

ESTUDIO MULTIFÍSICO DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN UN COLECTOR DE CHIMENEA SOLAR

MULTIPHYSICAL STUDY OF THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN A SOLAR CHIMNEY COLLECTOR

Nicolás G. Tripp, Claudio A. Careglio y Anibal E. Mirasso

*Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo, Parque General San Martín S/N,
5000 Mendoza, Argentina, nicolas.tripp@ingenieria.uncuyo.edu.ar, ccareglio@uncu.edu.ar,
aemirasso@uncu.edu.ar, <http://www.ingenieria.uncuyo.edu.ar>*

Palabras clave: chimenea solar, multifísica, energía renovable

Resumen. En 1983 se construyó el primer prototipo de planta de energía basado en una chimenea solar en Manzanares, España. Este prototipo operó por 8 años, comprobando la factibilidad de la tecnología. En los últimos años se ha renovado el interés por esta tecnología y se ha retomado la modelación computacional de las chimeneas solares. Una chimenea solar se compone de tres partes: un colector solar que recibe la radiación solar y calienta el aire contenido, una chimenea que produce un movimiento del aire, y una turbina que transforma la energía cinética del aire en energía eléctrica. La interacción de estos componentes presenta un problema multifísico. Por un lado se encuentra la modelación de la distribución térmica en el colector. Por otro lado está la modelación del movimiento del aire. Y por último se encuentra el problema de la transferencia de calor entre el colector y el aire. En este trabajo se realiza un estudio axisimétrico, estacionario y multifísico de una chimenea solar que permite el análisis de algunos de los parámetros relevantes de la interacción entre el modelo térmico y el modelo de la mecánica de fluidos, tales como la conductividad del suelo y el salto de presión en la turbina. En particular, se analiza la distribución de la temperatura en el piso del colector y en el fluido dentro del colector.

Keywords: solar chimney, multiphysics, renewable energy.

Abstract. The first solar chimney power plant prototype was built in 1983 at Manzanares, Spain. This prototype operated for 8 years and proved the feasibility of the technology. Recently the computational modelling research of solar chimney power plants has been renewed. A solar chimney power plant is made of three components: a solar collector that absorbs solar radiation and heats the air inside, a chimney that produces the air updraft, and a turbine that transforms the air internal energy into electrical energy. The interaction between the components is of a multiphysical nature. On the one hand there is the modelling of the heat flow at the collector, on the other there is the modelling of the air motion, and finally there is the heat transfer between the air and collector which couples both models. In the present article an axisymmetrical, steady state and multiphysical model of a solar chimney power plant is presented. The model allows the analysis of key parameters of the interaction between the components such as ground conductivity and turbine pressure drop. In particular, the temperature distribution at the collector floor and inside the collector are analyzed.

1. INTRODUCCION

La chimenea solar es un tipo de usina eléctrica que captura la radiación solar y la convierte en energía eléctrica a través de un complejo proceso de transferencia del calor. El sistema está compuesto principalmente por un colector con un techo transparente que permite el ingreso del aire y produce un calentamiento del mismo, una chimenea encargada de producir el movimiento del aire caliente, una turbina eólica que transforma parte de la energía del fluido en energía mecánica disponible en el eje (Al-Kayiem y Aja, 2016). En la Fig. 1 se presenta una visualización de una chimenea solar con colector circular.

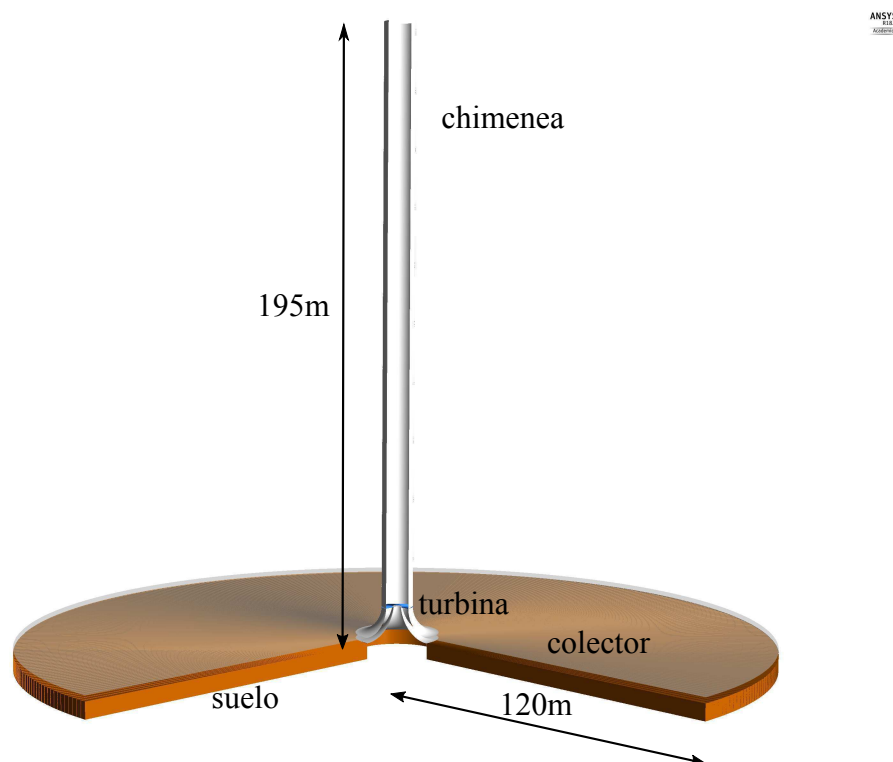


Figura 1: Chimenea solar

Entre los años 1981-1982, Schlaich et al construyeron la planta prototipo Manzanares en España (Haaf et al., 1983). El prototipo de 50kW comprendía un radio de 122m y una altura de 194,6m. En su interior contaba con una única turbina de eje vertical con cuatro aspas. Este prototipo operó a una potencia pico cercana a los 50kW por 8 años, con lo cual se comprobó la factibilidad de la tecnología de chimeneas solares. Desde entonces han surgido diferentes trabajos de investigación sobre el tema como destacan Kasaeian et al. (2017). Con respecto a los estudios sobre la geometría se destaca el trabajo sobre la altura de la chimenea de Zhou et al. (2009), sobre el techo del colector de Gholamalizadeh y Kim (2016), sobre la transición del colector a la turbina de Hu et al. (2016), sobre chimeneas divergentes de Hu et al. (2017) y sobre la pendiente del techo del colector y ángulo de divergencia de chimenea de Hassan et al. (2018). En los trabajos mencionados se analiza el efecto de los parámetros estudiados sobre la producción de energía de la planta. El presente trabajo pone como objeto de estudio la distribución de temperatura en el colector y el suelo.

1.1. Principio de funcionamiento

El proceso de conversión energética comienza con la absorción de la radiación solar. Este proceso está detalladamente descrito en dos S. Bernardes et al. (2003), y se puede sintetizar como sigue.

El techo del colector es de un material transparente a la radiación solar de modo que permite el paso de la energía irradiada por el Sol hacia el suelo debajo del colector. La energía absorbida por el suelo S_{suelo} se transmite por conducción hacia su interior, por convección hacia el aire en contacto y por radiación hacia el techo. El techo absorbe la radiación infrarroja emitida por el suelo y se produce el denominado *efecto invernadero* (Huang et al., 2017). El aire frío que ingresa al colector convecta el calor absorbido por el techo y el suelo del colector. El incremento de la temperatura del aire produce una reducción de su densidad. Dicha reducción produce una aceleración ascendente en la chimenea y se transforma la energía interna del aire en movimiento (ver Fig. 2). En el presente trabajo se estudia una sistema de colector circular con una chimenea ubicada en el centro.

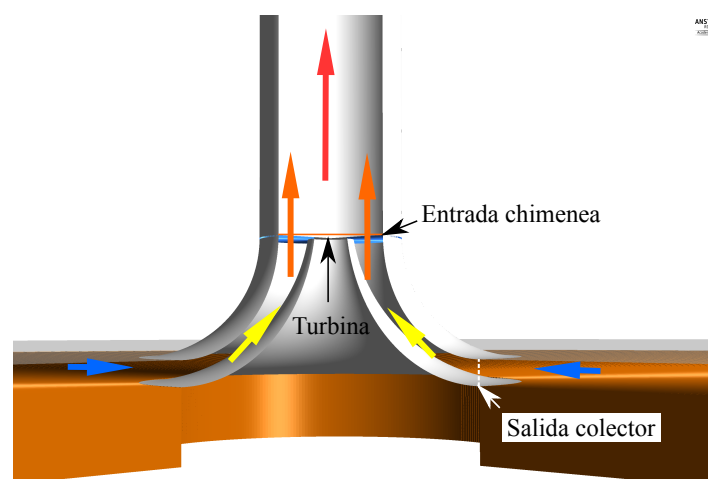


Figura 2: Detalle del interior

Finalmente la energía de la masa de aire ascendente es transformada mediante una turbina eólica de eje vertical en energía eléctrica.

2. METODOLOGÍA

En este trabajo se aborda el problema multifísico mediante el enfoque de transferencia de calor conjugada (Dorfman, 2009). En esta estrategia se separa el dominio de la solución en dos subdominios (uno fluido y otro sólido) donde el fenómeno estudiado está descrito por diferentes ecuaciones diferenciales. Luego de resolver el problema en cada subdominio, las soluciones son conjugadas en la porción compartida de su frontera, para recuperar la interacción multifísica.

Se consideran que los flujos de aire y calor son estacionarios y axilimétricos, el aire y el techo son transparentes a la radiación solar, la absorción de energía por radiación en el techo es despreciable respecto al flujo por conducción y convección, la radiación solar es uniforme en todo el suelo debajo del colector.

En el presente estudio se modela un dominio del tipo cuña con una apertura de 1 grado como

se muestra en la Fig. 3. El eje de simetría es coincidente con el versor cartesiano \hat{i} y el origen está ubicado a nivel del suelo.

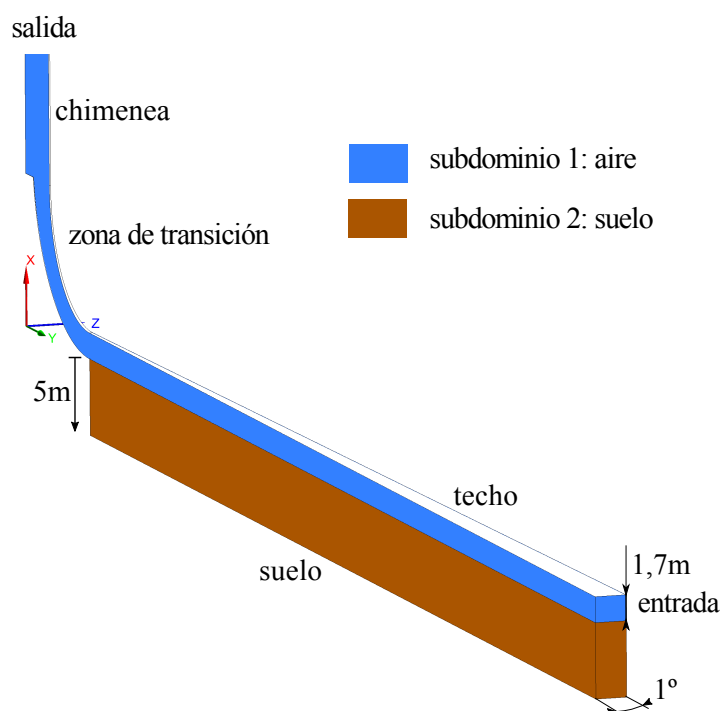


Figura 3: Dominio modelado

A continuación se presentan los modelos matemáticos para ambos dominios.

2.1. Modelo matemático del fluido

El movimiento estacionario del aire que atraviesa el sistema se describe mediante las siguientes ecuaciones (Versteeg y Malalasekera, 2007)

La ecuación de conservación de la masa descrita por la Ec. (1) donde ρ es la densidad media del aire y U_j es la componente de la velocidad media en la dirección j .

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (1)$$

La ecuación del balance de la cantidad de movimiento con la hipótesis de Bousinessq para modelar los efectos de la turbulencia descrita por la Ec. (2), donde p es la presión manométrica, u_i es la componente de la fluctuación de la velocidad en la dirección i , τ_{ij} es el tensor de tensiones viscosas medias, $\overline{u_i u_j}$ es la covarianza de las fluctuaciones y S_M representa fuentes de cantidad de movimiento.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (2)$$

El boyamiento y la presencia de la turbina se representan como fuentes de cantidad de movimiento y se describen con las Ec. (3) y (4) respectivamente, donde ρ_{ref} es la densidad de referencia, g es la aceleración gravitatoria y \hat{k} es la dirección vertical.

$$S_{M,boyamiento} = (\rho - \rho_{ref})g\hat{k} \quad (3)$$

$$S_{M,turbina} = -\frac{\Delta p}{\Delta z} \hat{k} \quad (4)$$

La relación entre la presión, temperatura y densidad se modela con la ecuación de estado para gases ideales descrita por la Ec. (5), donde p_{abs} es la presión absoluta y R_0 es la constante para el aire.

$$p_{abs} = \rho R_0 T \quad (5)$$

La ecuación de transporte de entalpía descrita por la Ec. (6), donde h es la entalpía, λ_F es la conductividad térmica del aire, T es la temperatura, $\overline{u_j h}$ es la covarianza entre las fluctuaciones y la entalpía, S_E representa fuentes de energía y $\overline{u_i^2}$ es la varianza de las fluctuaciones.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_F \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})) + S_E \\ h_{tot} &= h + \frac{1}{2} U_i U_j + k \\ k &= \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \end{aligned} \quad (6)$$

Para representar los efectos de la turbulencia se utiliza el modelo k-épsilon estándar con boyamiento descrito mediante las Ec. (7) y (8), donde k es la energía cinética turbulenta, ϵ es la tasa de disipación viscosa, μ es la viscosidad, μ_t es la viscosidad turbulenta, P_{kb} es la producción de energía cinética turbulenta por boyamiento, P_{cb} es la producción de disipación viscosa por boyamiento y g_i es la componente de la aceleración gravitatoria en la dirección i .

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \epsilon + P_{kb} \\ \mu_t &= C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \\ P_k &= \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3 \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \\ P_{kb} &= -\frac{\mu_t}{\rho} g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{cb}) \\ P_{cb} &= \max(0, P_{kb}) \end{aligned} \quad (8)$$

Los valores elegidos para los coeficientes son los estándar del modelo $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\epsilon = 1,3$, $C_{\epsilon 1} = 1,44$, $C_{\epsilon 2} = 1,92$.

Adicionalmente se aplica una corrección a la producción de turbulencia P_k debido a curvatura de las líneas de corriente. Esta corrección se describe en detalle en ANSYS (2017b).

2.1.1. Condiciones de borde

Se considera una condición de abertura (*opening*) en la entrada del colector donde $p = 0[Pa]$, $T = 300[K]$, la intensidad de turbulencia es $T_u = 10\%$ y la longitud de referencia es $L = 3,4[m]$. En la salida se considera una condición de salida (*outlet*) con $p = 0[Pa]$.

Para el techo del colector se considera una pared lisa y pérdida de calor por convección con $\alpha = 8[W/(m^2K)]$ y $T_{exterior} = 300[K]$. En la chimenea y zona de transición se considera una pared lisa y una pared adiabática. En el piso del colector se considera una pared rugosa de 6[cm] y la condición de temperatura conjugada con el subdominio del suelo. Finalmente en las superficies normales a la dirección circunferencial se aplica una condición de simetría, i.e. velocidades normales y todas las derivadas en la dirección normal nulas.

2.2. Modelo matemático de la transferencia de calor en el suelo

La transferencia de calor en el suelo se modela con la ecuación de conducción de calor estacionaria y se describe con la Ec. (9), donde λ_G es la conductividad del suelo y T es la temperatura dentro del suelo.

$$\nabla \cdot (\lambda_G \nabla T) = 0 \quad (9)$$

2.2.1. Condiciones de borde

Se considera una temperatura constante de 300[K] en el límite inferior, una condición adiabática para las paredes radiales, la condición de simetría en las paredes normales a la dirección circunferencial y finalmente para el límite superior se consideran un flujo de calor S_{suelo} y la condición de temperatura conjugada con el subdominio del aire.

2.3. Solución numérica

El modelo numérico se programo en la herramienta comercial ANSYS CFX 18.2 (ANSYS, 2017b). Para discretizar los términos convectivos se utiliza el esquema híbrido *High Resolution* según el número de Pecklet (ANSYS, 2017a). El conjunto de Ec. (1) a (9) se linealiza y se resuelve en forma iterativa (ANSYS, 2017b). El sistema de Ec. (1) a (4) linealizadas se resuelve en forma acoplada con un método LU acelerado por una estrategia multigrilla algebraica propuesta por Menter et al. (2004). Como criterio de convergencia se eligió un desbalance en la Ec. (6) menor al 0,1 %.

3. RESULTADOS

En primer lugar se realizó un análisis de convergencia de malla. Se uso de base la geometría del modelo de Pastohr et al. (2004) basada en el prototipo de Manzanares. Para analizar la convergencia del mallado se consideró una radiación solar de $500[W/m^2]$ y sin salto de presión en la turbina. Se utilizaron las propiedades para el fluido y el suelo descriptas en la Tabla 1.

propiedad	aire ideal	suelo seco
densidad ρ [kg/m ³]	1,1768	1.900
conductividad térmica λ [W/m/K]	0,0261	1,8
capacidad calorífica específica c_p [J/kg/K]	1.044	840

Tabla 1: Propiedades de materiales.

A continuación, en la Tabla 2 y en la Fig. 4 se presentan los resultados de convergencia de malla obtenidos. Como parámetros de control se eligieron el flujo másico de aire en la entrada

del colector, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de la chimenea y la velocidad máxima del aire a través de la turbina. En la última fila de la tabla se indican los resultados obtenidos por [Pastohr et al. \(2004\)](#). En base a los resultados obtenidos se eligió la malla de 74.336 elementos.

elementos	flujo másico [kg/s]	Diferencia de temperatura [K]	Velocidad máxima [m/s]
1.654	1.013,6	10,163	12,923
4.286	1.157,1	14,63	15,2567
17.696	1.226,5	17,995	16,6331
53.881	1.227,5	18,048	16,6227
74.336	1.227,7	18,044	16,6223
234.440	1.227,8	18,047	16,6287
Pastohr et al. (2004)	1.242,8	17,4	—

Tabla 2: Convergencia de malla.

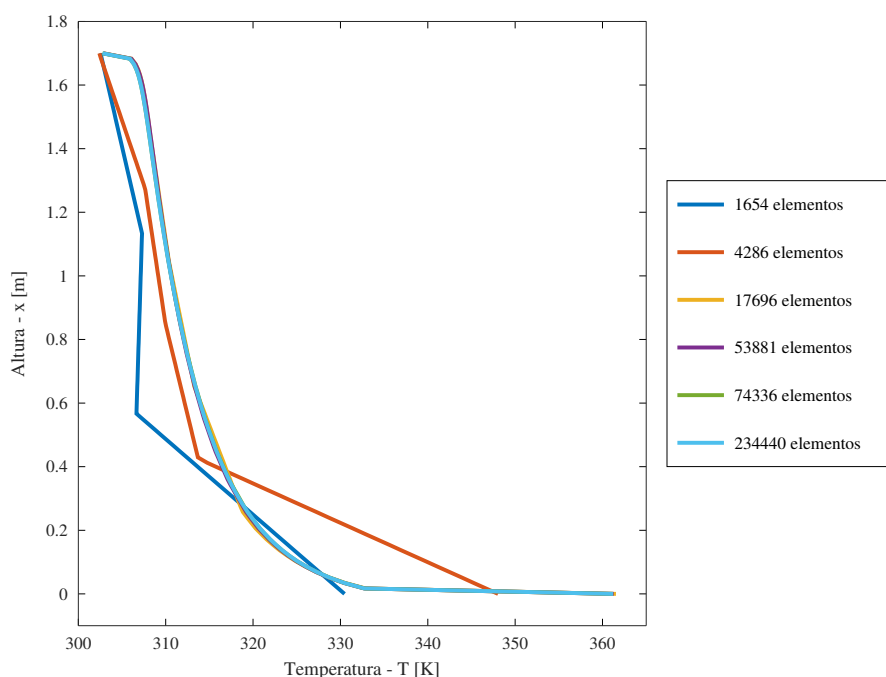


Figura 4: Convergencia del perfil vertical de temperatura dentro del colector a 60m del centro

En las Fig. 5a y 5b se muestran la distribución de la magnitud de la velocidad y el campo de presión obtenidos con la malla elegida.

3.1. Estudio de la conductividad del suelo

Para analizar la influencia de la conductividad del suelo se comparó la solución obtenida con el valor constante de la Tabla 1, contra una solución obtenida con una conductividad variable. La distribución de conductividad se aproximó a partir de valores experimentales obtenidos por [Haaf \(1984\)](#) en el prototipo de Manzanares. La función aproximante es $\lambda_G(x) \approx 1,5 - 1,5e^{120x}$ y su

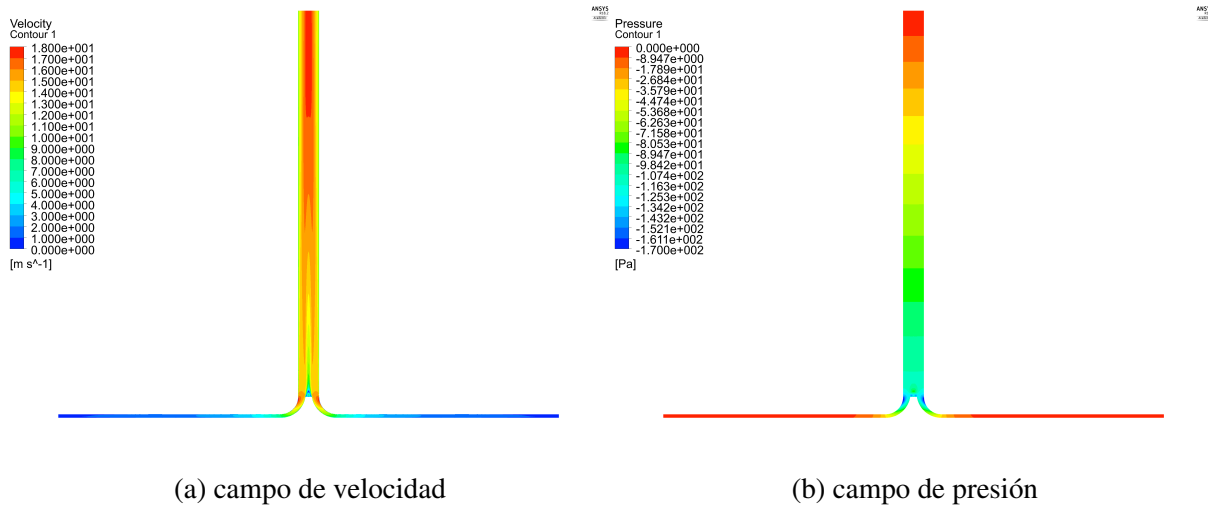


Figura 5: Resultados con malla elegida

distribución se presenta en la Fig. 6a donde se presenta el valor de la conductividad versus la profundidad dentro del suelo. Los perfiles verticales de temperatura obtenidos se muestran en la Fig. 6b. En la Fig. 6b se observa que el caso de conductividad variable alcanza una temperatura máxima mayor en la superficie pero no altera la distribución en el aire dentro del colector.

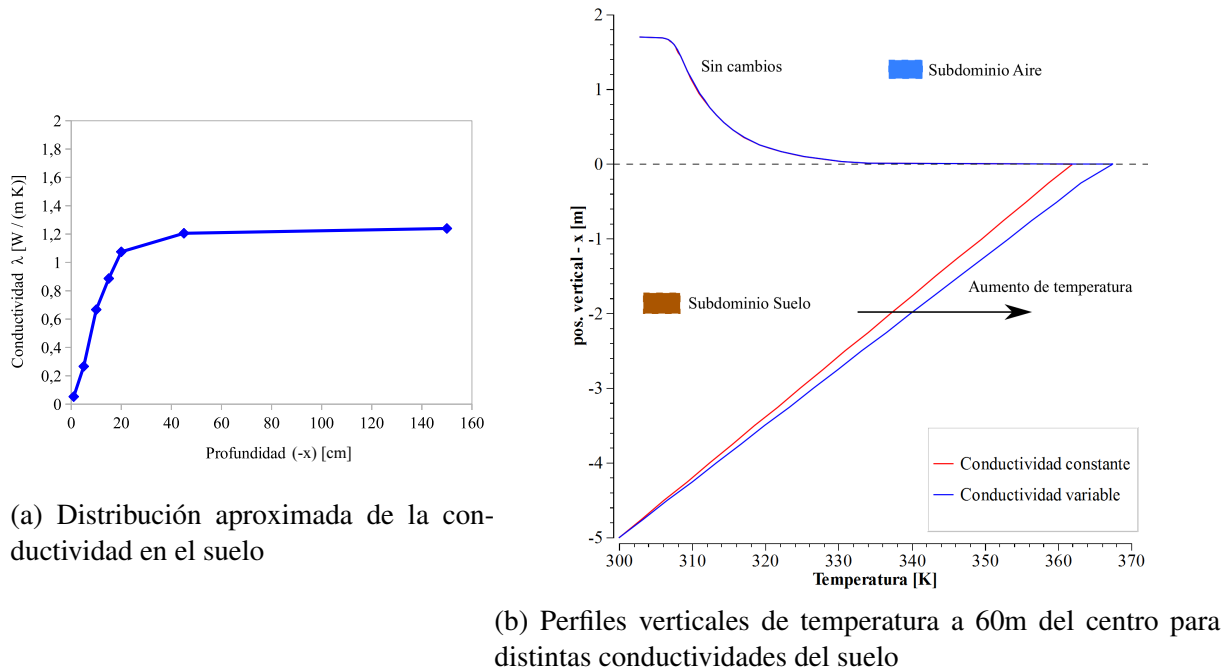


Figura 6: Estudio de la conductividad del suelo

3.2. Estudio de la influencia del salto de presión en la turbina

Se simularon 5 casos con conductividad constante e incrementos del salto de presión en la turbina. En la Tabla 3 y la Fig. 7 se presentan los resultados obtenidos. En este caso se observa que la temperatura aumenta tanto en el aire como en el suelo al incrementar el salto de presión

en la turbina.

salto de presión [Pa]	flujo másico [kg/s]	Diferencia de temperatura [K]	Velocidad máxima [m/s]
0	1.227,7	18,044	16,6223
20	1.161,84	18,9393	15,7224
40	1.096,76	19,9197	14,8693
60	1.030,91	21,0137	14,0022
80	966,373	22,2373	13,1516
100	901,871	23,5968	12,2995

Tabla 3: Estudio del salto de presión.

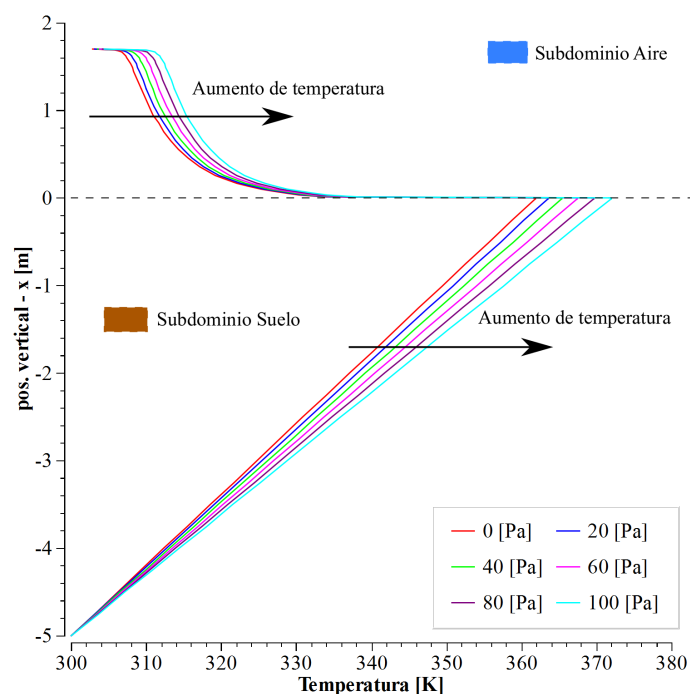


Figura 7: Estudio del salto de presión en la turbina

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se realiza un estudio axilsimétrico, estacionario y multifísico de una chimenea solar que permite el análisis de algunos de los parámetros relevantes de la interacción entre el modelo térmico y el modelo de la mecánica de fluidos. Se analizó la influencia de la conductividad del suelo y del salto de presión en la turbina, sobre la distribución de la temperatura en el colector. Se observó que el salto de presión en la turbina modifica el perfil de temperatura tanto en el aire como en el suelo mientras que la conductividad del suelo solo altera el perfil dentro del mismo.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Cuyo, a través de la resolución CD-2017-RES-67 y del proyecto 06/B344.

REFERENCIAS

- Al-Kayiem H.H. y Aja O.C. Historic and recent progress in solar chimney power plant enhancing technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58:1269 – 1292, 2016. ISSN 1364-0321. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.331>.
- ANSYS C. Cfx-solver modeling guide, release 18.2.2. 2017a.
- ANSYS C. Cfx-solver theory guide, release 18.2.2. 2017b.
- Dorfman A.S. *Conjugate Problems in Convective Heat Transfer*. CRC Press, 2009. ISBN 142008237X.
- dos S. Bernardes M., VoßA., y Weinrebe G. Thermal and technical analyses of solar chimneys. *Solar Energy*, 75(6):511 – 524, 2003. ISSN 0038-092X. doi:<https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.09.012>.
- Gholamalizadeh E. y Kim M.H. Cfd (computational fluid dynamics) analysis of a solar-chimney power plant with inclined collector roof. *Energy*, 107:661 – 667, 2016. ISSN 0360-5442. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.077>.
- Haaf W. Solar chimneys: part ii: preliminary test results from the manzanares pilot plant. *International Journal of Sustainable Energy*, 2(2):141–161, 1984.
- Haaf W., Friedrich K., Mayr G., y Schlaich J. Solar chimneys part i: principle and construction of the pilot plant in manzanares. *International Journal of Solar Energy*, 2(1):3–20, 1983.
- Hassan A., Ali M., y Waqas A. Numerical investigation on performance of solar chimney power plant by varying collector slope and chimney diverging angle. *Energy*, 142:411 – 425, 2018. ISSN 0360-5442. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.047>.
- Hu S., Leung D.Y., y Chan J.C. Impact of the geometry of divergent chimneys on the power output of a solar chimney power plant. *Energy*, 120:1 – 11, 2017. ISSN 0360-5442. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.098>.
- Hu S., Leung D.Y., Chen M.Z., y Chan J.C. Effect of guide wall on the potential of a solar chimney power plant. *Renewable Energy*, 96:209 – 219, 2016. ISSN 0960-1481. doi:<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.040>.
- Huang M.H., Chen L., He Y.L., Cao J.J., y Tao W.Q. A two-dimensional simulation method of the solar chimney power plant with a new radiation model for the collector. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 85:100 – 106, 2017. ISSN 0735-1933. doi:<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.04.014>.
- Kasaeian A., Molana S., Rahmani K., y Wen D. A review on solar chimney systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67:954 – 987, 2017. ISSN 1364-0321. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.081>.
- Menter F., Galpin P., Esch T., Kuntz M., y Berner C. Cfd simulations of aerodynamic flows with a pressure-based method. En *Proceedings of the 24TH International Congress of the Aeronautical Sciences*. 2004. ISBN 0-9533991-6-8.
- Pastohr H., Kornadt O., y Gürlebeck K. Numerical and analytical calculations of the temperature and flow field in the upwind power plant. *International Journal of Energy Research*, 28(6):495–510, 2004.
- Versteeg H.K. y Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007.
- Zhou X., Yang J., Xiao B., Hou G., y Xing F. Analysis of chimney height for solar chimney power plant. *Applied Thermal Engineering*, 29(1):178 – 185, 2009. ISSN 1359-4311. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.014>.