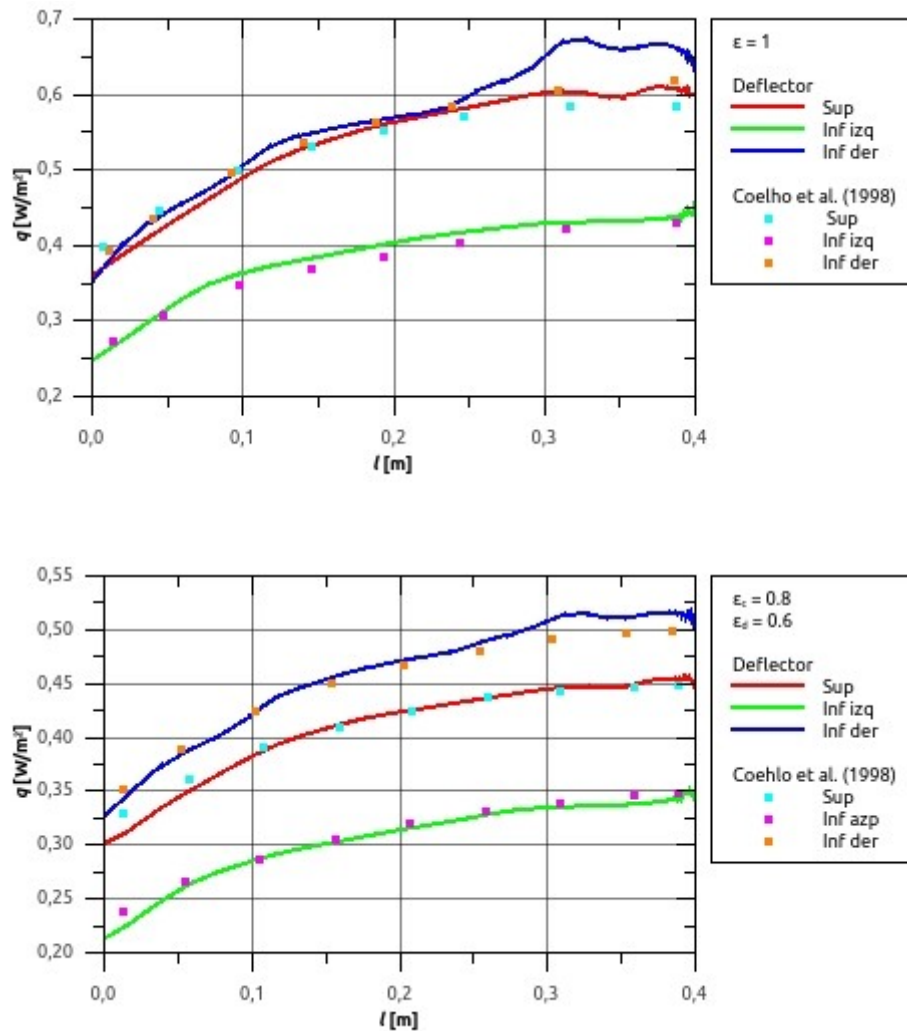


Figura 9b: Distribución del flujo de calor en las paredes de los deflectores correspondiente al séptimo caso, geometría (f), con $E_m=10$ [W/m²], $E_c=E_d=1$ [W/m²], $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$, $\sigma_s=0$, $\epsilon_c=0,8;1$ y $\epsilon_d=0,6;1$.

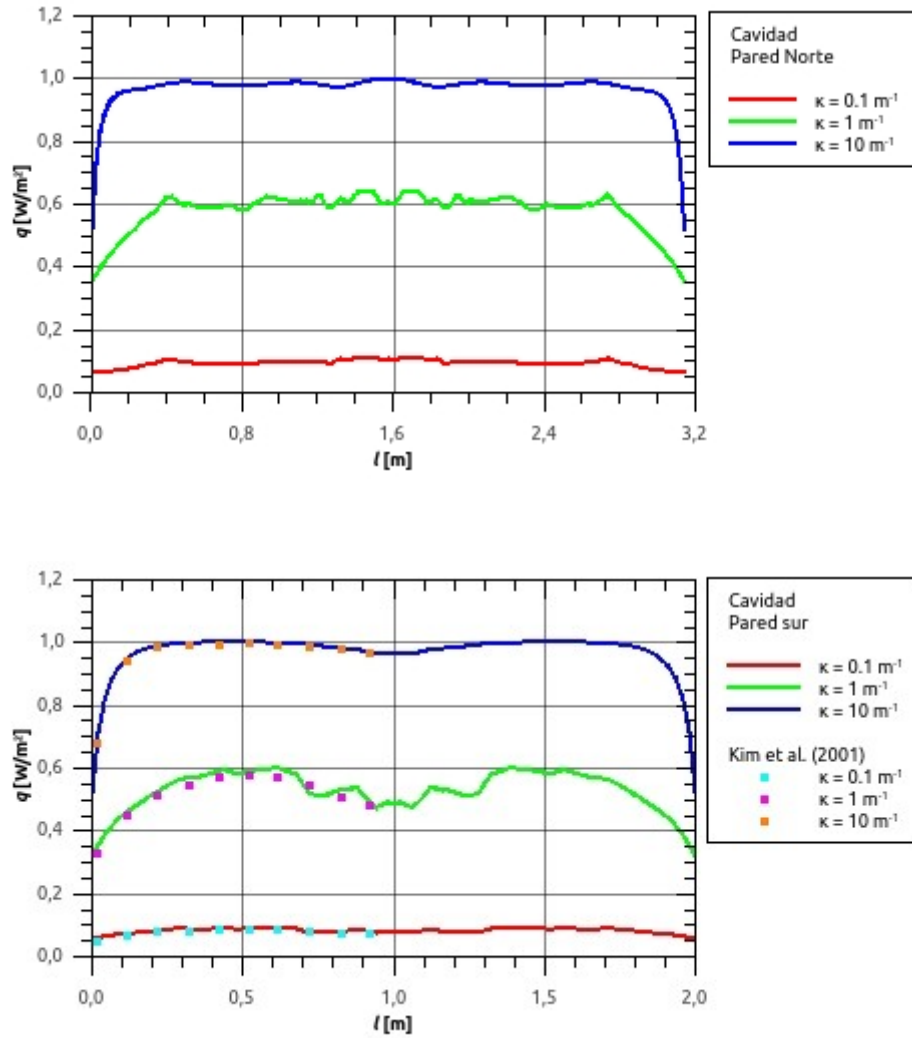


Figura 10: Distribución del flujo de calor en las paredes de la cavidad correspondiente al octavo caso, geometría (g), con $T_m=1000\text{K}$, $T_p=0\text{K}$, $\varepsilon=1$, $\kappa=0,1;1;10\text{m}^{-1}$ y $\sigma_s=0$.

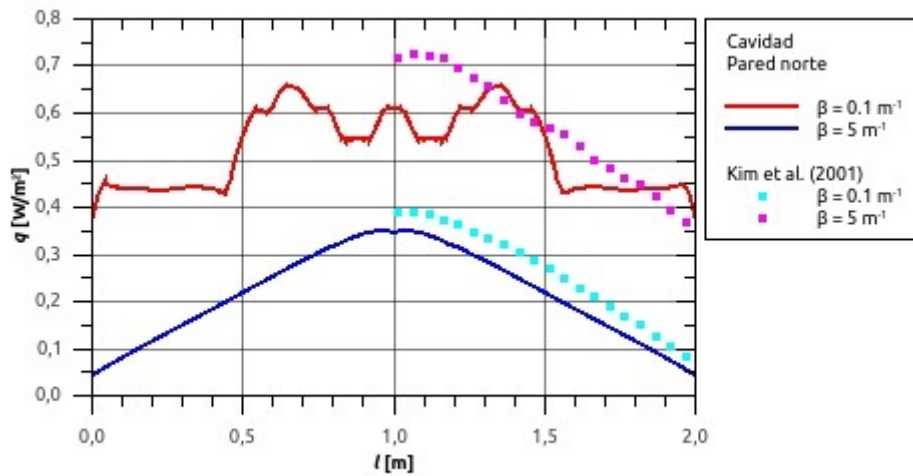


Figura 11: Distribución del flujo de calor en la pared norte de la cavidad correspondiente al noveno caso, geometría (h), con $T_c=1000\text{K}$, $T_p=0\text{K}$, $\varepsilon=1$, $\beta=0,1;5\text{m}^{-1}$ y $\omega=0,7$.

4 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 diferente 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.

REFERENCIAS

- Brewster M. Q., *Thermal radiative transfer and properties*, John Wiley & Sons, 1992.
 Chai J. C. K., *A finite volume method for radiation heat transfer*, PhD Thesis, 1994.
 Chai J. C., Parthasarathy G., Lee H. S., Patankar S. V., Finite Volume Radiative Heat Transfer Procedure for Irregular Geometries, *Journal of Thermophysics and Heat Mass Transfer*, vol. 9, no. 3, pp. 410-415, 1995.
 Chui E. H. K., *Modeling of radiative heat transfer in participating media by the finite volume method*, PhD Thesis, 1990.
 Chui E. H., Raithby G. D., Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh

- using the finite-volume method, *Numerical Heat Transfer*, Part B, vol. 23, no. 3, pp. 269-288, 1993.
- Coelho P. J., Gonçalves J. M., Carvalho M. G., Trivic D. N., Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 41, Issues 4–5, Pages 745–756, February–March 1998.
- 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, *Numerical Heat Transfer*, Part B, 39:617-635, 2001.
- Kim T. K., *Radiation and combined mode heat transfer analysis in absorbing, emitting, and Mie-anisotropic scattering media using the s-n discrete ordinates method*, Ph. D. Thesis, University of Minnesota, 1990.
- 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, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 25–26, Pages 5691–5700, December 2009.
- Modest M. F., *Radiative heat transfer*, Mc Graw-Hill, 1993.
- Premachandran B., Balaji C., Conjugate mixed convection with surface radiation from a horizontal channel with protruding heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 49, Issues 19–20, Pages 3568–3582, September 2006
- 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, *Journal of Heat Transfer*, vol. 123, pp. 892-900, 2001.
- 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.
- Siegel R., Howell J. R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Taylor & Francis, 1992.
- Trivic D. N., O'Brien T. J., Amon C. H., Modeling the radiation of anisotropically scattering media by coupling Mie theory with finite volume method, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 5765-5780, 2004.