

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CHIMENEA SOLAR CON ACUMULACIÓN DE CALOR PARA ACONDICIONAMIENTO
TÉRMICO PASIVO DE EDIFICIOS

por

Juan Pablo Kosut Cia

Dissertação para a obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2017

CHIMENEA SOLAR CON ACUMULACIÓN DE CALOR PARA ACONDICIONAMIENTO
TÉRMICO PASIVO DE EDIFICIOS

por

Juan Pablo Kosut Cia
Ingeniero Mecánico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenómenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Coorientador: Prof. Dr. Pedro Galione

Aprovada por:

Prof^a. Dra. Adriane Prisco Petry ----- PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Luis Alberto Oliveira Rocha ----- PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Pedro Luis Curto-Risso ----- PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Jackson Manfredini Vassoller
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de Maio de 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradezco primeramente a mis compañeros y amigos del Departamento de Termodinámica Aplicada, por su apoyo y contribución en la realización de este trabajo.

Agradezco a mi orientador, Prof. Francis H.R. Franca, por su disposición y apoyo, especialmente por las dificultades que supone el trabajo a la distancia entre Montevideo y Porto Alegre.

Agradezco a mi coorientador Prof. Pedro Galione por sus grandes aportes en la elaboración y revisión de esta disertación.

Agradezco también a los integrantes de la banca por su disponibilidad para la evaluación de este trabajo, especialmente a Pedro Curto por el esfuerzo de su traslado hasta Porto Alegre.

RESUMEN

Una chimenea solar es un dispositivo capaz de aprovechar la energía solar en forma directa para generar un gradiente de presiones y producir de esa forma una circulación natural de aire. El análisis de su funcionamiento resulta de gran interés, por las ventajas económicas y ambientales que presenta en aplicaciones de acondicionamiento térmico y ventilación de edificios. En el presente trabajo se investigaron los modelos analíticos existentes en la literatura para la estimación del flujo de aire producido. Se identificaron los fundamentos teóricos que utilizan y el grado de ajuste que logran respecto de las mediciones experimentales. Se pudo comprobar que la metodología utilizada por estos modelos para el cálculo del flujo de aire generado en la chimenea-basada en un balance entre las fuerzas de flotación producidas por el calentamiento del aire y las pérdidas por fricción-no se ajusta adecuadamente a las mediciones experimentales para determinados regímenes de flujo dentro del canal. Se propuso una nueva metodología, basada en el modelo de la pluma introducido por He et al., 2016, para el cálculo de las fricciones, que tiene en cuenta los diferentes regímenes de flujo que aparecen en una chimenea solar en función de la geometría del canal y de la radiación incidente. Se implementó en Fortran un modelo numérico simplificado que permite resolver la transferencia de calor en los componentes sólidos de la chimenea, y las ecuaciones de transferencia de calor, cantidad de movimiento y conservación de la masa para el aire. En la validación se mostró que el modelo propuesto logra un mejor ajuste a las mediciones experimentales que otros modelos existentes.

Palabras Clave: Efecto chimenea; Pérdidas por fricción; Radiación solar; Simulación numérica.

ABSTRACT

A solar chimney is a device able to convert solar energy into mechanical energy, in which an air circulation is generated by natural convection. The analysis of its operating mechanism is of great interest due to the economical and environmental advantages that it can provide for thermal conditioning and ventilation in buildings. In this work, analytical models presented in the literature for the estimation of the airflow produced by a solar chimney were reviewed. The theoretical concepts involved in the models were identified, and the agreement with the experimental measurements was analyzed. It was shown that, despite most analytical models calculate the airflow by balancing buoyancy forces with pressure losses, this methodology is not adequate in certain flow regimens. A new methodology, based on the plume method, introduced by He et al., 2016 was proposed for the pressure losses calculation, taking into account different flow regimens present in the solar chimney, depending on the geometry and the incident solar radiation. A simplified numerical model was implemented in FORTRAN. It was able to solve heat transfer in solid components of the chimney, and heat, momentum and mass conservation equations for the air. The numerical model was validated, showing a better fit to the experimental measurements than the existing analytical models.

Keywords: Stack effect; Friction losses; Solar radiation; Numerical simulation.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Revisión bibliográfica	2
1.2	Objetivos y contribuciones del trabajo.....	5
1.2.1	Objetivo general	5
1.2.2	Objetivos específicos	5
1.3	Organización del texto	6
2	MARCO TEÓRICO	7
2.1	Efecto chimenea	7
2.2	Ecuaciones que gobiernan el movimiento.....	7
2.3	Análisis de perfiles de velocidad y temperatura.....	9
3	MODELADO NUMÉRICO	20
3.1	Transferencia de calor en la pared absorbedora	20
3.2	Flujo de aire en la chimenea	22
3.2.1	Fuerzas generadoras del movimiento del aire.....	22
3.2.2	Cálculo del flujo de aire	23
3.2.3	Cálculo de coeficientes de fricción.....	25
3.3	Transferencia de calor al aire	27
3.4	Transferencia de calor en la placa de cobertura	28
3.5	Resolución del sistema general	30
3.6	Datos meteorológicos	30
3.7	Verificaciones del modelo	32
3.8	Validación del modelo.....	33
3.8.1	Análisis de la discretización espacial.....	36
3.8.2	Análisis de la discretización temporal	39
3.8.3	Validación en casos estacionarios.....	40
3.8.4	Validación en estado transitorio	44
4	CONCLUSIONES	47
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	50

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Balanza de Arquímedes.....	1
Figura 1.2	Esquemas de operación chimenea solar. Extraído de Zhongting et al., 2017	2
Figura 2.1	Capa límite laminar convección natural placa vertical isoterma. (a) Perfil de velocidades (b) Perfil de temperaturas. Extraída de Incropera, 2011.....	9
Figura 2.2	Esquema para análisis de escala flujo convectivo	10
Figura 2.3	Diferentes regímenes de flujo. Extraído de Khanal y Lei, 2014 a) Isotermas desde 0.09 a 0.25 y líneas de flujo de 0.005 a 0.04 b) Isotermas desde 0.02 a 0.24 y líneas de flujo de 0.5 a 4 c) Isotermas desde 0.002 a 0.028 y líneas de flujo de 5 a 85	11
Figura 2.4	Dependencia del flujo de masa con número de Rayleigh para diferentes regímenes de flujo. Extraído de Khanal y Lei, 2014	12
Figura 2.5	Esquema de chimenea analizada en Zamora y Kaiser, 2009.....	13
Figura 2.6	Relación de aspecto b/L óptima para transferencia de calor y flujo de masa, que maximiza Nu_L y M respectivamente. Extraído de Khanal y Lei, 2014.....	14
Figura 2.7	Perfiles de flujo. Extraído de Zamora y Kaiser, 2009 (a-d) Simulaciones laminares $b/L=0,25$. (e-g) Simulaciones turbulentas $b/L = 0,175$. Líneas sólidas delimitan región de circulación y flujo reverso.	15
Figura 2.8	Distribución de temperatura adimensionada en la sección de la chimenea ubicada a 1430 mm por encima de la abertura de entrada para diferentes valores de calor aportado. Extraído de Chen et al., 2003.....	16
Figura 2.9	Distribución de velocidades en la sección de la chimenea para diferentes valores del espesor del canal y del calor aportado. Extraído de Chen et al., 2003	17
Figura 2.10	Coefficientes de transferencia de calor en la pared. Línea sólida: correlación empírica. Línea rayada: resultados numéricos $Ri_x = \infty$. Línea rayada-punteada: resultados numéricos $Ri_x = 39,42$. Línea punteada: resultados numéricos $Ri_x = 15,27$. Extraído de Ojofeitimi y Hattori, 2017	18
Figura 2.11	Perfil de velocidades escala lineal. Círculos: Valores medidos. Línea rayada: Resultados numéricos. a) $Ri_x = \infty$ b) $Ri_x = 39,42$ c) $Ri_x = 15,27$. Extraído de Ojofeitimi y Hattori, 2017	19
Figura 3.1	Esquema de funcionamiento de la chimenea solar.....	20
Figura 3.2	Diagrama del proceso iterativo para resolución de temperaturas de pared según método de Gauss Seidel.....	22
Figura 3.3	Esquema del recorrido del aire en habitación y chimenea	23
Figura 3.4	Esquema perfil de velocidades para cálculo de fricciones	26
Figura 3.5	Esquema de transferencia de calor para el aire	28
Figura 3.6	Diagrama de proceso iterativo para resolución de transferencia de calor y cantidad de movimiento en el aire.....	29
Figura 3.7	Esquema de transferencia de calor en cobertura transparente	30
Figura 3.8	Diagrama del proceso iterativo para resolución general del modelo.....	31

Figura 3.9	Serie típica de irradiación en plano vertical para la ciudad de Montevideo ...	32
Figura 3.10	Comparación con solución analítica aproximada.....	33
Figura 3.11	Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Chen et al., 2003	34
Figura 3.12	Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Ong, 2003	35
Figura 3.13	Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Arce et al., 2009	36
Figura 3.14	Análisis de independencia de la malla en la dirección horizontal.....	37
Figura 3.15	Análisis de independencia de la malla en la dirección vertical.....	37
Figura 3.16	Distribución de temperaturas en la pared para el problema de validación	38
Figura 3.17	Análisis de paso de tiempo	39
Figura 3.18	Análisis de paso de tiempo - 24 horas de simulación	40
Figura 3.19	Análisis comparativo Experimental-Modelo analítico-Modelo numérico	42
Figura 3.20	Irradiación en el plano vertical medida durante el experimento	44
Figura 3.21	Comparación de resultados para temperatura de pared.....	45
Figura 3.22	Comparación de resultados para temperatura de cobertura transparente	45
Figura 3.23	Comparación de resultados para temperatura de aire	46

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1	Coeficientes de perdidas simulación Chen et al., 2003 figura 3.19	43
Tabla 3.2	Coeficientes de perdidas simulación Ong, 2003 figura 3.19.....	43

LISTA DE SIGLAS Y ABREVIATURAS

ASRHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers</i>)
CFD	Dinámica de fluidos computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
LES	Simulación de grandes escalas (<i>Large-Eddy Simulation</i>)
PROMECA	Programa de Pos-Graduación en Ingeniería Mecánica (<i>Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica</i>)
UFRGS	Universidad Federal de Rio Grande del Sur (<i>Universidade Federal do Rio Grande do Sul</i>)
UHF	Flujo de Calor Uniforme (<i>Uniform Heat Flux</i>)
UWT	Temperatura de pared uniforme (<i>Uniform Wall Temperature</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
b	Espesor del canal de la chimenea, m
c_p	Calor específico a presión constante, J/(kg K)
D_h	Diámetro hidráulico, m
Fo	Número de Fourier
g	Aceleración de la gravedad, m s ⁻²
Gr	Número de Grashoff
h_p	Coefficiente de convección térmico entre la pared y el aire que fluye por la chimenea, W/(m ² K)
h_v	Coefficiente de convección térmico entre la cobertura transparente y el aire que fluye por la chimenea, W/(m ² K)
L	Altura de la pared absorbadora, m
Pr	Número de Prandtl
R	Constante universal de los gases, (8,3145 kJ/(kmol K))
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
Gr	Número de Grashoff
Ri	Número de Richardson
S	Relación de aspecto de la chimenea. $S=b/L$
T_a	Temperatura del aire en el canal de la chimenea, K o °C
T_v	Temperatura de la placa de cobertura, K o °C
T_p	Temperatura de la pared absorbadora, K o °C
u	Componente de velocidad del aire en la dirección longitudinal al canal de la chimenea, m/s
v	Componente de velocidad del aire en la dirección transversal al canal de la chimenea, m/s

Letras griegas

α_p	Absortividad de la pared en el espectro de longitud de onda larga, (0.94)
β	Coefficiente de expansión volumétrica, K ⁻¹
δt	Paso de tiempo, s
ϕ	Latitud
$\delta x, \delta y, \delta z$	Dimensiones de volúmenes finitos en la dirección de los ejes x, y, z , respectivamente, m

1 INTRODUCCIÓN

Las chimeneas solares son una interesante alternativa para el acondicionamiento térmico y ventilación pasiva de edificios, por sus ventajas económicas y reducción de impactos ambientales.

En estos dispositivos, la energía solar es aprovechada en forma directa para producir el efecto chimenea: un gradiente de presiones generado por variaciones de densidad, capaz de imponer una circulación natural de aire.

La existencia de las fuerzas de flotación fue postulada por Arquímedes de Siracusa, más de 200 años A.C. El principio de Arquímedes establece que un cuerpo sumergido en un fluido experimenta un empuje igual al peso del fluido que desaloja. Basado en este principio, Arquímedes pudo responder a la inquietud de Hierón II, quien quería asegurarse de que la densidad de la corona dorada que había ordenado construir se correspondiera con la densidad del oro puro.

Si un orfebre deshonesto hubiese construido la corona de un material de menor densidad, ésta se elevaría respecto de un bloque de oro puro, colocados ambos en una balanza de brazos iguales.

El bloque de oro puro y la corona tienen el mismo peso. Si la corona tuviera menor densidad, entonces su volumen sería mayor, y por tanto el empuje de Arquímedes aplicado sobre ésta sería también mayor. La balanza de brazos iguales se inclinaría como en la figura 1.1

En la actualidad, la teoría de la Mecánica de Fluidos permite calcular las fuerzas ejercidas por un fluido sobre una superficie, y efectivamente convalidar el postulado de Arquímedes. En el caso de una chimenea solar, el aire que recibe calor del sol dentro del canal disminuye su densidad, y por tanto experimenta las fuerzas de flotación al quedar sumergido respecto del aire ambiente más denso. En función de estas fuerzas el aire adquiere movimiento, y debido a que se trata de un fluido viscoso aparecen fricciones, que son otro elemento muy relevante para el problema. Por tanto la resolución del problema de la chimenea implica considerar las ecuaciones de transferencia de calor en todos sus componentes sólidos, y las de transferencia calor, cantidad de movimiento y conservación de masa para el aire.

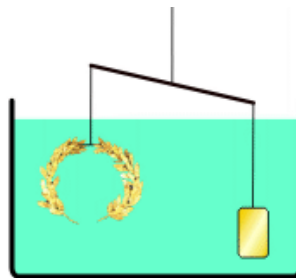


Figura 1.1 – Balanza de Arquímedes

En el presente trabajo se presentó un modelo numérico simplificado para predecir el flujo de aire inducido en la chimenea. El modelo incorpora la información del recurso solar disponible en el plano de la superficie absorbedora, y los esquemas de resolución de las ecuaciones de conservación mencionadas.

En su aplicación a la ventilación pasiva y acondicionamiento térmico de edificios, las chimeneas solares pueden ser configuradas en diferentes modos de operación. El aire puede ser extraído de la habitación hacia el exterior, o biceversa. También puede provenir de la habitación y retornar a ésta, o incluso atravesar el canal sin tener comunicación con la habitación. El modo de operación será fijado de acuerdo a las condiciones del ambiente y a las necesidades de calefacción, enfriamiento y ventilación en cada momento. En la figura 1.2 se muestran solo algunas de las configuraciones posibles. La pared absorbedora funciona además como acumulador de calor. El control de tiempos de carga y descarga de energía en la pared agrega posibilidades en el manejo del confort térmico de edificios.

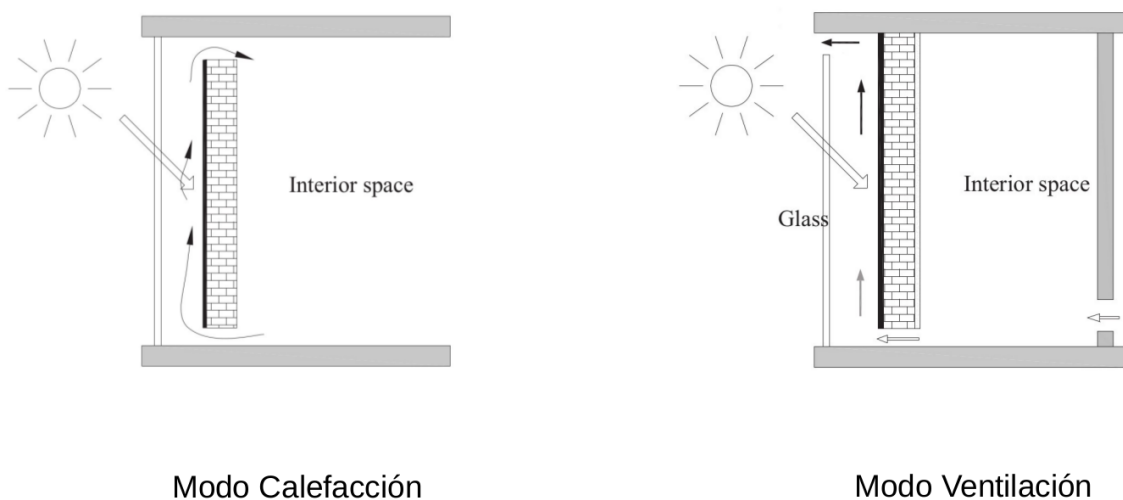


Figura 1.2 – Esquemas de operación chimenea solar. Extraído de Zhongting et al., 2017

1.1 Revisión bibliográfica

Las chimeneas solares han sido ampliamente estudiadas a través de métodos experimentales, analíticos, y computacionales.

Klote, 1991 presentó una metodología general para el análisis del efecto chimenea y la determinación de la ubicación de un plano neutro de presiones. Desarrolló un modelo de cálculo del flujo de aire inducido y evaluó el efecto sobre éste de la temperatura del aire en la chimenea, considerada uniforme, y de las características de las aberturas de conexión con el exterior. Demostró que la ubicación del plano neutro depende levemente de la temperatura y fuertemente del tamaño de las aberturas, y que el flujo de aire está determinado fuertemente por

la temperatura del aire en la chimenea.

Bansal et al., 1993 desarrollaron un modelo analítico para calcular el flujo de aire producido por un colector solar inclinado 30° respecto de la horizontal, acoplado a una chimenea convencional. Asumieron régimen estacionario, plantearon el flujo de aire asociado al efecto chimenea de la misma forma que Klote, considerando al aire como gas ideal. Para el balance térmico plantearon un modelo de colector solar que asume un coeficiente global de pérdidas para el vidrio de $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ y un coeficiente de convección entre el aire y la pared de $15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Para el balance al aire asumieron que éste solo recibe calor de la placa absorbedora, la cual se encuentra a temperatura uniforme. Analizaron el efecto de las pérdidas de carga en la aberturas de entrada y salida de la chimenea. Eligieron un valor de $0,15 \text{ m}$ para la distancia entre la superficie absorbedora y la cobertura transparente. Considerando diferentes geometrías de aberturas, y diferentes flujos de radiación solar, obtuvieron flujos de aire de $140 \text{ m}^3/\text{h}$ a $330 \text{ m}^3/\text{h}$ para valores de radiación de 200 W/m^2 a 1000 W/m^2 , con un colector solar de $2,25 \text{ m}^2$.

Ong, 2003, propuso un modelo matemático para la chimenea solar de pared vertical. Asumió régimen estacionario, y utilizó un modelo de resistencias para describir la transferencia de calor entre las superficies, el aire interior, y el cielo. Utilizó la misma expresión que Bansal para el flujo de aire producido por el efecto chimenea. Para el balance al aire asumió temperaturas uniformes para pared y vidrio, y un modelo de intercambiador de calor que utiliza una temperatura media de aire apropiada. Expresó los resultados obtenidos utilizando una definición de rendimiento: calor aportado al aire en su pasaje por la chimenea sobre radiación total incidente. Para una radiación incidente de 400 W/m^2 , con una chimenea de 2 m se alcanzó una temperatura de pared de 70°C y se generó un flujo de aire de $0,014 \text{ kg/s}$. La temperatura de salida del aire fue de 46°C . En ese caso la eficiencia definida anteriormente resultó de 25% .

Miyazaki et al., 2006 desarrollaron un programa en C, que incorpora las ecuaciones de la chimenea solar propuestas por Ong, 2003 a un modelo integrado de cálculo de las necesidades de calefacción y enfriamiento en una habitación. Eso permite evaluar el desempeño de la chimenea de manera integrada con las cargas de la habitación, y evaluar diferentes estrategias de manejo de las aberturas que comunican la chimenea con la habitación y con el exterior. Para incorporar los datos climáticos a la evaluación del sistema, tomaron un día promedio para cada mes del año. Luego para cada mes definieron el modo de operación de las aberturas de la chimenea. Las necesidades de calefacción y refrigeración de la habitación fueron calculadas por el método del balance de energía propuesto por ASHRAE, 2001. El flujo de aire inducido por el efecto chimenea fue calculado de acuerdo a la expresión propuesta por Andersen K.T., 1995, en función de una altura característica y el calor aportado al aire. Para éste cálculo asumieron que la línea neutra se ubica en la mitad de la altura de la chimenea. Para el cálculo del calor desde la pared al aire asumieron una temperatura media del aire. Resolvieron el sistema no lineal de ecuaciones por el método de Newton implementado en un programa en C. Desarrollaron también un modelo CFD con el objetivo de validar el modelo analítico. El modelo CFD incluye sólo la chimenea. Ambas caras de la chimenea aportan un calor constante al aire. En

esas condiciones se comparó el flujo de aire inducido en la chimenea que resulta del modelo CFD y del modelo analítico. Utilizando el modelo analítico para simular un año de operación concluyeron que el consumo de ventilación mecánica puede reducirse en un 50%. El consumo de energía para enfriamiento se vio aumentado por la presencia de la chimenea, mientras que el consumo para calentamiento mostró una reducción. En promedio anual, el consumo de energía para el acondicionamiento térmico se redujo en 12%.

Naraghi y Blanchard, 2015, propusieron un modelo analítico para el análisis de la chimenea con acumulación de calor en la pared, y realizaron una simulación de 48 h. Discretizaron en el tiempo la ecuación de balance a la pared con un esquema implícito de diferencias finitas. Consideraron la pared aislada en su cara posterior y a temperatura uniforme. Resolvieron las ecuaciones de balance mediante el método de Newton Raphson para resolución de sistemas no lineales. Determinaron la irradiación utilizando un modelo de día claro de ASHRAE, 2013, que tiene en cuenta radiación directa, difusa y reflejada en el suelo. Asumieron propiedades selectivas a la radiación para la pared y el vidrio. Determinaron los coeficientes de convección a través de correlaciones para placas inclinadas. Dependiendo de las temperaturas y la velocidad del aire dentro de la chimenea, el coeficiente varió de $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $7 \text{ W/m}^2\text{K}$. En base a una simulación de 24 h, concluyeron que aumentar la inercia térmica de la pared modifica bastante el perfil de velocidades de aire a lo largo del día, posibilitando ventilación durante la noche.

Sakonidou et al., 2008 investigaron el comportamiento de una chimenea solar al variar el ángulo de inclinación. Disminuir la inclinación respecto de la horizontal posibilita una mejor exposición a la radiación solar, pero también disminuye la altura efectiva de la chimenea. Por este motivo el trabajo se centró en la búsqueda de una inclinación óptima para la chimenea. Utilizaron el modelo de cielo de Liu Jordan para trasladar los datos de irradiación a los distintos planos inclinados considerados. Calcularon la trasmisividad de la cobertura transparente en función del ángulo de incidencia de la irradiación. Encontraron que el ángulo óptimo de inclinación varía en función del objetivo trazado. Si lo que se busca es maximizar la velocidad de fluido, el ángulo óptimo varía entre 65° y 75° del verano al invierno. A su vez en los meses de invierno la ganancia en velocidad obtenida respecto al uso de una chimenea vertical es muy poca. Si lo que se busca es maximizar la exposición a la radiación solar, la inclinación óptima varía entre 12° y 45° del verano al invierno. Por supuesto que estos resultados dependen de la ubicación geográfica en la que se realizan las evaluaciones. Los resultados informados por Sakonidou et al., 2008 corresponden a una latitud $\phi = 41^\circ$.

Arce et al., 2009 investigaron experimentalmente el desempeño de una chimenea solar para ventilación natural en condiciones diurnas y nocturnas en la localidad de Almería, en la zona del mediterráneo. Para ello construyeron un modelo a escala de una chimenea de 4,5 m de altura y 1,0 m de ancho. El espesor del canal por el que circula el aire es de 0,3 m de espesor. Encontraron un máximo de $374 \text{ m}^3/\text{h}$ para una intensidad de radiación de 604 W/m^2

El espesor de la cámara de aire ha sido reportado en muchos trabajos como parámetro influyente en la capacidad de ventilación. Sin embargo no está del todo claro cual es el espesor

óptimo. Los trabajos experimentales en general no cuentan con facilidades para variar el ancho del canal de manera continua. En varios trabajos se analiza el tema en base a modelos analíticos, pero las simplificaciones utilizadas para construir los modelos hacen que éstos no sean capaces de describir adecuadamente la incidencia del espesor del canal en el flujo de aire inducido. Está claro que un análisis de este tipo, necesariamente debe incluir una adecuada descripción del desarrollo de las capas límite térmica e hidrodinámica que se forman en ambas paredes del canal.

Los modelos analíticos que se encontraron en la bibliografía han sido implementados en su gran mayoría para el caso de régimen estacionario. El modelo de transferencia de calor es desarrollado generalmente bajo las hipótesis simplificadoras de temperatura de pared constante, o de calor constante. El aire es considerado generalmente a una única temperatura uniforme para todo el trayecto por la chimenea. En ese caso la transferencia de calor de la pared al aire se plantea en términos medios, utilizando algún parámetro de ponderación sugerido por la literatura para la definición de la temperatura media. Diferentes correlaciones obtenidas de la bibliografía han sido utilizadas para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección. La velocidad de aire inducida en la chimenea se calcula generalmente en base a un balance entre las fuerzas de flotación y las pérdidas por fricción. Este aspecto es muy relevante en el desempeño de los modelos y será analizado más adelante.

1.2 Objetivos y contribuciones del trabajo

1.2.1 Objetivo general

Desarrollar un modelo numérico simplificado para simular el funcionamiento de una chimenea solar durante períodos largos de tiempo.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar un análisis de los modelos analíticos existentes en la literatura para identificar los fundamentos teóricos sobre los que se basan, las hipótesis simplificadoras y correlaciones empíricas que utilizan, y el grado de ajuste que logran respecto de las mediciones experimentales
- b) Realizar un análisis del fenómeno de convección natural en canales verticales, para incorporar información que permita mejorar el desempeño del modelo. En particular proponer una metodología para el cálculo de las pérdidas por fricción que describa de manera adecuada el comportamiento en los diferentes regímenes de flujo que puedan presentarse.
- c) Implementar el modelo en fortran, mediante un esquema numérico que permita eliminar algunas de las simplificaciones utilizadas en los modelos anteriormente mencionados.

- d) Realizar la validación del modelo desarrollado, y comparar su desempeño frente al de otros modelos existentes.

El modelo implementado deberá tener capacidad para:

- Ingresar las condiciones climáticas como información externa para la simulación.
- Utilizar información del recurso solar disponible en la ciudad de Montevideo.
- Resolver la transferencia de calor en la pared para el caso transitorio, de forma de poder evaluar la capacidad de acumulación del sistema, y analizar por ejemplo la incidencia de diferentes parámetros en las posibilidades de una chimenea de proveer ventilación durante la noche.
- Describir la distribución de temperaturas del aire y de la pared en la dirección vertical. Esto permite resolver de manera más precisa la transferencia de calor por convección desde la pared al aire, sin necesidad de estimar una temperatura media. Además permite calcular de mejor forma la temperatura de salida del aire, que tiene mucha relevancia en los casos de invierno en que el sistema se opera en modo calefacción.
- Describir el intercambio de calor por radiación de la chimenea con el ambiente, y el intercambiado entre las diferentes superficies del sistema.

1.3 Organización del texto

En el capítulo 2 se presentan los fundamentos teóricos sobre los que se basa el funcionamiento de una chimenea solar. En 2.2 se exponen las ecuaciones generales que gobiernan el movimiento de convección natural. En 2.3 se presentan desarrollos teóricos y experimentales extraídos de la literatura, que abordan el problema de los diferentes regímenes de flujo que pueden presentarse en el canal de una chimenea solar. El capítulo 3 incluye la metodología utilizada en la elaboración y validación del modelo numérico desarrollado. En el capítulo 4 se presentan las conclusiones alcanzadas en el presente trabajo así como los aspectos que quedan pendientes para trabajos futuros.

2 MARCO TEÓRICO

El funcionamiento de una chimenea solar está gobernado fundamentalmente por el fenómeno de convección natural. En esos casos las ecuaciones de transferencia de calor y cantidad de movimiento deben resolverse de manera acoplada. Una capa límite térmica y una hidrodinámica se formarán en el contacto del fluido con las superficies. La construcción de un modelo numérico que pueda describir con detalle este fenómeno resulta extremadamente complejo, en particular teniendo en cuenta que dentro del canal de una chimenea solar no se presenta un flujo de convección puramente libre. El perfil de velocidades que se forma generalmente muestra valores más altos cerca de las superficies, pero la velocidad no se anula en el centro del canal. Esto le otorga al flujo características de convección mixta, lo cual presenta grandes dificultades al momento de resolver el problema numérico, como puede verse en el trabajo de Ojofeitimi y Hattori, 2017.

2.1 Efecto chimenea

El efecto chimenea consiste en un gradiente de presiones generado por variaciones de densidad, capaz de imponer una circulación natural de un fluido gaseoso.

En gases ideales la densidad decrece con la temperatura, por lo que se generan movimientos del fluido cuando aparecen diferencias de temperatura en la dirección vertical.

Las chimeneas solares tienen como cometido aumentar las diferencias de temperaturas, de forma de maximizar el flujo de aire producido por el efecto de flotación.

2.2 Ecuaciones que gobiernan el movimiento

Las ecuaciones que gobiernan el fenómeno de convección natural para el caso laminar, bidimensional, estacionario son: la ecuación de continuidad, conservación de cantidad de movimiento, y conservación de energía, indicadas en las expresiones 2.1, 2.2 y 2.3, tomadas de Incropera, 2011.

El fluido se asume incompresible, con la excepción de las variaciones de densidad en el término de las fuerzas de flotación, que deben tenerse en cuenta porque son justamente las que sostienen el movimiento. A su vez, para la formulación de la ecuación 2.2, se ha utilizado la aproximación de Boussinesq indicada en 2.4. El coeficiente de expansión volumétrica β resulta ser el inverso de la temperatura absolutas para el caso particular de gases ideales.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (2.2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.3)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad (2.4)$$

Para expresar las ecuaciones en términos adimensionados, en convección natural es conveniente tomar como velocidad de referencia u_0 tal que $u_0^2 = g\beta(T_s - T_\infty)L$. En ese caso el número de Reynolds se transforma en $Re_L = [g\beta(T_s - T_\infty)L^3/\nu^2]^{1/2}$. a su vez se define el número de Grashof como el cuadrado del número de Reynolds.

El número de Grashof definido en la expresión 2.5 cumple el mismo rol en convección natural que el número de Reynolds en convección forzada.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.5)$$

El caso particular de convección natural de placa vertical isoterma ha sido resuelto numéricamente por Ostrach, 1953 en base a la introducción de la variable de similaridad η definida en 2.6.

$$\eta \equiv \frac{y}{x} \left(\frac{Gr_x}{4} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.6)$$

Los perfiles de velocidad y temperatura resultantes se muestra en la figura 2.1. Puede observarse que éstos dependen de los números de Prandtl y Grashof.

El flujo de masa inducido por las fuerzas de flotación puede calcularse utilizando los resultados anteriores. Para ello basta con integrar el perfil de velocidades en una sección perpendicular a la pared y multiplicar por la densidad del fluido.

El espesor de la capa límite hidrodinámica se obtiene directamente de la figura al observar

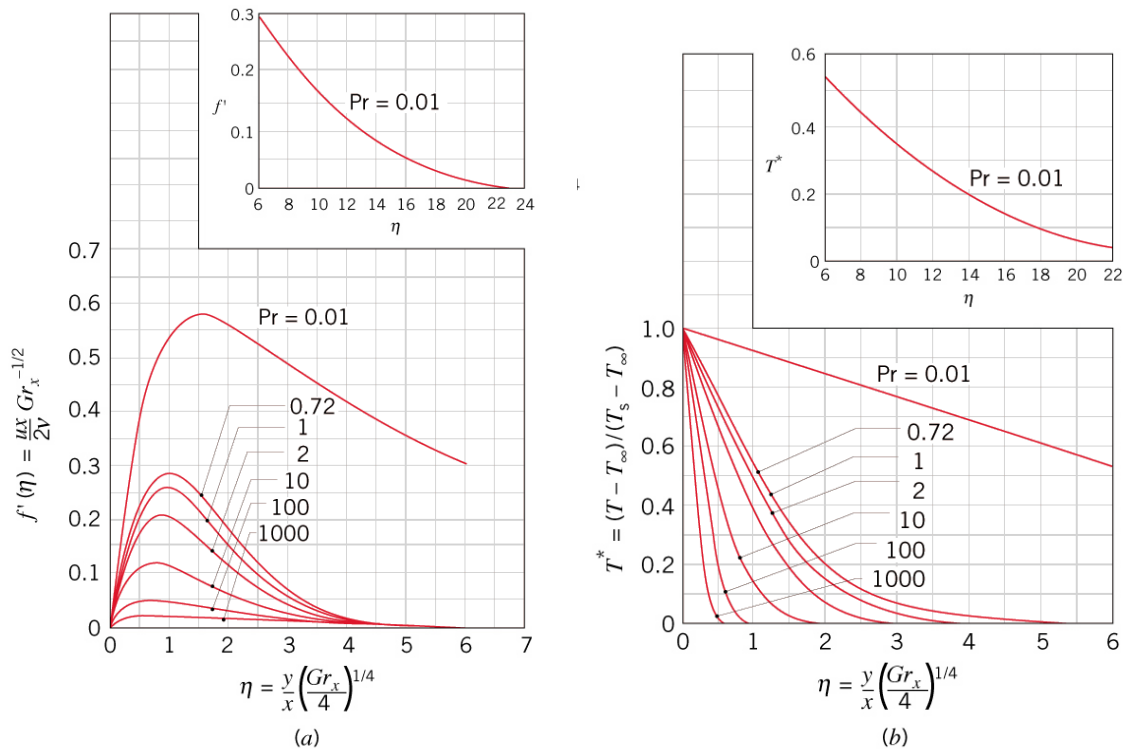


Figura 2.1 – Capa límite laminar convección natural placa vertical isoterma. (a) Perfil de velocidades (b) Perfil de temperaturas. Extraída de Incropera, 2011

que se corresponde con el valor de $\eta = 6$

Para resultados en caso turbulento se debe recurrir a correlaciones obtenidas en función de resultados experimentales, algunos de los cuales se mencionan más adelante.

2.3 Análisis de perfiles de velocidad y temperatura en la chimenea

Como se verá en esta sección se puede afirmar de modo general que el flujo de aire desarrollado dentro del canal de una chimenea solar posee características de convección mixta. Las fuerzas generadoras del movimiento provienen fundamentalmente del calor entregado al aire por la pared absorbidora. Sin embargo el perfil de velocidades que se desarrolla no es el correspondiente al de una convección libre, debido a la presencia de la otra pared del canal que se encuentra a una distancia relativamente pequeña, e impone restricciones al flujo de aire que alimenta la capa límite generada por la pared absorbidora. A su vez esta segunda pared también interviene en los procesos de transferencia de calor. En el caso de la chimenea solar, está constituida por una placa transparente, que absorbe algo de radiación solar e intercambia calor con la pared absorbidora y el ambiente exterior.

Por otro lado, la abertura de entrada de la chimenea introduce distorsiones importantes al movimiento del aire. A la salida, ocurre también un fenómeno particular. El aire en condi-

ones de temperatura y densidad adquiridas en el canal, se encuentra con un espacio abierto de condiciones diferentes.

Khanal y Lei, 2014, realizaron un análisis de escala del flujo convectivo en el interior de una chimenea solar. Modelaron el sistema como un canal cuyas paredes reciben calor de forma asimétrica: la pared absorbedora recibe radiación solar y la cobertura transparente es adiabática. Asumieron régimen laminar, por lo que los resultados se aplican a chimeneas de pequeño tamaño o en casos de bajos niveles de radiación solar.

Establecieron que el flujo desarrollado en el interior del canal está principalmente caracterizado por tres parámetros adimensionados: el número de Rayleigh, el número de Prandtl y la relación de aspecto S , que se definen en 2.7 en función de las variables esquematizadas en la figura 2.2

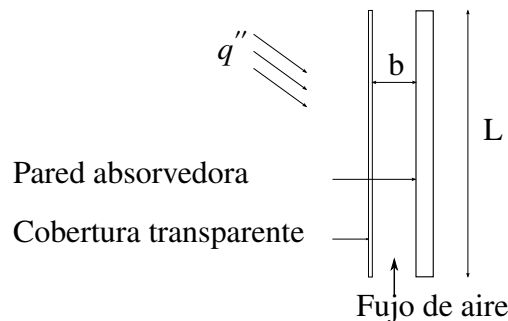


Figura 2.2 – Esquema para análisis de escala flujo convectivo

$$\begin{aligned}
 Ra &= \frac{g\beta q'' L^4}{\alpha \nu k} \\
 Pr &= \frac{\nu}{\alpha} \\
 S &= \frac{b}{L}
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

Como resultado del análisis identificaron tres regímenes diferentes de flujo, caracterizados por bajos, medios y altos valores de Rayleigh respectivamente, que se muestran en la figura 2.3. En el último de los casos se observa una capa límite independiente desarrollada en la pared absorbedora, mientras que en los otros dos la capa límite ocupa todo el ancho del canal.

Las escalas obtenidas para el flujo de masa en cada uno de los regímenes son las indicadas en las expresiones 2.8

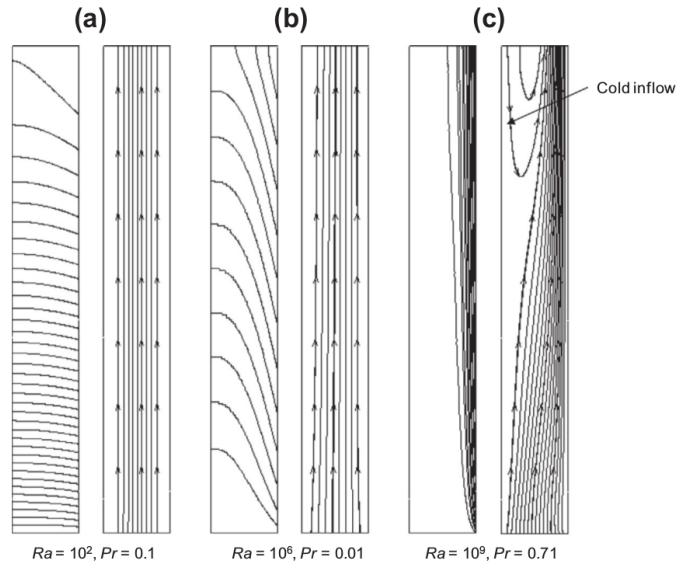


Figura 2.3 – Diferentes regímenes de flujo. Extraído de Khanal y Lei, 2014

- a) Isothermas desde 0.09 a 0.25 y líneas de flujo de 0.005 a 0.04 b) Isothermas desde 0.02 a 0.24 y líneas de flujo de 0.5 a 4 c) Isothermas desde 0.002 a 0.028 y líneas de flujo de 5 a 85

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &\sim \rho\alpha (RaPr)^{1/5} & \frac{S^5}{Pr} < Ra \\
 \dot{m} &\sim \rho\alpha \left(\frac{RaPr}{S^2}\right)^{1/3} & S^5 Pr^2 < Ra < \frac{S^5}{Pr} \\
 \dot{m} &\sim \rho\alpha \left(\frac{RaPr}{S^3}\right)^{1/2} & Ra < S^5 Pr^2
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Del análisis de escala queda claro que fijado el número de Prandtl y la geometría del canal, el flujo de masa inducido depende exclusivamente del número de Rayleigh. Para valores bajos de Ra , el flujo de masa depende de $Ra^{1/2}$. En la medida que aumenta el número de Rayleigh el flujo se torna mas convectivo y depende de $Ra^{1/3}$. Si el número de Rayleigh continúa aumentando se observa el desarrollo de una capa límite independiente en las cercanías de la pared absorbadora. En ese caso el flujo de masa depende de $Ra^{1/5}$.

Los autores demostraron que el flujo de masa que se ha calculado en varios modelos analíticos, como por ejemplo los propuestos Bansal et al., 1993, Chen et al., 2003 y Ong, 2003, es consistente con la predicción obtenida en el análisis de escala para los casos de Rayleigh medios. En los modelos analíticos mencionados el flujo de masa se calculó a partir de un balance entre las fuerzas de flotación y las pérdidas por fricción. En ese caso las pérdidas por fricción se calcularon mediante la utilización de un coeficiente de fricción constante, y la fórmula $\Delta P = k\rho v^2/2$. Los resultados del análisis de escala de Khanal y Lei, 2014, indican que

ésta forma de cálculo del flujo de masa no es válida en los casos de alto Rayleigh, es decir en los casos en que la capa límite desarrollada sobre la pared no alcanza a ocupar todo el ancho del canal.

Los autores realizaron una validación del análisis de escala mediante simulación numérica. Los tres regímenes diferentes de flujo se observan claramente en la figura 2.4.

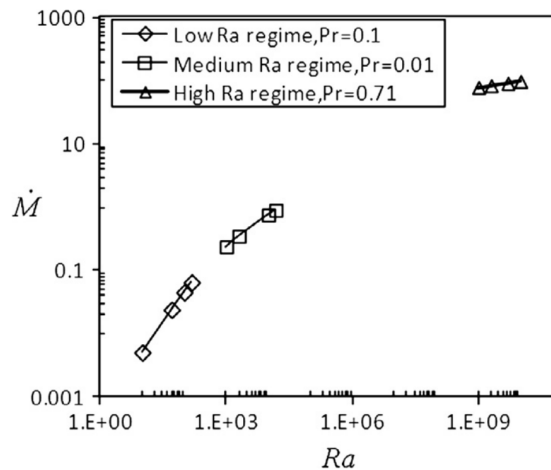


Figura 2.4 – Dependencia del flujo de masa con número de Rayleigh para diferentes regímenes de flujo. Extraído de Khanal y Lei, 2014

Como se verá más adelante, en el presente trabajo se propuso mantener el cálculo del flujo de masa utilizando coeficientes de fricción, pero adaptando la manera de determinarlos de forma que pueda reflejarse el efecto de los diferentes regímenes de flujo.

Zamora y Kaiser, 2009, realizaron estudios numéricos que permitieron describir los diferentes perfiles de velocidad dentro de la chimenea. Realizaron simulaciones para varios espesores del canal y un amplio rango de números de Rayleigh. Las características de la chimenea investigada se observan en la figura 2.5. Se trata de un canal con entrada horizontal, es decir que el aire experimenta un cambio de dirección a su ingreso. Ambas paredes del canal reciben calor por medios externos. Para el análisis numérico se consideraron condiciones de borde simétricas, de temperatura uniforme (UWT) y de flujo de calor uniforme (UHF).

De acuerdo a los autores, la altura de las chimeneas más comúnmente encontradas va desde los 1.5m a los 5m, el calor recibido por la pared absorbidora se encuentra en el rango de 100 W/m²K a 800 W/m²K, y el salto de temperatura experimentado por el aire puede estar entre 20° y 60°. Los valores correspondientes del número de Rayleigh para estos casos están en

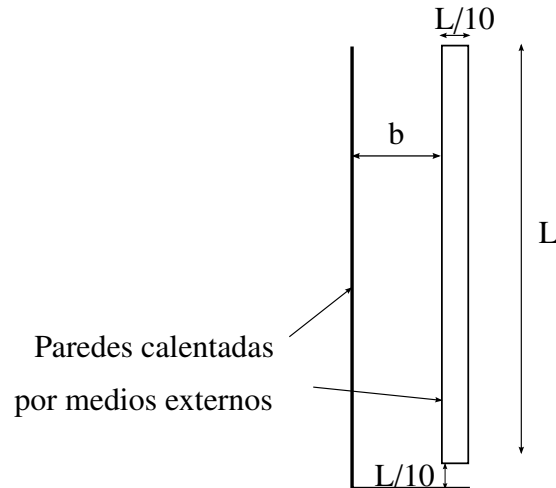


Figura 2.5 – Esquema de chimenea analizada en Zamora y Kaiser, 2009

el rango de $10^8 < Ra < 10^{12}$ con el número de Rayleigh definido como $Ra = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr$. Alternativamente el número de Rayleigh puede definirse como $Ra^* = \frac{g\beta q L^4}{\nu^2 k} Pr$, en cuyo caso el rango de valores equivalente es $10^{11} < Ra < 10^{15}$. Los autores realizaron simulaciones laminares para $10^5 < Ra < 10^8$ y turbulentas para $10^7 < Ra < 10^{12}$. Esto permitió identificar la zona de transición en el entorno de $Ra \sim 10^{10}$.

Las simulaciones numéricas permitieron además mostrar la existencia de ciertos valores óptimos para el espaciamiento entre las paredes del canal. Esto es muy importante desde el punto de vista de las características del flujo de aire en la chimenea, porque evidencia la existencia del fenómeno de flujo inverso que había sido reportado en trabajos experimentales anteriores como por ejemplo el de Chen et al., 2003. En teoría es de esperar que aumentar el área de pasaje del canal disminuya las pérdidas por fricción como consecuencia de la disminución de la velocidad media del aire. Sin embargo, esto no necesariamente sucede en la realidad por dos razones. Por un lado, el régimen de flujo puede variar sustancialmente al cambiar el espesor del canal y como consecuencia varían las fricciones que se generan. Por otro lado, se ha visto que superado un cierto valor límite de b/L , aparecen velocidades en el sentido descendente en diferentes posiciones de la chimenea que provocan la disminución del flujo total de masa. Este fenómeno de flujo inverso está directamente relacionado con la geometría de la chimenea, en particular con la existencia de la segunda pared. Como no existe una zona de fluido de tamaño infinito adyacente a la capa límite de convección, el movimiento del fluido que ingresa a ésta presenta en algunos casos una dirección opuesta a la del fluido ascendente cercano a la pared. Es otra muestra clara de que el flujo dentro de la chimenea tiene características muy diferentes al movimiento de convección libre.

A su vez los autores encontraron que la optimización de los coeficientes de transferencia de calor y la optimización del flujo de masa, conduce a valores de b/L diferentes. En la figura 2.6 se observan los resultados. Para el caso de los coeficientes de transferencia de calor, el valor óptimo de b/L es continuamente decreciente con el número de Rayleigh. Los autores

propusieron una correlación que describe adecuadamente esta dependencia. No fue posible hacer lo mismo para el flujo de masa. Los valores de b/L óptimo obtenidos en este caso sugieren la existencia de diferentes patrones de flujo para distintos rangos del número de Rayleigh.

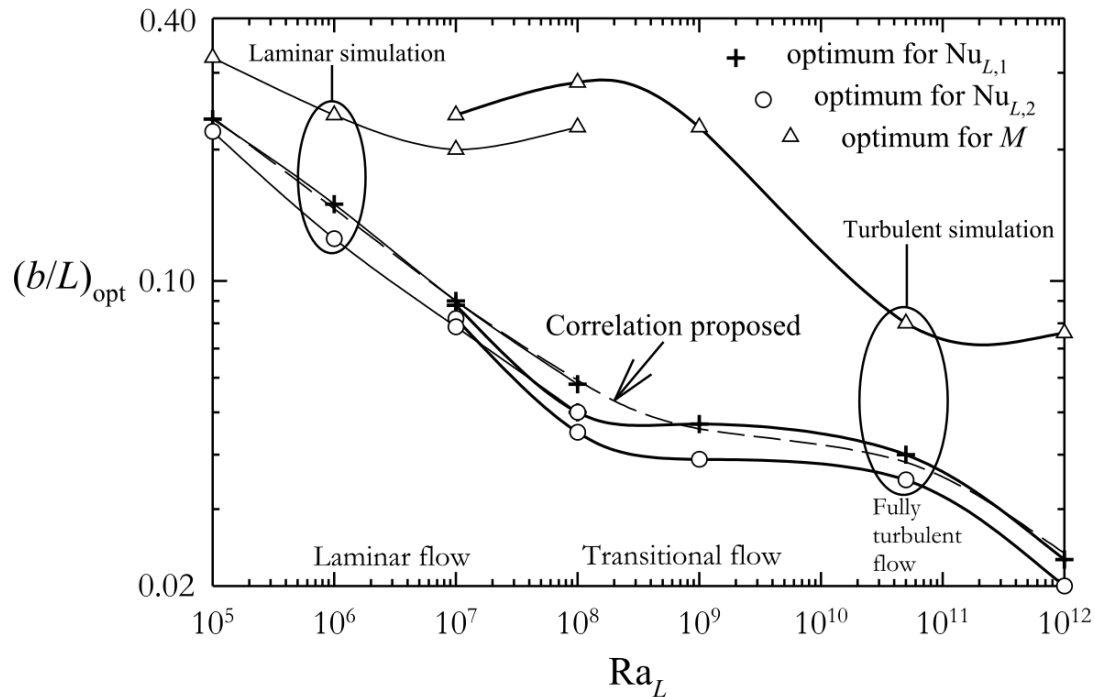


Figura 2.6 – Relación de aspecto b/L óptima para transferencia de calor y flujo de masa, que maximiza Nu_L y M respectivamente. Extraído de Khanal y Lei, 2014

En la figura 2.7 se observan los patrones de flujo obtenidos en simulaciones laminares y turbulentas para casos simétricos con temperatura de pared uniforme. La aparición del flujo inverso y su grado de penetración en el canal, tiende a definir un punto a partir del cual el flujo de masa total disminuye drásticamente. De todas formas los autores aclaran que para los casos asimétricos, en que una de las paredes está aislada, el comportamiento es algo diferente: el flujo reverso se forma siempre a partir de la parte superior y la penetración en el canal muestra un crecimiento paulatino y monótono con el número de Rayleigh. A su vez aclaran que se detectaron patrones de flujo similares en las simulaciones realizadas con condiciones de borde de flujo de calor uniforme en las paredes. Sin embargo en estos casos no se identificaron valores óptimos para los coeficientes de transferencia de calor. Se realizaron simulaciones con valores de b/L suficientemente grandes, que mostraron que la capa límite térmica se mantiene desarrollada en las cercanías de la pared y los fenómenos de flujo reverso no afectan significativamente los coeficientes de transferencia de calor.

En otros trabajos experimentales ha sido posible relevar los perfiles de velocidad y temperatura dentro del canal de una chimenea solar.

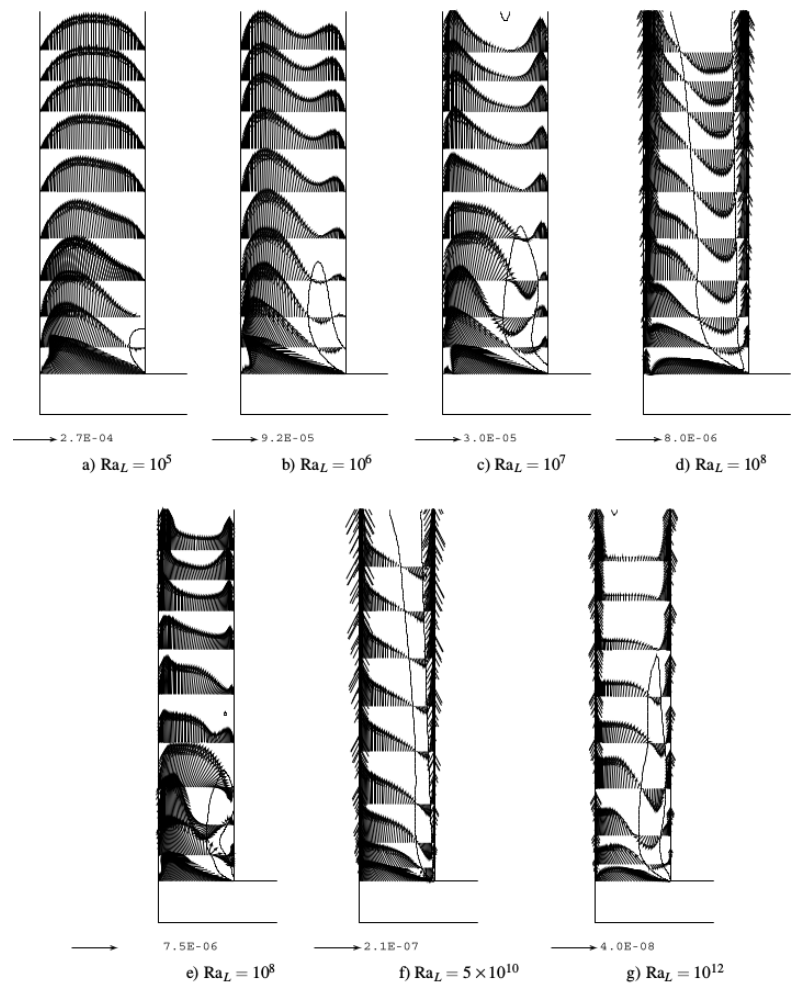


Figura 2.7 – Perfiles de flujo. Extraído de Zamora y Kaiser, 2009
 (a-d) Simulaciones laminares $b/L=0,25$. (e-g) Simulaciones turbulentas $b/L = 0,175$. Líneas sólidas delimitan región de circulación y flujo reverso.

Burek y Habeb, 2007 realizaron mediciones experimentales en un canal de 1025 mm de alto y 925 mm de ancho. La distancia entre la pared absorbadora y la placa de cobertura tenía la posibilidad de ajustarse en el rango de 20 mm a 110 mm. Mediante un dispositivo eléctrico aplicaron calor directamente a la placa absorbadora en el rango de 200 W/m^2 a 1000 W/m^2 . La temperatura del aire fue obtenida en 36 posiciones dentro del canal. Pudo mostrarse que para un canal de 80 mm de espesor las diferencias significativas de temperatura se concentraron en una zona cercana a la pared calefaccionada que no supera el 20% del espesor del canal.

Khanal y Lei, 2014 montaron un experimento para analizar el efecto que produce la inclinación de la cobertura transparente en la aparición del flujo inverso. Para el caso vertical presentaron mediciones de la temperatura del aire en función de la distancia a la pared. Las diferencias significativas de temperatura se concentraron en una zona cercana a la pared. El perfil de temperaturas resultó bastante coincidente con el previsto por la correlación empírica indicada en la expresión analítica 2.9. La diferencia reside en que la temperatura adimensionalada

no alcanza valores nulos al alejarse de la pared, debido a que como ya se ha visto el flujo dentro del canal no se corresponde con el de convección libre, por la presencia de la segunda pared del canal.

$$\frac{T - T_a}{T_w - T_a} = 0.5 \left(1 - \frac{x}{\delta_T}\right)^2$$

$$\frac{\delta_T}{y} = 3.93 (0.952 + Pr)^{1/4} Gr_y^{-1/4} Pr^{-1/2} \quad (2.9)$$

Chen et al., 2003 investigaron experimentalmente el desempeño de una chimenea solar y compararon con los resultados de un modelo analítico. Utilizaron un canal de 1.5m de altura, 0.62m de ancho y espesor variable entre 0,1 m y 0,6 m. El calor, aplicado directamente a la pared absorbidora mediante un sistema eléctrico, se ubicó en el rango de 200 W/m² a 600 W/m². Los perfiles de temperatura y velocidad dentro de canal se muestran en las figuras 2.8 y 2.9 respectivamente. En ambos casos se incluyen los perfiles previstos teóricamente por las expresiones 2.10. En este caso también se observa que las diferencias significativas, tanto de temperatura como de velocidad, se concentran en zonas cercanas a la pared. Existen diferencias con los perfiles teóricos de temperatura y velocidad para convección libre. Los perfiles tienen algunas características de conveccion mixta.

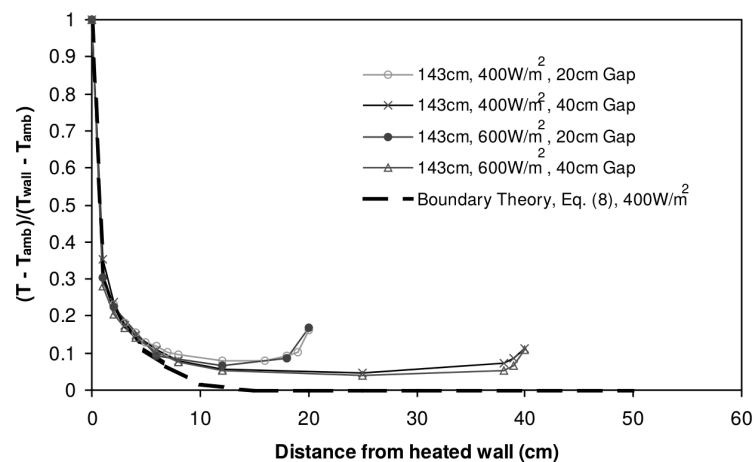


Figura 2.8 – Distribución de temperatura adimensionada en la sección de la chimenea ubicada a 1430 mm por encima de la abertura de entrada para diferentes valores de calor aportado.

Extraído de Chen et al., 2003

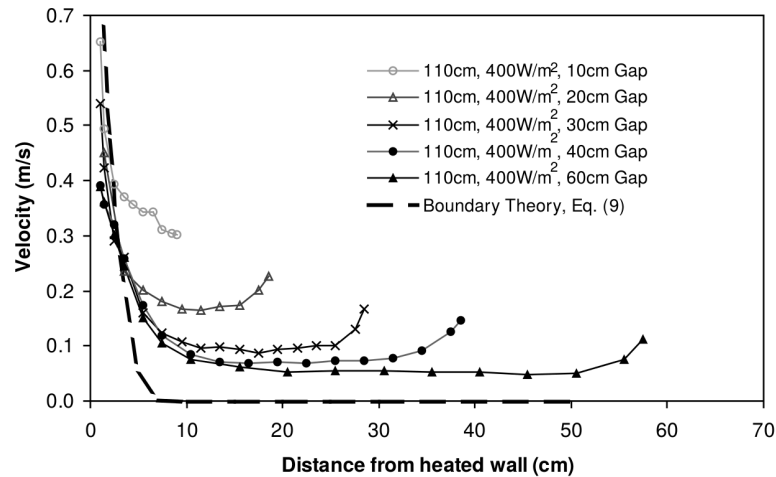


Figura 2.9 – Distribución de velocidades en la sección de la chimenea para diferentes valores del espesor del canal y del calor aportado. Extraído de Chen et al., 2003

$$\begin{aligned}
 \frac{T - T_w}{T_w - T_a} &= \left(1 - \frac{x}{\delta_T}\right)^{1/7} \\
 \frac{u}{u_1} &= \left(\frac{x}{\delta}\right)^{1/7} \left(1 - \frac{x}{\delta}\right)^4 \\
 \delta_T &= F(Pr) \\
 \delta &= 0.505 Gr^{*-1/14} Pr^{-1/2} \left(1 + 0.445 Pr^{2/3}\right)^{1/14} L \\
 u_1 &= 4.35 \frac{v}{L} Gr^{*5/14} Pr^{-1/6} \left(1 + 0.445 Pr^{2/3}\right)^{-5/14} L \\
 Gr^* &= \frac{g \beta q L^4}{k v^2}
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

En un trabajo publicado muy recientemente, Ojofeitimi y Hattori, 2017 resolvieron numéricamente las características del flujo y transferencia de calor en una capa límite turbulenta de convección mixta desarrollada por aire en contacto con una placa vertical de 4 m de altura. Compararon los resultados numéricos con los obtenidos en un ensayo experimental consistente en un placa vertical mantenida a temperatura constante en un túnel de viento vertical de baja velocidad. En lo que respecta a la transferencia de calor encontraron que las correlaciones empíricas propuestas por Tsuji y Nagano, 1988, indicadas en las expresiones 2.11 para los casos laminar y turbulento, coinciden de muy buena forma con los resultados numéricos para el caso de convección natural pura ($Gr/Re^2 = \infty$). En la medida que el flujo externo impuesto aumenta se nota un claro retraso en la transición a la turbulencia, sumado a una importante reducción en el coeficiente de transferencia de calor como se observa en la figura 2.10.

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.387 (Gr_x Pr)^{1/4} && -Laminar \\
 Nu &= 0.120 (Gr_x Pr)^{1/3} && -Turbulento
 \end{aligned}
 \tag{2.11}$$

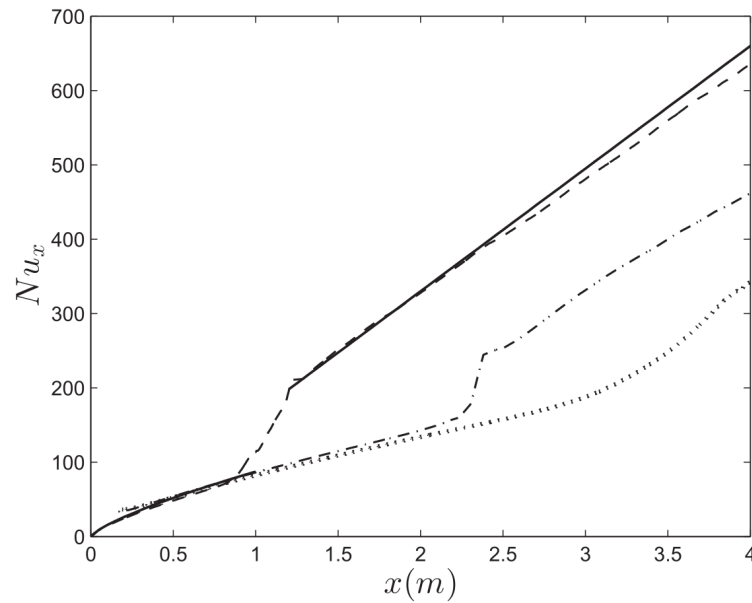


Figura 2.10 – Coeficientes de transferencia de calor en la pared. Línea sólida: correlación empírica. Línea rayada: resultados numéricos $Ri_x = \infty$. Línea rayada-punteada: resultados numéricos $Ri_x = 39,42$. Línea punteada: resultados numéricos $Ri_x = 15,27$. Extraído de Ojofeitimi y Hattori, 2017

Los autores destacaron el hecho de que, particularmente para estos casos de convección mixta, a medida que aumenta el flujo externo, aumentan las fricciones en la pared al mismo tiempo que el flujo de calor decrece. El espesor de la capa límite disminuye por lo que las velocidades se concentran en una zona más cercana a la pared. Las modificaciones en los perfiles de velocidad se observan en la figura 2.11.

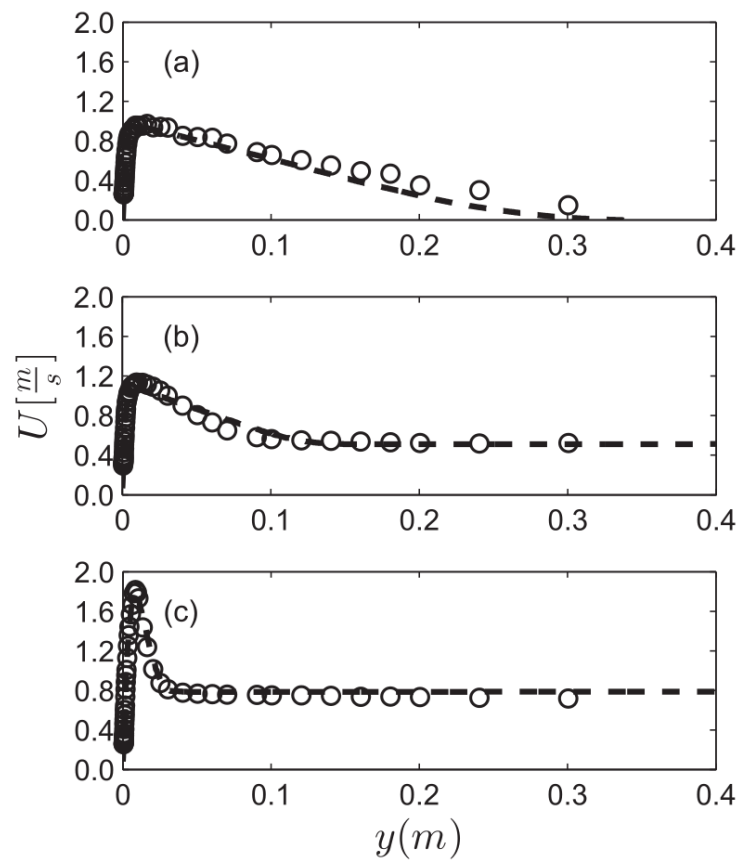


Figura 2.11 – Perfil de velocidades escala lineal. Círculos: Valores medidos. Línea rayada: Resultados numéricos. a) $Ri_x = \infty$ b) $Ri_x = 39,42$ c) $Ri_x = 15,27$. Extraído de Ojofeitimi y Hattori, 2017

3 MODELADO NUMÉRICO

En 1.2 se planteó el objetivo de desarrollar un modelo numérico simplificado para simular el funcionamiento de una chimenea solar. Esto implica resolver la distribución de temperaturas en la pared absorbedora, en la placa de cobertura, y en el aire, y a su vez determinar el flujo de masa de aire inducido. Los elementos principales de la chimenea se muestran esquemáticamente en la figura 3.1

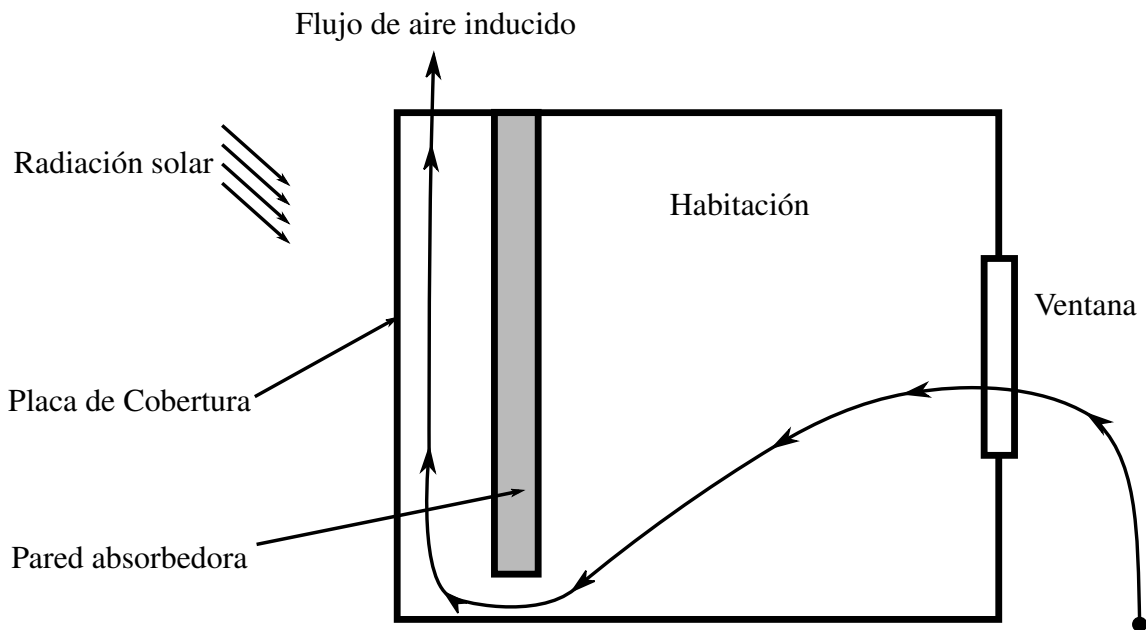


Figura 3.1 – Esquema de funcionamiento de la chimenea solar

En las secciones 3.1 a 3.4 se presentan los modelos de solución de cada uno de los componentes de la chimenea. Por último, en 3.5, se plantea un proceso iterativo para la resolución general del sistema con todos los componente acoplados.

3.1 Transferencia de calor en la pared absorbedora

Para la transferencia de calor en la pared se implementó un modelo numérico de volúmenes finitos, en dos dimensiones transitorio. La ecuación a resolver en el dominio de la pared es la 3.1, según Maliska, 2010.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial}{\partial y} \right) + S \quad (3.1)$$

Las condiciones de borde en las cuatro caras de la pared son de segunda especie, es decir de flujo de calor impuesto. Las caras Norte, Sur y Este se asumieron adiabáticas. La cara Oeste recibe radiación solar, y además intercambia calor por convección con el aire y por radiación con la cobertura transparente.

Al integrar la ecuación en el espacio y el tiempo para cada punto de la malla, resulta la expresión 3.2. Las derivadas espaciales se aproximaron por diferencias centrales. Las derivadas en el tiempo se aproximaron utilizando una formulación totalmente implícita. Los correspondientes coeficientes se indican en las expresiones 3.3

$$A_p T_p = A_e T_E + A_w T_W + A_n T_N + A_s T_S + B_p \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} A_e &= \frac{k}{C_p \Delta x} \Big|_e \Delta y \\ A_w &= \frac{k}{C_p \Delta x} \Big|_w \Delta y \\ A_n &= \frac{k}{C_p \Delta y} \Big|_n \Delta x \\ A_s &= \frac{k}{C_p \Delta y} \Big|_s \Delta x \\ B_p &= A_p^0 T_p^0 + S_c \Delta x \Delta y \\ A_p^0 &= \frac{\rho^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} \\ A_p &= A_e + A_w + A_n + A_s + \frac{\rho \Delta x \Delta y}{\Delta t} - S_p \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.3)$$

El término fuente S ha sido linealizado según la ecuación 3.4.

$$S = S_p T_p + S_c \quad (3.4)$$

El planteo de una ecuación del tipo 3.2 para cada uno de los puntos de la malla conduce a un sistema lineal de ecuaciones que se resolvió mediante el esquema iterativo de Gauss Seidel representado esquemáticamente en la figura 3.2. En cada paso de iteración las temperaturas se resuelven de acuerdo a la ecuación 3.5 en la que las temperaturas T_W y T_S son conocidas debido a que se implementó un barrido de Oeste a Este y de Sur a Norte.

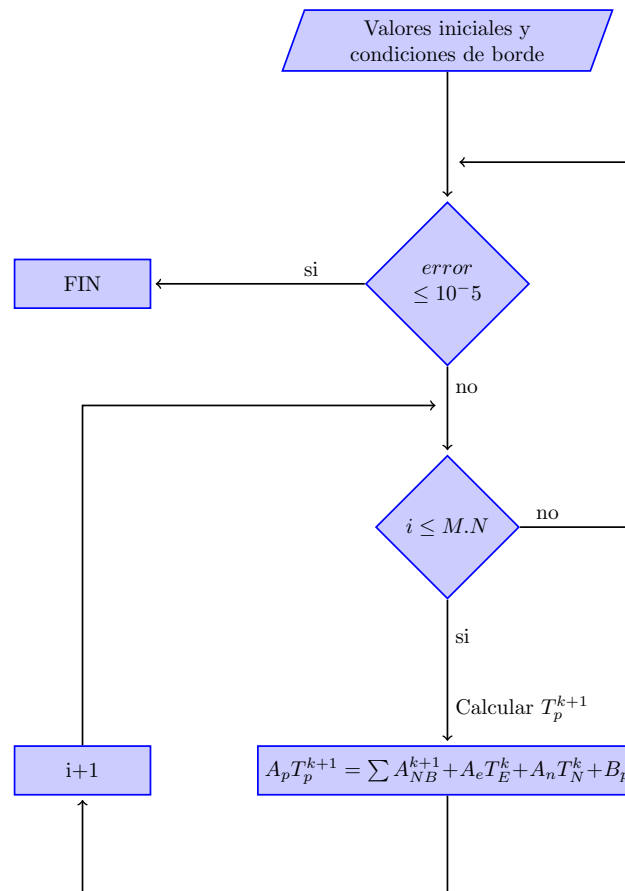


Figura 3.2 – Diagrama del proceso iterativo para resolución de temperaturas de pared según método de Gauss Seidel

$$A_p T_p^{k+1} = A_s T_S^{k+1} + A_w T_W^{k+1} + A_e T_E^k + A_n T_N^k + B_p \quad (3.5)$$

3.2 Flujo de aire en la chimenea

3.2.1 Fuerzas generadoras del movimiento del aire

El movimiento del aire en la chimenea está sustentado por las fuerzas de flotación, que son fruto de las diferencias de densidades generadas por el calentamiento del aire. La fuente de energía es la radiación solar incidente. En este trabajo se planteó un balance entre la energía potencial proporcionada al aire mediante la transferencia de calor y las pérdidas de carga por fricción, para el cálculo del flujo de masa. En ese esquema resulta de gran importancia poder cuantificar adecuadamente las pérdidas por fricción en cada una de las secciones de pasaje del aire por el circuito.

3.2.2 Cálculo del flujo de aire

El recorrido del aire se muestra en el esquema de la figura 3.3.

En el análisis debe considerarse el camino completo. El aire ingresa desde el exterior a la habitación a través de una abertura que le provoca pérdidas de carga. Luego es forzado a recorrer la habitación en sentido descendente, lo cual va en contra de las fuerzas de flotación en el caso que la temperatura de la habitación sea superior a la exterior. En el canal de la chimenea, el aire experimenta diferentes pérdidas de carga, y por supuesto el empuje de las fuerzas de flotación generadas por el calentamiento solar.

Si se supone conocida la temperatura del aire, y por tanto la densidad de éste en cada punto, se puede aplicar la ecuación de conservación de cantidad de movimiento para obtener la expresión 3.6 que incluye la velocidad inducida en la chimenea. Las velocidades aparecen en la expresión, debido a que las fuerzas de rozamiento ejercidas por las superficies sobre el aire, se han modelado como proporcionales al cuadrado de la velocidad, mediante la incorporación de un coeficiente k_i determinado en forma empírica, de acuerdo a la expresión 3.7.

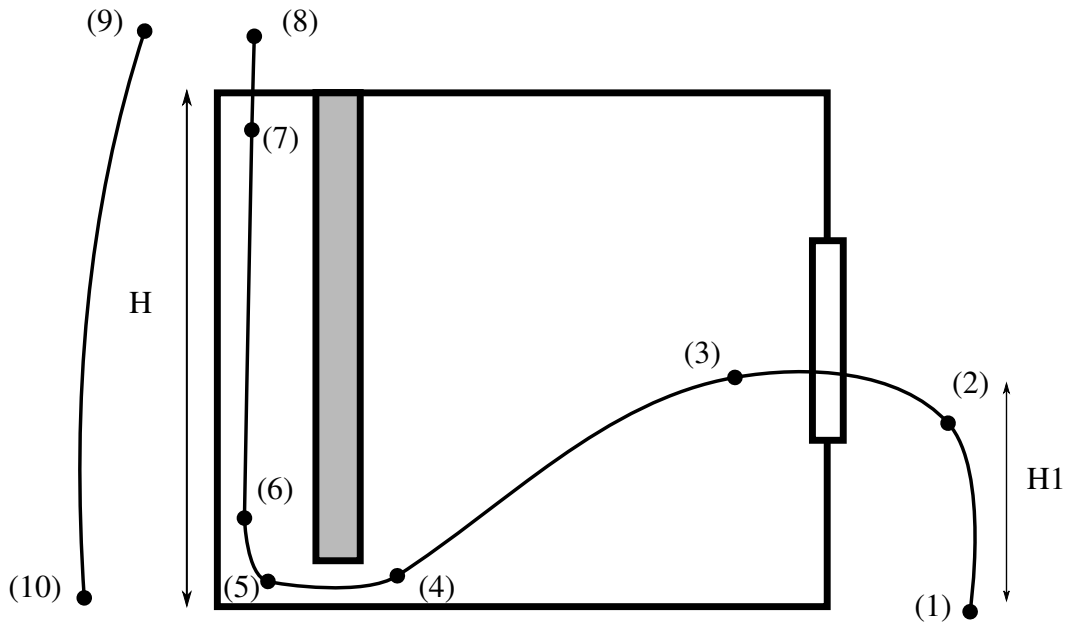


Figura 3.3 – Esquema del recorrido del aire en habitación y chimenea

$$\begin{aligned}
 p_0 - \rho_{ext}gH_1 - k_1 \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{2} \right) + \rho_r g H_1 - k_2 \left(\frac{\rho_2 v_2^2}{2} \right) - k_3 \left(\frac{\rho_3 v_3^2}{2} \right) - f \frac{H}{dH} \left(\frac{\rho_4 v_4^2}{2} \right) \\
 - \int_0^H \rho_i g dh - k_4 \left(\frac{\rho_4 v_4^2}{2} \right) = p_0 - \rho_{ext}gH
 \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\Delta p = k_i \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (3.7)$$

Expresado en términos de masa resulta la ecuación 3.8, de la que puede obtenerse el flujo de masa inducido en la chimenea.

$$(\rho_{ext} - \bar{\rho}) gH + (\rho_{hab} - \rho_{ext}) gH_1 = \frac{\dot{m}^2}{2} \left(\frac{k_1}{\rho_1 A_1^2} + \frac{k_2}{\rho_2 A_2^2} + \frac{k_3}{\rho_3 A_3^2} + \frac{k_4}{\rho_4 A_4^2} + \frac{fH}{D_h \rho_3 A_2^2} \right) \quad (3.8)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{H} \int_0^H \rho_i dh$$

A su vez la expresión puede simplificarse, para escribirse de forma similar a otras expresiones utilizadas en la bibliografía para el cálculo de la velocidad del aire. Puede asumirse que la densidad del aire es constante e igual a ρ_{ext} , salvo para los términos relacionados con la fuerza de flotación. Agregando la hipótesis de gas ideal, y la aproximación de Boussinesq ($\rho_{ext} - \bar{\rho} \approx \beta \rho_{ext} (\bar{T} - T_{ext})$), la velocidad queda expresada según 3.9.

$$v_{ch} = \frac{1}{\sqrt{\sum R_i}} \sqrt{2 \left(\frac{\bar{T} - T_{ext}}{T_{ext}} \right) gH + 2 \left(\frac{T_{ext} - T_{hab}}{T_{ext}} \right) gH_1} \quad (3.9)$$

$$\bar{T} = \frac{1}{H} \int_0^H T_i dh$$

$$\sum R_i = \left(k_1 \frac{A_{ch}^2}{A_1^2} + k_2 \frac{A_{ch}^2}{A_2^2} + k_3 \frac{A_{ch}^2}{A_3^2} + k_4 \frac{A_{ch}^2}{A_4^2} + \frac{fH}{D_h} \frac{A_{ch}^2}{A_3^2} \right)$$

La expresión 3.9 es similar a la 3.10, utilizada por Bansal et al., 1993. Las diferencias consisten en que esta última utiliza un único coeficiente de descarga C_D para contabilizar todas las pérdidas y por tanto no discrimina las pérdidas a lo largo del canal respecto de las pérdidas localizadas. Además no contiene el término de las fuerzas de flotación dentro de la habitación, que va en contra del movimiento en el caso de que a la temperatura de la habitación sea mayor que la exterior.

$$\dot{m} = C_D \frac{\rho_0 A_0}{\sqrt{1 + \frac{A_0^2}{A_i^2}}} \sqrt{2 \left(\frac{T_f - T_{ext}}{T_{ext}} \right) g L} \quad (3.10)$$

3.2.3 Cálculo de coeficientes de fricción

Las pérdidas por fricción dentro de la chimenea dependerán de los perfiles de velocidad que se desarrollen. Del análisis realizado en la sección 2.3 surge que los parámetros adimensionados que determinan estos perfiles son: el número de Reynolds, el número de Rayleigh y la relación de aspecto, que caracteriza la geometría del canal. Debido a que el flujo dentro de la chimenea tiene algunas características de convección mixta, probablemente el número de Richardson (Gr/Re^2) sea también una buena medida para ajustar los coeficientes de fricción a utilizar en el modelo analítico.

He et al., 2016 propusieron un modelo analítico denominado "plume model", que tiene en cuenta la formación de una capa límite cercana a la pared que no llega a ocupar el espesor total del canal. Consideraron que todo el flujo de masa se encuentra confinado en un área proporcional al espesor de la capa límite, a lo que denominaron pluma. Determinaron el espesor de la capa límite mediante una correlación para flujo laminar. Calcularon las pérdidas por fricción considerando pérdidas localizadas en las aberturas de entrada y salida, y pérdidas distribuidas a lo largo del canal.

Para las pérdidas localizadas utilizaron coeficientes tomados de la literatura, y asociaron éstos a la velocidad media del canal, sin tener en cuenta el espesor de la pluma. Las pérdidas localizadas quedaron expresadas de la forma $\Delta P = k \rho v^2 / 2$. Los coeficientes utilizados fueron: $k = 0.5$ para la entrada al canal, $k = 0.8$ para la salida del canal, y $k = 0.885$ para un cambio de dirección de 90° dentro del canal.

Expresaron las pérdidas distribuidas de la forma $\Delta P = (fL/D_h) \rho v^2 / 2$. En la determinación del coeficiente f utilizaron un número de Reynolds calculado con la velocidad en la pluma, es decir el resultado de asumir que todo el flujo de masa está confinado a la pluma. Sin embargo, para el cálculo de la caída de presión, tomaron el diámetro hidráulico del canal. Para esto argumentaron que las pérdidas por fricción para el caso de convección libre se comportarían de igual forma que en caso de convección forzada.

En el presente trabajo se tomó la idea propuesta por He et al. y se incorporaron los cambios que se detallan a continuación.

Para la estimación del espesor de la pluma, es decir la zona cercana a la pared en la que se asume que estará concentrada la mayor parte del flujo de masa, se tomó como base el espesor de una capa límite turbulenta de convección libre. Esto se debe a que como fue demostrado

por Zamora y Kaiser, 2009, el flujo se torna turbulento en el entorno de $Ra \sim 10^{10}$, valor que es alcanzado en la gran mayoría de las aplicaciones que se pretenden simular con el modelo. Partiendo de esta base, el espesor de la pluma fue posteriormente afectado por un factor de ajuste teniendo en cuenta varios aspectos: la capa límite se forma en la entrada del canal y su espesor va aumentando hasta la salida, el flujo tiene algunas características de convección mixta en cuyo caso el espesor de la capa límite disminuye respecto del de la convección libre según fue demostrado por Ojofeitimi y Hattori, 2017, existen otras distorsiones al flujo impuestas por la abertura de entrada al canal, el canal no es simétrico en cuanto al flujo de calor recibido por cada una de las paredes. El factor de ajuste se obtuvo al realizar una serie de simulaciones y comparar con los resultados experimentales de Chen et al.

En lo que respecta a las pérdidas localizadas en la abertura de salida del canal, se consideraron las velocidades de la pluma. Utilizar la velocidad media del canal podría llevar a subestimar las pérdidas en esta zona. En la zona de entrada sí se tomó la velocidad media del canal, ya que en este punto las capas límite no se han desarrollado aún.

Para el cálculo de las pérdidas distribuidas, no se consideró el diámetro hidráulico del canal, debido a que efectivamente las pérdidas por fricción en el caso de convección libre no pueden asimilarse a las de convección forzada. En el caso de convección libre las fricciones son mayores debido a las características de los perfiles de velocidad. Como fue demostrado por Ojofeitimi y Hattori, 2017, si existieran condiciones de convección mixta, entonces las fricciones serían aún mayores. En el esquema de la figura 3.4 se muestra el criterio utilizado en el presente trabajo para calcular el diámetro hidráulico. El objetivo fue encontrar el diámetro hidráulico adecuado para que los resultados del abaco de Moody, que fue construido para convección forzada, se adaptaran al tipo de flujo encontrado en la chimenea.

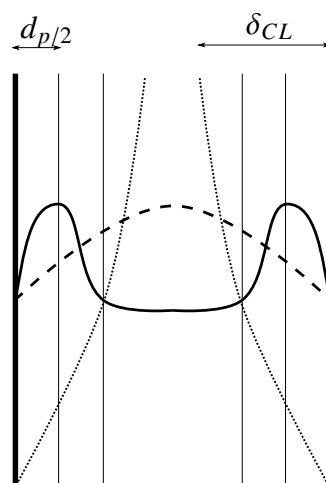


Figura 3.4 – Esquema perfil de velocidades para cálculo de fricciones

En la figura 3.4 se observa que el perfil de velocidades de línea sólida, correspondiente a un flujo de convección libre generado en ambas paredes, tiene asociadas pérdidas por fricción

mayores que el perfil de velocidades de línea discontinua, correspondiente a un flujo de convección forzada de igual velocidad media. El parámetro d_p , espesor de la pluma, tiene relación con el espesor de la capa límite mediante la consideración de un factor C_{d_p} a ser ajustado mediante comparación con ensayos experimentales, de tal forma que $d_p = C_{d_p} \delta_{CL}$. Luego de correr una serie de simulaciones para comparar con los resultados experimentales de Chen et al., 2003 este coeficiente de ajuste se fijó en $C_{d_p} = 0,5$

En el presente trabajo se propuso calcular el diámetro hidráulico en función de d_p , de forma de adaptar los resultados del abaco de Moody y contabilizar las pérdidas por fricción según la fórmula $\Delta P = (fL/D_h) \rho v^2/2$. Se calculó el diámetro hidráulico de acuerdo a la expresión 3.11.

$$D_h = \frac{4d_p W}{2(d_p + W)} \quad (3.11)$$

3.3 Transferencia de calor al aire

El balance de energía del aire ha sido resuelto en valores medios en diversos trabajos anteriores.

Bansal et al., 1993 utilizaron una temperatura media logarítmica para el aire, calculada en base a una temperatura uniforme de la pared.

Ong, 2003 utilizó un factor γ para estimar la temperatura media del aire de la forma $T_f = \gamma T_{f-out} + (1 - \gamma) T_{f-in}$. Asumió un valor de $\gamma = 0,75$ que había sido sugerido por Hirunlab et al., 1999 en base a mediciones experimentales.

Mathur et al., 2004, y Bassiouny y Koura, 2008 utilizaron esta misma definición de temperatura media, y escogieron un valor de $\gamma = 0,74$ tomado de la literatura.

En el presente trabajo se implementó un esquema numérico unidimensional que permite describir la distribución de temperaturas en la dirección vertical de acuerdo al esquema de la figura 3.5. Esto resulta importante para un cálculo más preciso de la transferencia de calor desde la pared y placa de cobertura.

La ecuación 3.12 muestra el balance de energía al aire. Las condiciones de borde aplicables son las temperaturas de pared absorbidora y placa de cobertura, que fueron calculadas en el paso de iteración anterior de acuerdo al esquema de la figura 3.8. El término de calor aportado al aire se compone de los calores de convección provenientes de la pared y placa de cobertura. En el presente trabajo se consideraron despreciables el término transitorio y el de conducción en la dirección del flujo.

La solución se implementó mediante un esquema up-wind que resulta en la ecuación 3.13.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \dot{q} + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.12)$$

$$\rho u C_p D(T_{i-1} - T_i) + h_p \delta_y (T_p - T_i) + h_v \delta_y (T_v - T_i) = 0 \quad (3.13)$$

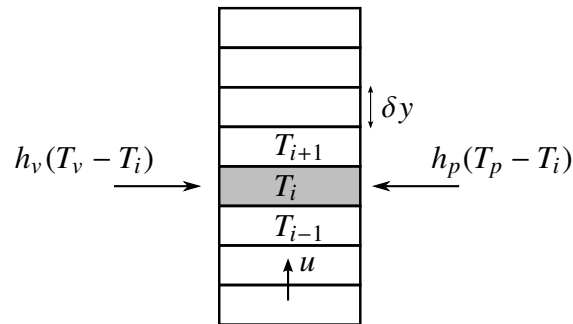


Figura 3.5 – Esquema de transferencia de calor para el aire

Los coeficientes de convección h_p y h_v se calcularon en base a las expresiones 3.14, propuestas por Tsuji y Nagano, 1988, que fueron verificadas mediante simulación numérica por Ojofeitimi y Hattori, 2017. Las correlaciones son aplicables debido a que los regímenes de flujo que se encuentran en los casos que se pretende simular presentan valores muy altos del número de Richardson.

El esquema general de resolución del balance al aire se muestra en la figura 3.6.

$$\begin{aligned} Nu &= 0.387 (Gr_x Pr)^{1/4} && -Laminar \\ Nu &= 0.120 (Gr_x Pr)^{1/3} && -Turbulento \end{aligned} \quad (3.14)$$

3.4 Transferencia de calor en la placa de cobertura

La cobertura transparente intercambia calor por convección con el aire exterior y con el que circula por la chimenea. A su vez recibe radiación solar e intercambia calor por radiación con la superficie absorbedora y el ambiente exterior. Estos intercambios están esquematizados en la figura 3.7. La ecuación de balance para la cobertura transparente está dada por la expresión 3.15.

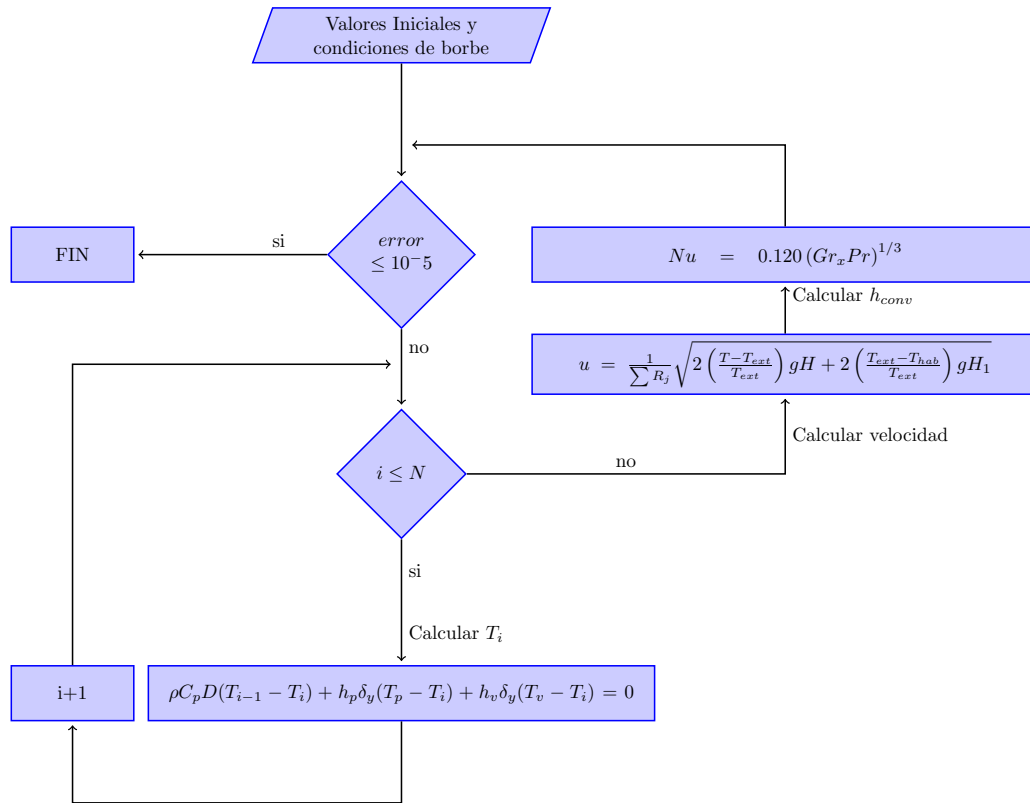


Figura 3.6 – Diagrama de proceso iterativo para resolución de transferencia de calor y cantidad de movimiento en el aire

$$h_{rv,sky}(T_{sky} - T_v) + \alpha_v G_{solar} + h_{ext}(T_{amb} - T_v) + h_{rv,p}(T_p - T_v) + h_v(T_i - T_v) = 0 \quad (3.15)$$

$$h_{rv,p} = \frac{\sigma(T_v + T_p)(T_v^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \quad (3.16)$$

$$h_{rv,sky} = \frac{\sigma(T_v + T_{sky})(T_v^2 + T_{sky}^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{sky}} - 1} \quad (3.17)$$

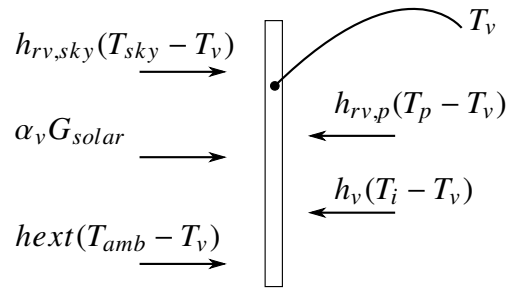


Figura 3.7 – Esquema de transferencia de calor en cobertura transparente

3.5 Resolución del sistema general

Para la resolución del sistema general de ecuaciones, se planteó un proceso iterativo que se muestra en la figura 3.8. Se resuelve primero la pared, luego el fluido, luego la cobertura transparente, y así sucesivamente hasta obtener resultados dentro de los márgenes de error definidos.

Como se ha indicado, la transferencia de calor en la pared se consideró en estado transitorio en dos dimensiones, la transferencia de calor al aire se planteó en un esquema estacionario.

Con la distribución de temperaturas conocida se calculó el flujo de aire inducido por las fuerzas de flotación de acuerdo a la expresión 3.9.

El intercambio de radiación entre la placa absorbidora y la cobertura transparente se realizó en términos de las temperaturas medias de ambas superficies.

3.6 Datos meteorológicos

Los datos meteorológicos utilizados en el modelo se obtuvieron del trabajo realizado por Alonso et al., 2016. Los autores presentaron una serie típica de datos que definen el Año Meteorológico típico para Aplicaciones de Energía Solar en Uruguay.

Una serie típica de datos meteorológicos es representativa de una estadística de largo plazo en términos de sus valores medios y variabilidad, de modo que puede ser utilizada para realizar simulaciones realistas de actividades humanas. Para la construcción de la serie los autores utilizaron datos de 15 años de irradiancia solar obtenida en base a fotos satelitales. A partir de las fotos satelitales identificaron la presencia de nubes, principal factor que afecta la irradiancia solar a nivel de la superficie de la tierra. Utilizaron el modelo indicado por la expresión 3.18, para obtener el promedio horario de la irradiancia solar en plano horizontal.

$$\overline{G}_{GHI} = G_{SC} F_N \cos \theta_z (a + b \cos \theta_z + c \cos^2 \theta_z) + d (F_R^2 - F_{R_0}^2) \quad (3.18)$$

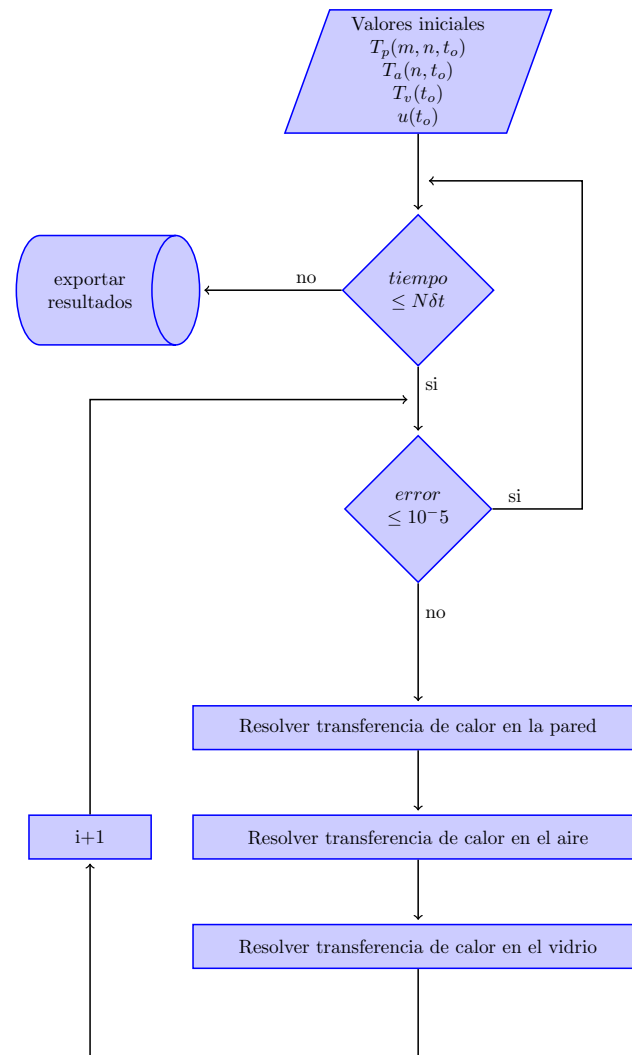


Figura 3.8 – Diagrama del proceso iterativo para resolución general del modelo

Donde $G_{SC} = 13867 \text{ W/m}^2$ es la constante solar, F_N una pequeña corrección por la distancia sol tierra y $\cos\theta_z$ el coseno del ángulo cenital evaluado en el medio del intervalo horario. La información satelital ingresa al modelo a través de los valores de F_R y F_{R_0} , que representan el albedo terrestre y el albedo en ausencia de nubosidad. Los cuatro parámetros a , b , c y d se ajustaron utilizando datos en tierra.

La serie anual típica contiene además algunas variables derivadas, como por ejemplo datos de irradiancia directa en plano normal o irradiancia global en plano inclinado. Para obtener esa información fue necesario separar previamente las componentes directa y difusa de la radiación incidente. Los autores realizaron esta separación utilizando el modelo de Ruiz-Arias, ajustado localmente, para calcular la fracción difusa.

Utilizaron el modelo HDKR para transportar a plano inclinado los valores obtenidos para plano horizontal. Este modelo considera una distribución no isotrópica de la radiación difusa en la bóveda celeste, en particular tiene en cuenta el aumento de radiación proveniente de la

zona circunsolar. El modelo considera tres componentes para la radiación incidente sobre plano inclinado: la irradiancia proveniente de la dirección solar (Directa + circunsolar), la difusa proveniente del resto de la bóveda celeste, y la reflejada en el terreno circundante.

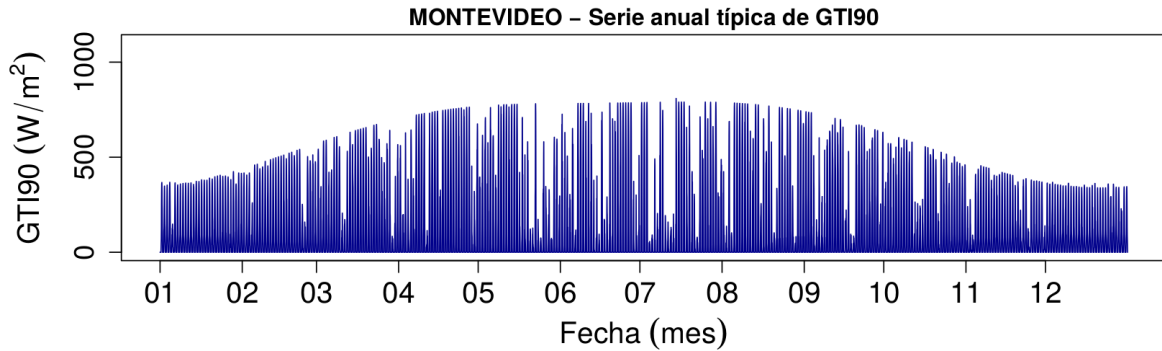


Figura 3.9 – Serie típica de irradianción en plano vertical para la ciudad de Montevideo

En la figura 3.9, extraída de Alonso et al., 2016 se muestran los promedios diarios de la serie anual típica de irradianción en el plano vertical orientado al Norte, para la ciudad de Montevideo. Se observa que los máximos son mayores en invierno. Sin embargo en esos meses aparecen con bastante frecuencia días nublados de baja radiación. Por otra parte en verano los valores máximos son menores que en invierno pero hay muy pocos días que se presenten nublados.

3.7 Verificaciones del modelo

Se realizó una serie de verificaciones para comprobar que el modelo devuelve valores adecuados en diferentes situaciones.

Por un lado se verificó el correcto funcionamiento del esquema iterativo de Gauss Seidel que se implementó para resolver la transferencia de calor en la pared. Para esto se planteó un caso en que la pared se divide en nueve celdas ($M=3$, $N=3$). Con esta discretización el sistema lineal a resolver resulta simple y se puede resolver mediante un método directo. Se implementó la solución directa en Matlab y se comprobó que se llega a los mismos resultados que se obtienen aplicando la porción de código del modelo que resuelve el problema mediante el método de Gauss Seidel.

De forma de verificar el comportamiento transitorio del modelo, se realizó una comparación con la solución analítica del caso unidimensional con condiciones de borde de convección. Para la discretización espacial y temporal del modelo se utilizaron los valores $M=30$, $N=30$, y $\delta t=40$ s. (Más adelante se realiza un análisis detallado de la elección de estos valores)

En la figura 3.10 se observan los resultados. La comparación se realizó para una pared de 0,2 m de espesor, conductividad térmica $k = 1$ W/mK, capacidad calorífica $c_p = 800$ J/kgK,

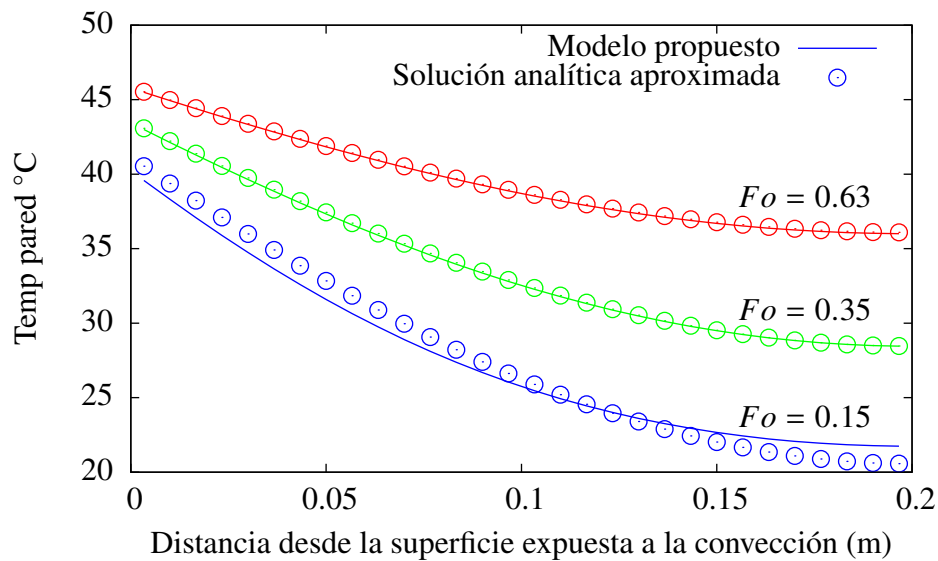


Figura 3.10 – Comparación con solución analítica aproximada

y densidad $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$. La condición de borde de convección se impuso a través de un coeficiente $h = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ y temperatura $T_\infty = 50^\circ\text{C}$.

Se muestran los resultados para tres instantes de tiempo, identificados en el gráfico por el correspondiente número de Fourier. Para el caso de $Fo = 0,15$ se observa que la solución analítica, aproximada por el primer término de la serie, no es correcta. Se puede ver que para valores mayores de Fourier, la solución analítica coincide adecuadamente con los resultados del modelo numérico. Quiere decir que el modelo describe adecuadamente el comportamiento transitorio de la pared en el caso particular analizado.

Las condiciones impuestas en este caso de verificación implican importantes gradientes espaciales y temporales en la temperatura de pared, por lo que puede asegurarse que la discretización espacial y temporal elegida será adecuada también para la simulación de un problema real en que la pared recibe radiación solar en ciclos diarios, como por ejemplo el experimento de Arce et al., 2009.

3.8 Validación del modelo

Para la validación del modelo, se realizó una comparación con resultados de varios trabajos experimentales y modelos analíticos tomados de la literatura.

Los trabajos experimentales considerados para las comparaciones son los de Chen et al., 2003, Ong, 2003 y Arce et al., 2009. En los primeros dos trabajos los autores agregan también resultados de modelos analíticos propuestos para la comparación con las mediciones experimentales.

Chen et al., 2003 montaron un experimento como el que se muestra en la figura 3.11.

La chimenea consiste en un canal simple vertical de 1,5 m de altura y 0,62 m de ancho.

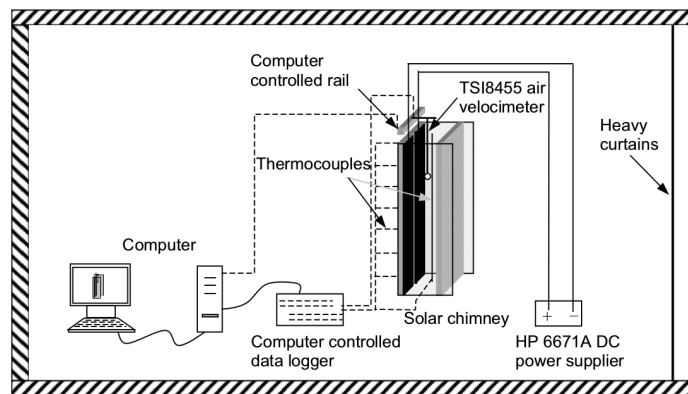


Figura 3.11 – Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Chen et al., 2003

El espesor de la cámara de aire puede variar entre 0,1 m y 0,6 m. El experimento se llevó a cabo dentro de un recinto de dimensiones 5 m x 7 m x 3,9 m con condiciones de temperatura controlada. Mediante un sistema eléctrico se aplicó calor a la superficie absorbadora en un rango de $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $600 \text{ W/m}^2\text{K}$. La superficie que recibe calor fue aislada en su cara externa con 100 mm de fibra de vidrio. Las superficies laterales y la opuesta a la placa que recibe calor se construyeron de un material aislante. Se utilizaron trece termocuplas para medir la temperatura de la placa absorbadora en diferentes posiciones. Para medir la temperatura del aire se contó con un arreglo de siete termocuplas que permitió relevar los perfiles de temperatura en la sección transversal del canal por el que circula el aire. Este arreglo tiene a su vez la posibilidad de colocarse a diferentes alturas en la dirección longitudinal. La velocidad del aire se midió en la sección del canal ubicada a 1,1 m de la entrada. Se realizaron mediciones de velocidad en aproximadamente 150 puntos de la sección transversal y se obtuvieron 120 registros a lo largo de 90 s en cada uno de los puntos. La incertidumbre asociada a este método de medición de velocidad se estimó en 15% para el caso de espesor de canal de 0,4 m.

Ong, 2003, realizó un trabajo experimental con una chimenea cuyas características y dimensiones se muestran en la figura 3.12.

La geometría presenta varias diferencias respecto a la utilizada por Chen et al., 2003. En este caso el aire ingresa al canal a través de una abertura horizontal que impone un cambio de dirección de 90° en el recorrido del aire. Además, el aire ingresa previamente a una habitación a través de una ventana por lo que también deben considerarse las pérdidas por fricción en este punto. Este dispositivo se colocó a la intemperie, con la pared absorbadora orientada al Sur expuesta a la radiación solar. Ong, 2003 presentó a su vez un modelo analítico para describir el funcionamiento de la chimenea. Éste modelo asume condiciones estacionarias. Para poder realizar las comparaciones, los registros experimentales se tomaron con una frecuencia de 1 minuto, y se asumió estado estacionario en los intervalos de tiempo durante los que la radiación incidente no varió más de 50 W/m^2 en 5 minutos.

Arce et al., 2009, construyeron un modelo a escala de una chimenea solar. El modelo fue

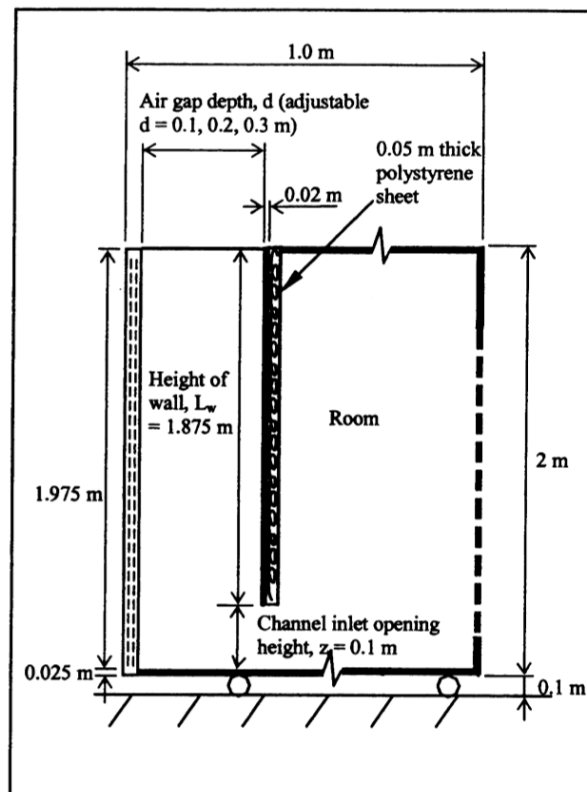


Figura 3.12 – Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Ong, 2003

colocado a la intemperie, bajo las condiciones meteorológicas de la localidad de Almería ($37^{\circ} 05' 27.8''$ latitud Norte y $2^{\circ} 21' 19''$ longitud Oeste). Realizaron mediciones de temperatura para la pared absorbadora, la cobertura transparente y el aire. Midieron el flujo de aire generado en la chimenea y recolectaron datos meteorológicos en sitio.

En la figura 3.13 se muestra el esquema de la chimenea construida para el experimento. La pared absorbadora es de 4,5 m de altura, 1,0 m de ancho y 0,15 m de espesor. El espesor del canal por el que circula el aire es de 0,3 m. La pared fue construida en concreto reforzado, y pintada de color negro mate. Las superficies laterales y trasera fueron cubiertas con un material aislante. La temperatura de la pared fue medida en 4 posiciones a lo largo de la dirección vertical. El valor a la altura de 4 m se observa discrepante con los otros valores. Los autores explican que esa posición de la pared recibía sombra del dispositivo de salida del aire que se encuentra encima. El modelo desarrollado en el presente trabajo considera las variaciones verticales de temperatura, por lo que permitiría describir la situación en que una parte de la pared es irradiada de manera diferente al resto. Sin embargo no se conoce con exactitud el área efectivamente sombreada, y a su vez se observa que los otros tres valores de temperatura informados por Arce et al., 2009 son muy cercanos entre sí con una variabilidad relativamente importante. Por estos motivos se utilizó el promedio de los valores de temperatura registrados, para compararlo con el promedio de los valores de temperatura arrojados por el modelo.

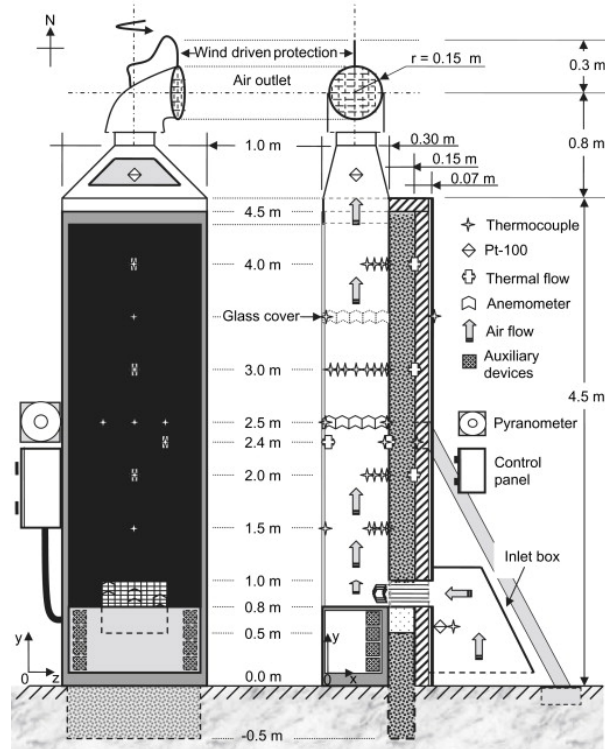


Figura 3.13 – Esquema de mediciones en trabajo experimental. Extraído de Arce et al., 2009

3.8.1 Análisis de la discretización espacial

De acuerdo al esquema de discretización utilizado, la pared se dividió en M celdas en la dirección horizontal y N en la dirección vertical. A los efectos de encontrar el tamaño adecuado de las celdas, se analizaron los resultados obtenidos por el modelo al variar por separado el tamaño de la grilla en cada dirección. Para este análisis se consideró una pared de las dimensiones del experimento de Arce et al., 2009, es decir 3.5 m de alto y 0.15 m de espesor. Se impuso una condición inicial de temperatura uniforme de 20°C . El calor aportado a la pared se fijó en 400 W/m^2 . Se corrió el modelo durante una hora con un paso de tiempo de 1 s, y se registraron los valores obtenidos por el modelo para la temperatura de salida del aire. Se observó que éstos valores tienen un comportamiento convergente en la medida que disminuye el tamaño de las celdas.

En el primer caso se consideraron 100 divisiones en la dirección vertical ($N=100$), y se analizaron los valores que devuelve el modelo para la temperatura de salida del aire de la chimenea, al variar la cantidad de divisiones en la dirección horizontal ($M=3:100$). En la figura 3.14 se muestra los resultados de temperatura junto con el tiempo computacional requerido en cada caso.

De este análisis surge que podría tomarse un valor de $M=30$, para lograr un valor de temperatura con un error del orden de $0,01^{\circ}\text{C}$ en un tiempo computacional adecuado.

En el segundo caso se consideraron 100 divisiones en la dirección horizontal ($M=100$),

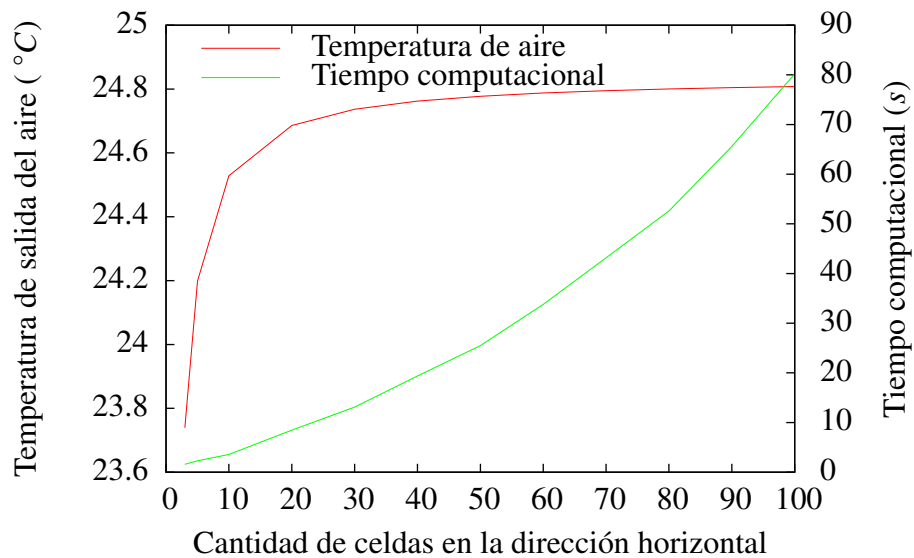


Figura 3.14 – Analisis de independencia de la malla en la dirección horizontal

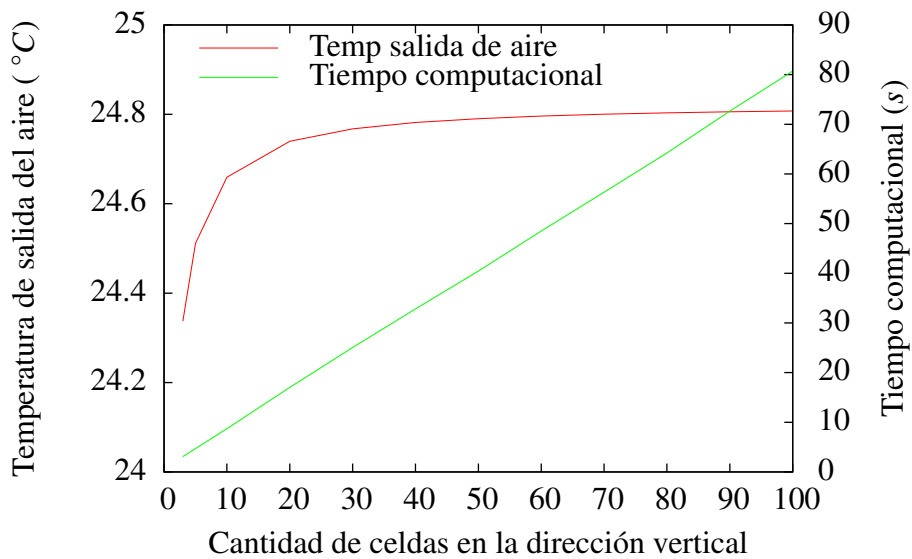


Figura 3.15 – Analisis de independencia de la malla en la dirección vertical

y se analizaron los valores arrojados por el modelo para la temperatura de salida del aire de la chimenea, al variar la cantidad de divisiones en la dirección vertical ($N=3:100$). En la figura 3.15 se muestra los resultados de temperatura junto con el tiempo computacional requerido en cada caso.

Surge que también podría tomarse un valor de 30 para la variable M , y en ese caso se logran valores de temperatura con un error del orden de $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un tiempo computacional adecuado.

De acuerdo a los resultados indicados en las figuras 3.14 y 3.15, se decidió tomar una grilla de $M=30$, $N=30$ para la discretización espacial en la pared.

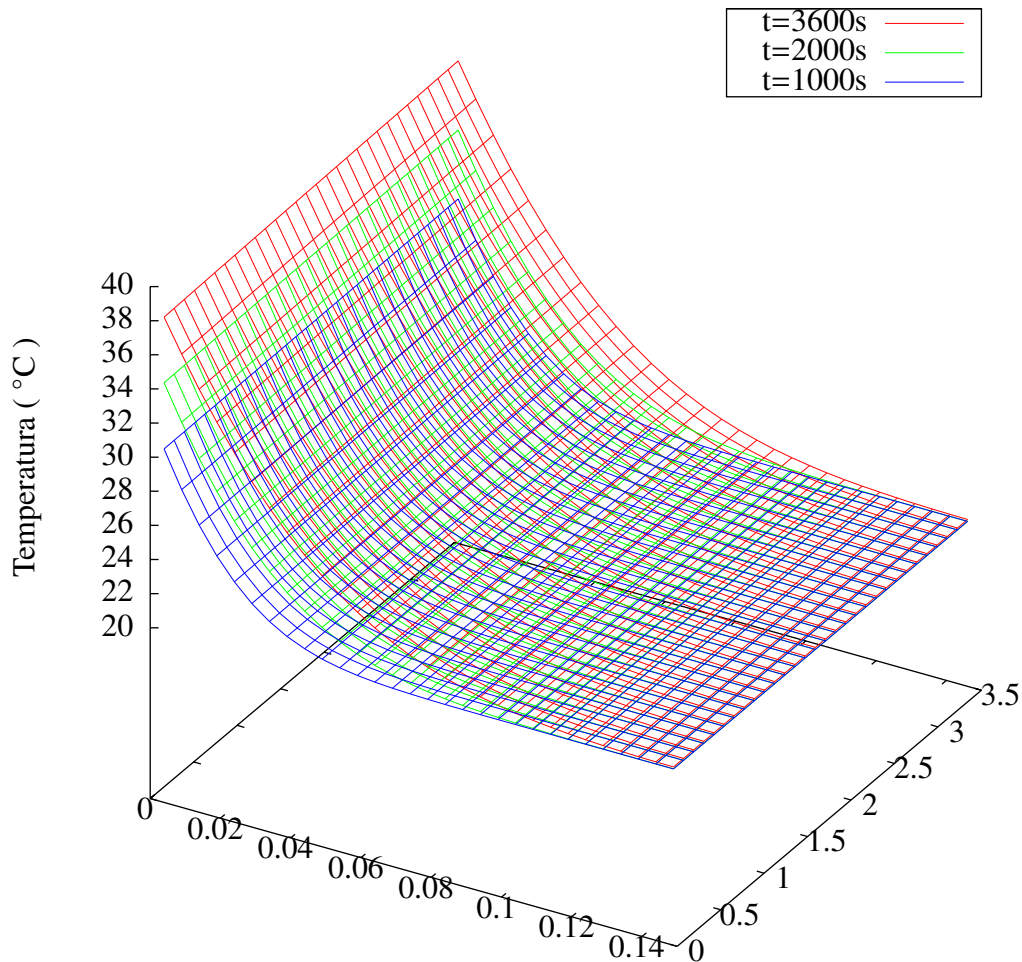


Figura 3.16 – Distribución de temperaturas en la pared para el problema de validación

En la figura 3.16 se muestra la distribución de temperaturas en la pared, para el problema de validación planteado. Los valores de discretización espacial y temporal utilizados son $M=30$, $N=30$, y $\delta t=1$ s. Se incluyen los resultados para los instantes de tiempo 1000 s, 2000 s y 3600 s. Se puede ver que en el problema planteado las variaciones de temperatura en la pared son significativas tanto en el espacio como en el tiempo.

Las condiciones impuestas en este caso de análisis implican importantes gradientes espaciales en la temperatura de pared. Por tanto puede asegurarse que la discretización espacial determinada de esta manera será adecuada también para la simulación de un problema real en que la pared recibe radiación solar en ciclos diarios, como por ejemplo el experimento de Arce et al., 2009.

3.8.2 Análisis de la discretización temporal

Para un análisis del efecto que tiene la elección del paso de tiempo se planteó un problema muy similar al anterior. Se consideró la pared a una temperatura inicial uniforme de 20°C , y un calor aportado de 400 W/m^2 . Se consideró una grilla espacial de $M=30$, $N=30$. Se corrió el modelo por un período de tiempo de 4000 s , variando el paso de tiempo desde $\delta t = 1\text{ s}$ hasta $\delta t = 4000\text{ s}$. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 3.17. Para una mejor visualización se muestran solamente los primeros valores ($1\text{ s} \leq \delta t \leq 250\text{ s}$). Se puede observar que el modelo resulta siempre convergente, incluso con un paso de tiempo de 4000 s . De todas formas el tiempo computacional requerido desciende sensiblemente hasta el valor de $\delta t = 40\text{ s}$, y luego se mantiene prácticamente constante. Por su lado el resultado de temperatura analizado presenta un error de aproximadamente $0,03^{\circ}\text{C}$ al tomar un paso de tiempo de 40 s . En función de estos resultados se decidió elegir un paso de tiempo de 40 s en la implementación del modelo.

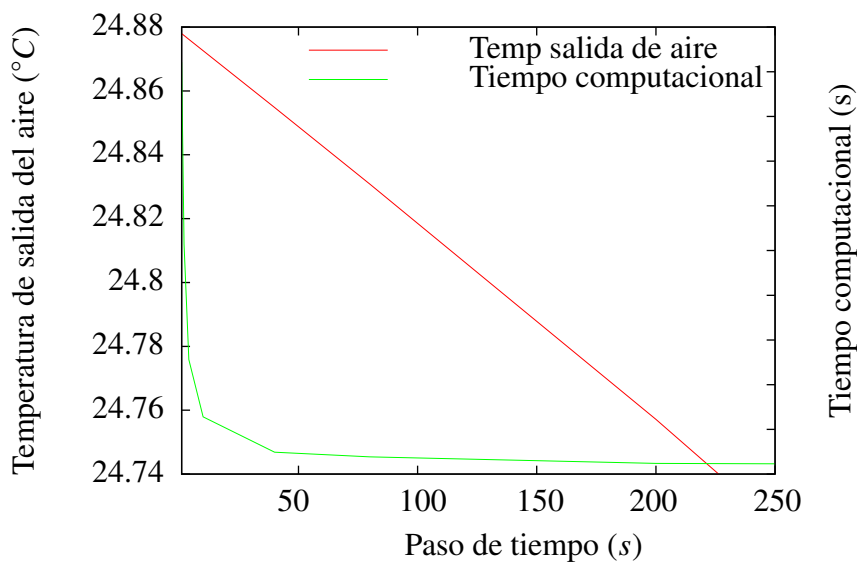


Figura 3.17 – Análisis de paso de tiempo

Para completar el análisis del paso de tiempo, se planteó el mismo problema anterior, pero con un aporte de calor a la pared variable en el tiempo. Se utilizaron los registros de radiación reportados por Arce et al., 2009 que se muestran en la figura 3.20. Corresponden a un período de 24 horas, en el que se observan variaciones debido a la presencia de algunas nubes temporales durante la mañana.

En el caso de análisis con un calor aportado fijo, se observa que en la medida que disminuye el paso de tiempo el modelo converge a la solución por debajo (figura 3.17). Si esto ocurriera siempre de la misma forma, el error podría acumularse cuando se realizaran simulaciones de tiempos largos, como por ejemplo anuales.

Sin embargo, cuando el calor aportado es el correspondiente a un ciclo diario real de

radiación solar, se comprueba que los errores se mantienen acotados. En la figura 3.18 se muestran los resultados para pasos de tiempo de 1 s, 40 s y 3600 s. Puede observarse que para el paso de tiempo de 3600 s los errores son mayores, pero no se acumulan al cabo de 24 h.

También se comprueba que la elección del paso de tiempo de 40 s es adecuada, debido a que los resultados coinciden prácticamente con los resultados para el paso de tiempo de 1 s. Las variaciones de temperatura que aparecen fruto de las variaciones de la radiación incidente, como es el caso de las nubes que se presentaron en el horario de la mañana del día del ensayo, quedan perfectamente descritas por el modelo implementado en pasos temporales de 40 s.

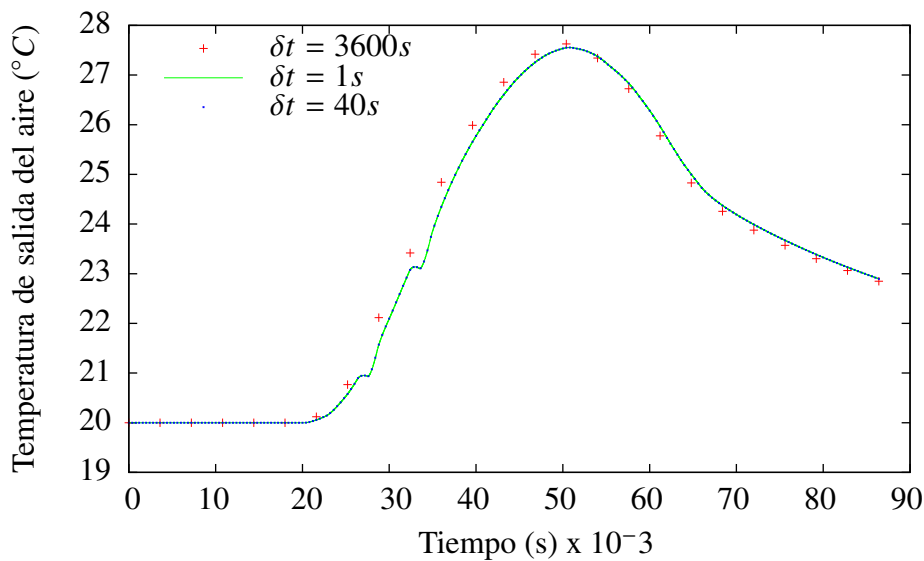


Figura 3.18 – Análisis de paso de tiempo - 24 horas de simulación

En función de lo anterior, puede asegurarse que el paso de tiempo elegido de esta manera será adecuado para la simulación de una chimenea que recibe radiación solar en ciclos diarios, como por ejemplo el experimento de Arce et al., 2009

3.8.3 Validación en casos estacionarios

Los trabajos experimentales de Chen et al., 2003 y Ong, 2003, abordan el problema considerándolo estacionario, al igual que la gran mayoría de los trabajos que se encontraron en la literatura. El modelo desarrollado en el presente trabajo tiene en cuenta la acumulación de calor en la pared. A los efectos comparativos con los resultados estacionarios, se ingresaron condiciones de borde constantes y se corrieron las simulaciones por el tiempo necesario para alcanzar el estado estable.

En el trabajo realizado por Chen et al., 2003 se realizaron experimentos para diferentes potencias caloríficas aportadas a la pared, y para distintos espesores del canal de la chimenea. Los autores mostraron que el flujo de masa inducido aumenta con el calor aportado a la pared,

como era de esperar. Sin embargo, al variar el espesor de la chimenea, el flujo de masa aumenta continuamente sin que aparezca un espesor óptimo dentro del rango ensayado. De todas formas los autores reportaron que pudo verificarse la presencia de un flujo inverso en la zona de salida del canal. Mediante la utilización de humo, encontraron que a partir de un espesor de chimenea de 0,3 m comienza a visualizarse un flujo inverso que ingresa a la chimenea desde la parte superior. La profundidad de penetración de éste, crece cuando el espesor del canal aumenta a 0,4 m y 0,6 m. Los autores consideraron que el espesor óptimo no pudo hallarse experimentalmente debido a que en los ensayos el área de entrada a la chimenea se fue aumentando junto con el área del canal. Esto implica que mientras que por un lado los flujos inversos tienden a disminuir el caudal total de aire, el aumento en el área de entrada disminuye las pérdidas totales y compensa el efecto anterior. Indicaron que seguramente se hubiera encontrado un espesor óptimo en el rango ensayado, si el área de entrada se hubiese mantenido constante.

Chen et al., 2003 presentaron además un modelo analítico para predecir el flujo de masa, y realizaron la comparación con los resultados experimentales. El modelo analítico presentado calcula el flujo de masa a través de un balance entre las fuerzas de flotación y las pérdidas por fricción. El cálculo se realizó en base a las expresiones 3.19 y 3.20

$$\dot{V} = A \left(\frac{gq_w L}{\rho C_p T_{ext}} \right) \quad (3.19)$$

$$\psi = \frac{A}{L} \left[f \frac{L}{2D_h} + \frac{1}{2} \left[C_{in} \left(\frac{A}{A_{in}} \right)^2 + C_{out} \left(\frac{A}{A_{out}} \right)^2 \right] \right] \quad (3.20)$$

En la figura 3.19 se observan las mediciones experimentales realizadas por Chen et al., 2003, los resultados del modelo analítico presentado por los mismos autores, y los resultados del modelo numérico desarrollado en el presente trabajo. Como se ve, el modelo analítico sobre estima de manera importante el flujo de masa, en particular en los casos de mayor espesor del canal.

En la figura 3.19 se observa que el modelo desarrollado en el presente trabajo predice de manera adecuada el flujo de aire para diferentes valores de calor aportado y diferentes espesores del canal. Las predicciones resultan ser mejores que las proporcionadas por el modelo analítico, en particular en los casos de altos espesores del canal.

Como se ha indicado anteriormente, en el presente trabajo se consideró que el cálculo de las pérdidas por fricción es clave en la determinación del flujo de aire por la chimenea. Es de gran importancia que los coeficientes de pérdidas reflejen de la mejor manera posible las fricciones, en las diferentes configuraciones geométricas, y en los distintos puntos de todo el

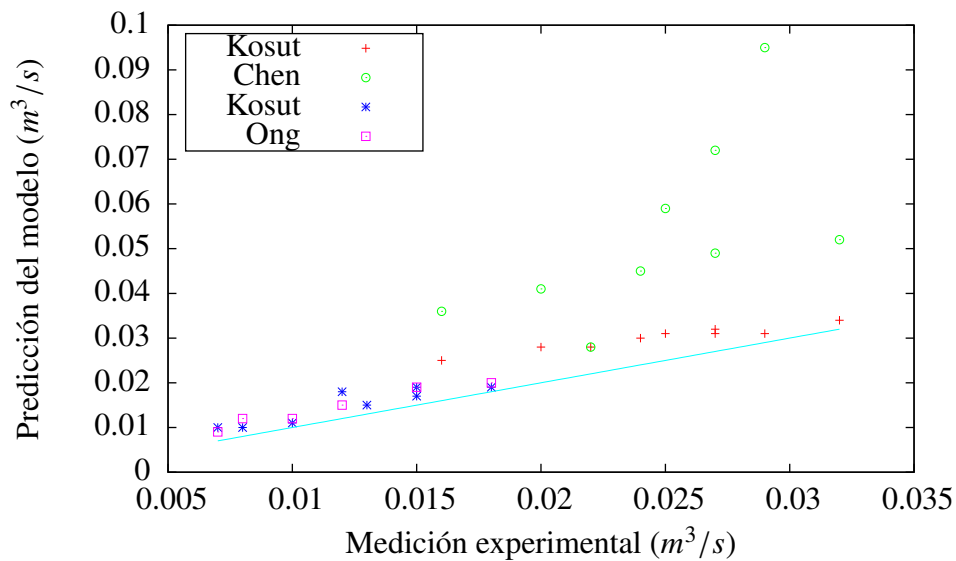


Figura 3.19 – Análisis comparativo Experimental-Modelo analítico-Modelo numérico

circuito de aire. En la tabla 3.1 se observa la variación de los coeficientes de pérdidas con el espesor del canal. Los coeficientes están referidos a la velocidad media en el canal. Se puede ver que en la medida que el espesor aumenta, el peso relativo de las pérdidas distribuidas y locales a la salida del canal se hace cada vez mayor.

En los hechos estos coeficientes aumentan por estar referidos a la velocidad media del canal. En realidad las pérdidas totales disminuyen y el flujo de masa continúa aumentando, aunque cada vez más lentamente. Quiere decir que no será posible la determinación de un valor de espesor óptimo con la aplicación de este modelo. Como se ha indicado, el espesor óptimo está relacionado con el grado de penetración en el canal de los flujos inversos. El modelo no tiene la capacidad de describir este fenómeno.

Los resultados obtenidos por Ong, 2003, tanto analíticos como experimentales se incluyeron en la figura 3.19, junto con los resultados de Chen et al., 2003

Se observa que el modelo numérico desarrollado en el presente trabajo describe adecuadamente el caudal de aire en el caso de la chimenea ensayada por Ong, 2003. En este caso el modelo analítico presentado por Ong, 2003 también se acerca bastante a los resultados experimentales. Esto se debe, por un lado a que no se ensayaron chimeneas de espesor mayor a 0,3 m, y por otro lado a que la abertura de entrada se mantiene siempre en 0,1 m. El coeficiente de descarga global, $C_D = 0.57$, que utilizan los modelos analíticos funciona bien en esos casos.

En la tabla 3.2 se muestran los coeficientes de fricción resultantes del modelo desarrollado en el presente trabajo para el caso de la chimenea ensayada por Ong, 2003.

Tabela 3.1 – Coeficientes de perdidas simulación Chen et al., 2003 figura 3.19

Espesor del canal (mm)	$k_1 \frac{A_{ch}^2}{A_1^2}$	$k_2 \frac{A_{ch}^2}{A_2^2}$	$k_3 \frac{A_{ch}^2}{A_3^2}$	$k_4 \frac{A_{ch}^2}{A_p^2}$	$\frac{fL}{D_{hf}} \frac{A_{ch}^2}{A_p^2}$	C_D
0.1	0	1	0	1.51	0.98	0.54
0.2	0	1	0	6.03	3.92	0.30
0.3	0	1	0	13.56	8.81	0.21
0.4	0	1	0	24.11	15.66	0.16
0.6	0	1	0	54.24	35.24	0.11
0.1	0%	29%	0%	43%	28%	-
0.2	0%	9%	0%	55%	36%	-
0.3	0%	4%	0%	58%	38%	-
0.4	0%	2%	0%	59%	38%	-
0.6	0%	1%	0%	60%	39%	-

Tabela 3.2 – Coeficientes de perdidas simulación Ong, 2003 figura 3.19

Espesor del canal (mm)	$k_1 \frac{A_{ch}^2}{A_1^2}$	$k_2 \frac{A_{ch}^2}{A_2^2}$	$k_3 \frac{A_{ch}^2}{A_3^2}$	$k_4 \frac{A_{ch}^2}{A_p^2}$	$\frac{fL}{D_{hf}} \frac{A_{ch}^2}{A_p^2}$	C_D
0.1	0.17	1.0	0.89	1.10	0.78	0.50
0.2	0.67	4.0	1.95	4.41	3.10	0.27
0.3	1.5	9.0	3.10	9.92	9.98	0.18
0.1	4%	25%	23%	28%	20%	-
0.2	5%	28%	14%	31%	22%	-
0.3	5%	30%	10%	33%	23%	-

3.8.4 Validación en estado transitorio

El experimento realizado por Arce et al., 2009 permitió validar el desempeño del modelo en un caso en que la chimenea se encuentra expuesta a condiciones de radiación incidente reales.

La figura 3.20 muestra la radiación solar medida durante el ensayo experimental de Arce et al., 2009. Se observa que hubo presencia de algunas nubes durante la mañana, que se disiparon en la tarde. El experimento se realizó durante las 24 h del día 17 de Setiembre de 2007.

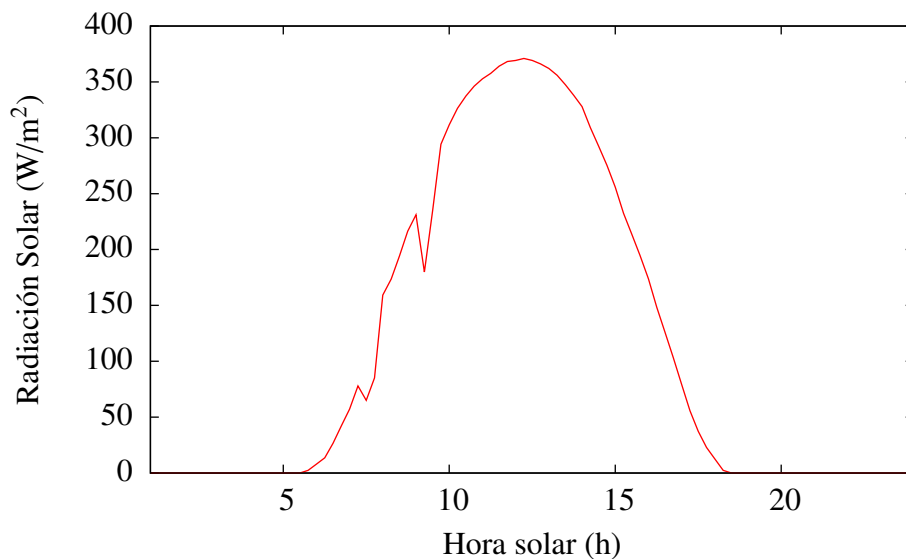


Figura 3.20 – Irradiación en el plano vertical medida durante el experimento

La figura 3.21 muestra la comparación de los resultados obtenidos por el modelo numérico y las mediciones experimentales, para la temperatura de la pared absorbadora. La figura 3.22 muestra la comparación de resultados para la temperatura de la placa cobertora, y la figura 3.23 muestra la comparación para la temperatura de salida del aire de la chimenea.

En general se observa que las predicciones del modelo son coincidentes con las mediciones experimentales, si se tiene en cuenta que fue necesario estimar algunos parámetros que no fueron reportados en el trabajo experimental. Las propiedades de la pared y cobertura transparente no se informan en el trabajo experimental por lo que se tomaron de tablas en la literatura. Otro factor que tiene incidencia notoria es el estado de la atmósfera en lo que respecta al intercambio de radiación de longitud de onda larga. Este aspecto se modeló asumiendo que el intercambio se da contra una superficie a temperatura T_{SKY} constante, aunque ésta depende del estado de la atmósfera en cada momento. En este caso es probable incluso que el estado de la atmósfera haya cambiado durante el transcurso del ensayo. Los valores de temperatura que se ven más influenciados por este fenómeno son los correspondientes a las horas nocturnas.

En el caso de la temperatura de salida del aire, existe una incertidumbre importante en las mediciones experimentales, debido a que la temperatura fue medida en un solo punto. Como

se ha demostrado a lo largo de este trabajo, los perfiles de temperatura dentro del canal de la chimenea distan mucho de ser uniformes.

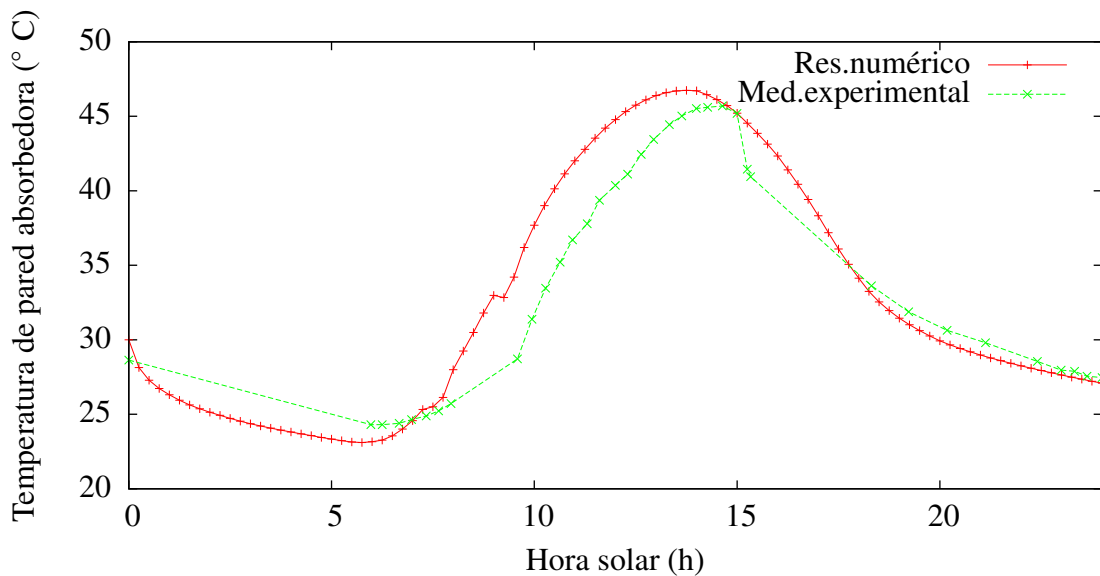


Figura 3.21 – Comparación de resultados para temperatura de pared

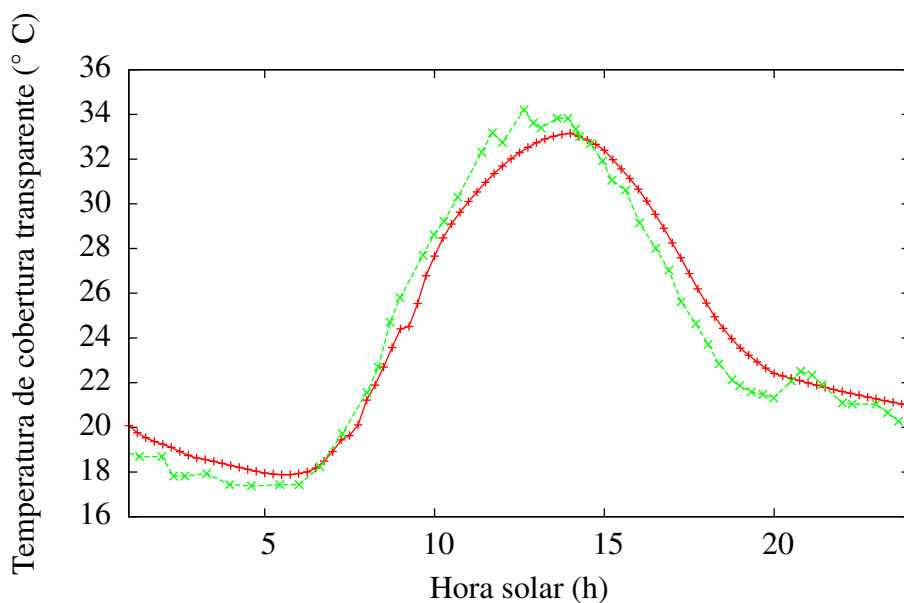


Figura 3.22 – Comparación de resultados para temperatura de cobertura transparente

El caudal de aire medido en el ensayo experimental muestra una variabilidad importante, por lo que resulta difícil construir una gráfica comparativa con los resultados del modelo numérico. Además los autores informaron que el flujo de aire está correlacionado, no solamente con la diferencia entre la temperatura del aire de la chimenea y el exterior, sino también con la velocidad del viento registrada durante el experimento. El modelo numérico no toma en cuenta

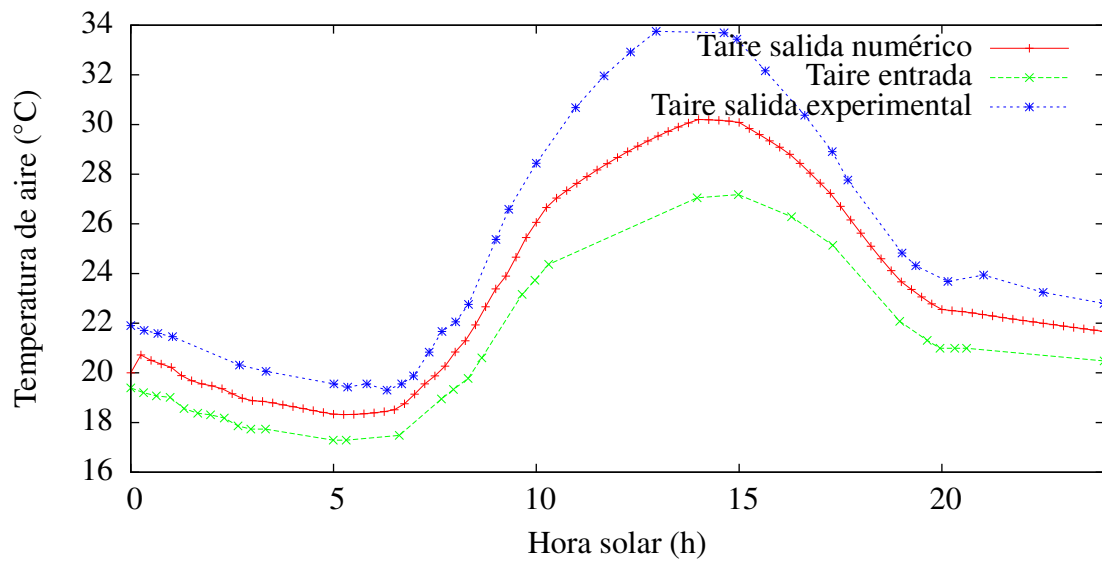


Figura 3.23 – Comparación de resultados para temperatura de aire

el efecto de la velocidad del viento en la chimenea. En el trabajo experimental se reporta la velocidad del viento a 10 m de altura. No se reporta su dirección.

Teniendo en cuenta lo anterior puede decirse que hay coincidencia entre los resultados experimentales y la predicción del flujo de aire arrojada por el modelo. En las horas de la noche el modelo predice flujos de $150 \text{ m}^3/\text{h}$ que pueden encontrarse en algunas horas nocturnas del ensayo experimental. El pico de flujo previsto por el modelo es de $260 \text{ m}^3/\text{h}$ y se encuentra ubicado cerca de la hora 14. De los datos experimentales surge que el flujo de aire entre la hora 11 y la hora 14 es muy cercano a este valor. En las horas siguientes se observan valores mayores de caudal de aire registrados en el experimento, pero que coinciden con un aumento en la velocidad del viento.

4 CONCLUSIONES

De acuerdo a la investigación bibliográfica realizada, los primeros trabajos que incluyen modelos analíticos para la resolución del problema son los presentados por Klote, 1991 y Bansal et al., 1993. Klote, 1991, analizó el flujo de aire que se genera cuando se conecta un recinto a temperatura conocida con el exterior a una temperatura menor. Presentó un modelo matemático para el flujo de aire, que se basa en una diferencia de presiones provocada por el efecto chimenea y un coeficiente de flujo que modela las pérdidas de carga. Concluyó que las variables más influyentes en el problema son la diferencia de temperatura entre interior y exterior del recinto y el tamaño de las aberturas de conexión entre ambos. Bansal et al., 1993, consideraron un colector solar acoplado a una chimenea convencional, de forma que la diferencia de temperatura entre el recinto y el exterior se debe al calor aportado por el colector solar. Propusieron un modelo matemático para la transferencia de calor al aire, y utilizaron un esquema similar al de Klote, 1991 para la determinación del flujo de aire generado. Por tanto, el modelo de Bansal et al., 1993 permite la simulación del funcionamiento de una chimenea solar.

En la sección 1.1 se citan diversos trabajos que incluyen modelos analíticos para la simulación de chimeneas solares. En todos los casos el problema tiene dos componentes principales: la resolución de la transferencia de calor, y la determinación del movimiento del aire generado por el efecto chimenea. Por tratarse de un fenómeno de convección natural estos dos problemas están acoplados.

En los trabajos analizados la transferencia de calor ha sido resuelta bajo diferentes hipótesis simplificativas según el caso. En el presente trabajo se decidió resolver el problema mediante un esquema numérico. Esto permitió eliminar varias de las simplificaciones utilizadas por los modelos analíticos anteriores, y por tanto realizar algunos cálculos de manera más precisa. En el modelo numérico se discretizó la pared en las dos dimensiones. El espacio por el que se circula en aire se discretizó en la dirección vertical. Esto permitió resolver la transferencia de calor al aire de manera más precisa. Como se ha visto, los modelos analíticos anteriores utilizan una temperatura media para el aire y la pared en el cálculo del intercambio de calor por convección en el canal de la chimenea. A su vez el modelo desarrollado considera el estado transitorio de la pared absorbadora. Esto permite evaluar la capacidad de acumulación del sistema, y analizar por ejemplo la incidencia de diferentes parámetros en las posibilidades de una chimenea de proveer ventilación durante la noche. En el modelo numérico desarrollado se incluyó también la transferencia de calor por radiación entre la pared absorbadora y la placa de cobertura. Se incorporó la información del recurso solar disponible, en base horaria, para la ciudad de Montevideo. Para trasladar los datos de radiación al plano vertical se utilizó el modelo de cielo disponible más completo, que tiene en cuenta las propiedades no isotrópicas de la radiación difusa proveniente de la bóveda celeste. Se consideraron las tres componentes para la radiación incidente sobre plano inclinado: la irradiancia proveniente de la dirección del sol

(Directa + circunsolar), la difusa proveniente del resto de la bóveda celeste, y la reflejada en el terreno circundante.

Al mismo tiempo el modelo numérico está simplificado, ya que utiliza correlaciones empíricas para determinar coeficientes de transferencia de calor por convección y coeficientes de fricción. Esto permite reducir muy fuertemente los costos computacionales del modelo y realizar simulaciones de la chimenea solar en períodos largos, como por ejemplo un año.

En lo que respecta a la determinación del flujo de aire generado, los modelos analíticos analizados se basan en un esquema de resolución como el introducido por Bansal et al., 1993 y Klote, 1991. Plantean un balance entre las fuerzas de flotación y las pérdidas por fricción para obtener una expresión que incluye la velocidad del aire. Khanal y Lei, 2014 mostraron que esta metodología de cálculo es adecuada solamente para regímenes caracterizados por números de Rayleigh medios, en los que el flujo ocupa todo el espacio del canal. Sin embargo, cuando se forma una capa límite de velocidades que no alcanza a ocupar todo el canal, el flujo de masa inducido por las fuerzas de flotación tiene una dependencia diferente con el número de Rayleigh. En ese caso la metodología de cálculo ya no sería correcta, y es uno de los motivos por los cuales las estimaciones obtenidas por los modelos analíticos no se ajustan a las mediciones experimentales. En trabajos experimentales como el de Chen et al., 2003, se reporta que los modelos analíticos sobre estiman el flujo de aire, sobre todo en los casos de mayor espesor del canal. En estos casos de canales de espesor alto, el flujo se caracteriza por el desarrollo de una capa límite muy cercana a la pared que no alcanza a ocupar todo el canal.

En un trabajo a futuro se propone la realización de simulaciones de funcionamiento de una chimenea solar bajo las condiciones meteorológicas de la ciudad de Montevideo. Para esto será necesario agregar al modelo las ecuaciones necesarias para la simulación del comportamiento térmico de una habitación, que estará acoplada a la chimenea. Al analizar el funcionamiento en conjunto de la chimenea y la habitación se pretende obtener información de los eventuales ahorros anuales de ventilación mecánica, calefacción y enfriamiento, que podrían lograrse con la instalación de una chimenea solar.

Otro trabajo que queda planteado, es el de continuar con el análisis de la incidencia de los diferentes regímenes de flujo en la determinación de los coeficientes de fricción. La metodología propuesta en este trabajo es un primer acercamiento al problema, ya que permite considerar el efecto que producen las variaciones del espesor del canal en la formación de las capas límite de velocidades, y por tanto en las fricciones generadas. Sin embargo una vez fijada la geometría de la chimenea, es decir el valor de $S = b/L$, el régimen de flujo no está fijo ya que depende de las temperaturas de la pared y el aire. En la figura 3.19 se observa que el desvío de los datos obtenidos por el modelo respecto de las mediciones experimentales varía en función de las características del caso simulado. En el presente trabajo se realizó un análisis preliminar para intentar correlacionar estos desvíos con algún parámetro adimensional que describa el régimen de flujo. Se realizó una serie de simulaciones que muestran que estos desvíos tienen cierta relación con el número de Richardson. Queda pendiente profundizar en este análisis en base a

las mediciones experimentales que ya se han manejado, o a otras que puedan encontrarse en la literatura. Podría plantearse la posibilidad de construir un modelo que permita obtener nuevas mediciones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alonso-Suárez, R.; Bidegain, M.; Abal, G.; Modernell, P. Año Meteorológico Típico para Aplicaciones de Energía Solar (AMTUES): series horarias típicas para 5 sitios del Uruguay. **Memoria Técnicas del LES/UdelaR versión 2.4**, 2016.

Andersen, K.T. Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy. **ASHRAE Trans: Symposia**, v. 103, n. 3, p. 1497, 1995.

Arce, J.; Jiménez M.J.; Guzmán, J.D.; Heras, M.R.; Alvarez, G.; Xamán, J. Experimental study for natural ventilation on a solar chimney. **Renewable Energy**, v. 34, p. 2928–2934, 2009.

American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of fundamentals: Climate Design Information Chapter 14**, 2001.

American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. **Handbook of fundamentals**, 2013.

Bansal, N.; Mathur, R.; Bhandari, M. Solar chimney for enhanced stack ventilation. **Building and Environment**, v. 28, n. 3, p. 373–377, 1993.

Bassiouny, R.; Koura, N. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation. **Energy and Buildings**, v. 40, p. 865–873, 2008.

Burek, S.A.M.; Habeb, A. Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls. **Energy and Buildings**, v. , n. 2, p. 128–135, 2007.

Chen, Z.D.; Bandopadhyay, P.; Halldorsson, J.; Byrjalsen, C.; Heiselberg, P.; Li, Y. An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux. **Building and Environment**, v. 38, p. 893–906, 2003.

He, G.; Zhang, J.; Hong, S. A new analytical model for airflow in solar chimneys based on thermal boundary layers. **Solar Energy**, v. 136, p. 614–621, 2016.

Hirunlabh, J.; Kongduang, W.; Namprakai, P.; Khedari, J. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. **Renewable Energy**, v. 18, p. 109–119, 1999.

Incropera, F.P.; DeWitt, D.P. **Fundamental of Heat and Mass Transfer**, United States of America, 2011.

Khanal,R.; Lei,C. Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation. **Energy and Buildings**, v. 43, p.1811–1819, 2011.

Khanal,R.; Lei,C. A scaling investigation of the laminar convective flow in a solar chimney for natural ventilation **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 43, p.98–108, 2014.

Klote, John, H. **A General Routine for Analysis of Stack Effect**, 1991.

Maliska, C.R. **Transferencia de Calor e Mecanica dos Fluidos Computacional**, LTC, Rio de Janeiro, 2010.

Mathur, J.; Bansal, N.K.; Mathur, S.; Jain, M. Experimental investigations on solar chimney for room ventilation **Solar Energy**, v. 80, p. 927–935, 2004.

Miyazaki, T.; Akisawa, A.; Kashiwagi, T. The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate. **Energy and Buildings**, v. 94, p. 218–226, 2006.

Naraghi,M.H.; Blanchard, S. Twenty-four hour simulation of solar chimneys. **Renewable Energy**, v. 31, p. 987–1010, 2015.

Ojofeitimi, A.; Hattori , Y. Wall-resolved large eddy simulation of turbulent mixed-convection heat transfer along a heated vertical flat plate. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 109, p. 428–439, 2017.

Ong, K.S, A mathematical model of a solar chimney. **Renewable Energy**, v. 28, p. 1047–1060, 2003.

Ostrach, S. An Analysis of Laminar Free Convection Flow And Heat Transfer About a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force. **National Advisory Comitee for Aeronautics**, p. 1111, 1953.

Sakonidou, E.P.; Karapantsios, T.D.; Balouktsis, A.I.; Chassapis, D. Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow. **Solar Energy**, v. 82, p. 80–94, 2008.

Tsuji,T.;Nagano,Y. Characteristics of a turbulent natural convection boundary layer along a vertical flat plate. **Int. J. Heat Mass Transfer.** , v. 31,n. 8 p. 1723–1734, 1988.

Zamora, B.; Kaiser, A.S.; Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 762–769, 2009.

Zhongting,H.; Wei,H.; Jie,J.; Shengyao,Z. A review on the application of Trombe wall system in buildings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, p. 976–987, 2017.