

Modelo Dinámico de un Recuperador de Gases - Sales Fundidas para una Planta Termosolar Híbrida de Energías Renovables

Javier Bonilla^{a,b,*}, Lidia Roca^{a,b}, Alberto de la Calle^c, Sebastián Dormido^d

^aCIEMAT-PSA, Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas - Plataforma Solar de Almería, Almería, España.

^bCIESOL, Centro de Investigación en Energía Solar, Instituto Mixto UAL-PSA.CIEMAT, Almería, España.

^cCSIRO Energy, 10 Murray Dwyer Ct, Mayfield West, NSW 2304, Australia.

^dUNED, Universidad Nacional de Educación a Distancia, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Informática, Madrid, España.

Resumen

En este artículo se presenta un modelo dinámico para un recuperador de gases - sales fundidas incluido en una planta de demostración de una tecnología de hibridación de plantas termosolares con otras fuentes de energías renovables. Tanto el demostrador como el modelo se han desarrollado en el ámbito del proyecto HYSOL. Este trabajo describe brevemente dicho proyecto, su tecnología, demostrador y principalmente el modelo dinámico del recuperador, cuyo estado estacionario ha sido comparado con los cálculos de diseño. El artículo se completa con simulaciones dinámicas donde se estudia la convergencia del modelo, la contribución de los distintos procesos físicos a la transferencia de calor y el impacto de las condiciones ambientales a las pérdidas térmicas.

Palabras Clave:

Almacenamiento térmico, Energía solar de concentración, Turbina de vapor, Turbina de gas, Modelica.

1. Introducción

El principal problema que afrontan las plantas de producción de energía eléctrica basadas en energías renovables es el de proporcionar un suministro estable. La variabilidad de la fuente energética hace que esta actúe como una perturbación en lugar de como una entrada al sistema.

La energía solar térmica presenta una importante ventaja respecto a otras energías renovables y es la de permitir un eficiente almacenamiento de dicha energía y por tanto la disponibilidad bajo demanda, lo que permite paliar en cierta medida la variabilidad del recurso solar.

Sin embargo, debido a limitaciones en el tamaño del sistema de almacenamiento, por razones económicas, en determinadas circunstancias dicho almacenamiento térmico puede llegar a ser insuficiente, especialmente bajo prolongados periodos con condiciones meteorológicas adversas. Actualmente la solución a este problema en plantas termosolares industriales consiste en la hibridación de la energía solar con combustibles fósiles. Esta hibridación ha dado lugar principalmente a plantas de ciclo combinado integrado con energía solar donde la contribución

de la energía solar es relativamente baja (< 20 %) (Bohtz et al., 2013) y plantas termosolares con sistemas fósiles de respaldo, destinados principalmente a evitar la solidificación del fluido de trabajo, en lugar de a la producción de electricidad.

Por otra parte, los problemas asociados a los combustibles fósiles (problemas medioambientales, sostenibilidad e incremento del coste), incentivan la inversión e investigación en soluciones alternativas cada vez más eficientes a la vez que sostenibles y respetuosas con el medio ambiente. Dentro de las alternativas que están actualmente siendo estudiadas, una de ellas es la hibridación de biomasa o biogás con energía solar. El biogás presenta la ventaja de que puede ser más eficientemente transportado a través de una red de distribución o licuado en tanques presurizados. La sostenibilidad es un aspecto fundamental de esta tecnología, ya que un eficiente y rentable suministro de biomasa en las cantidades adecuadas es fundamental. El impacto medioambiental en las zonas de extracción de biomasa es otra cuestión que debe de ser estudiada en detalle.

Con el fin de estudiar la sostenibilidad y proponer una configuración híbrida termosolar-biogás novedosa, con fuentes de energía 100 % renovables, surge el proyecto HYSOL.

2. Proyecto HYSOL

El proyecto *Innovative configuration for a fully renewable hybrid Concentrating Solar Power (CSP) plant*, proyecto

* Autor en correspondencia.
Correos electrónicos: javier.bonilla@psa.es (Javier Bonilla),
lidia.roca@psa.es (Lidia Roca),
alberto.delacallealonso@csiro.au (Alberto de la Calle),
sdormido@dia.uned.es (Sebastián Dormido)

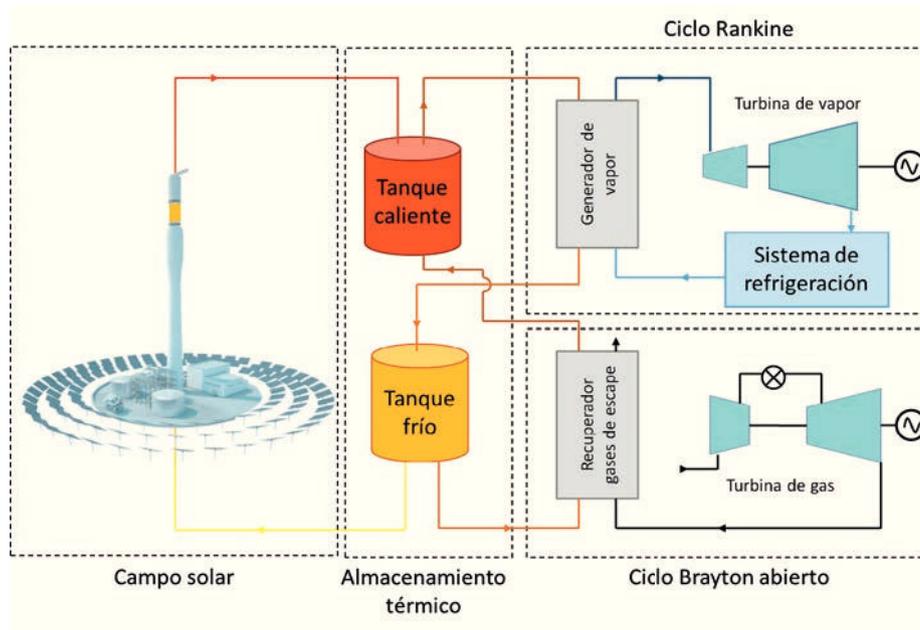


Figura 1: Configuración HYSOL con torre, campo de heliostatos y almacenamiento directo

HYSOL (Consortio Proyecto HYSOL, 2013; ACS/Cobra T&I channel, 2015), pertenece al Séptimo Programa Marco de la Unión Europea (FP7/2013-2016), temática *Energy.2012.2.5.2 hybridisation of CSP with other energy sources*. El consorcio HYSOL está formado por ocho socios de cuatro países europeos, formando un grupo multidisciplinar, con socios dedicados a investigación: CIEMAT-PSA, ENEA, UPM, DTU / MAN / SYS y SDLO-PRI, junto con socios industriales: ACS-COBRA, AITESA e IDIE. El propulsor y coordinador del proyecto es el grupo COBRA, grupo que cuenta con una amplia experiencia en el desarrollo, construcción, operación y mantenimiento de instalaciones industriales y centrales termoeléctricas.

El proyecto HYSOL se centra en el estudio, diseño, optimización y construcción a escala preindustrial de un demostrador con una configuración innovadora basada en un nuevo sistema de recuperación de calor de gases de escape y un simulador de una turbina de gas. Adicionalmente los resultados obtenidos permitirán optimizar el diseño de una planta comercial donde el gas utilizado en la turbina podría ser biogás, lo que hace que la instalación esté completamente basada en energías renovables.

2.1. Planta Comercial

Uno de los esquemas comerciales propuestos en el proyecto se muestra en la figura 1. Las distintas configuraciones HYSOL se pueden aplicar tanto a captadores cilindroparabólicos como a sistemas de torre con almacenamiento directo e indirecto. El caso ilustrado en la figura 1 se corresponde con un sistema de torre con campo de heliostatos cuyo fluido de trabajo y almacenamiento es sales fundidas (almacenamiento directo). Principalmente se pueden distinguir los siguientes modos de operación.

1. **Solar con turbina de vapor.** La energía térmica de las sales fundidas procedente del campo solar es directamente

almacenada en el tanque caliente, la energía necesaria es entonces utilizada en el ciclo Rankine para producir electricidad gracias a un generador de vapor y una turbina. El exceso de dicha energía térmica permanece almacenado en el tanque caliente. Las sales fundidas que fluyen a la salida del generador de vapor son almacenadas en el tanque frío, una vez estas han cedido su energía térmica.

2. **Descarga con turbina de vapor.** Cuando el recurso solar no sea suficiente para mantener las condiciones de operación y el sistema de almacenamiento térmico tenga almacenada la suficiente energía, las sales fundidas pueden ser circuladas del tanque caliente al generador de vapor para producir electricidad como se indicó en el punto 1.
3. **Turbina de gas y vapor.** En caso de que tanto el recurso solar como el almacenamiento térmico no puedan cumplir las condiciones de operación para satisfacer la demanda eléctrica, el ciclo Brayton abierto producirá electricidad con biogás como gas de combustión. Adicionalmente los gases de escape son reutilizados en el recuperador, por el cual circulan sales fundidas del tanque frío al tanque caliente, siendo estas calentadas y utilizadas en el ciclo Rankine como se ha indicado en el punto 1. Los gases de salida del recuperador también podrían ser utilizados para optimizar el rendimiento de la planta.

2.2. Demostrador

Con el fin de reproducir y estudiar la configuración HYSOL previamente descrita, se ha construido un demostrador de esta tecnología en el cluster de innovación termosolar de Mancha-sol, en Castilla-La Mancha, España. El demostrador consiste

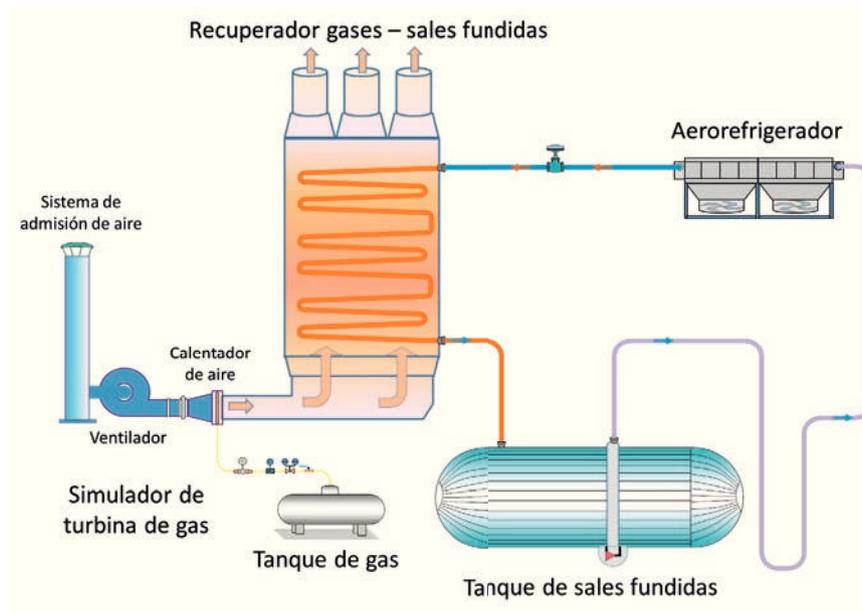


Figura 2: Demostrador del proyecto HYSOL

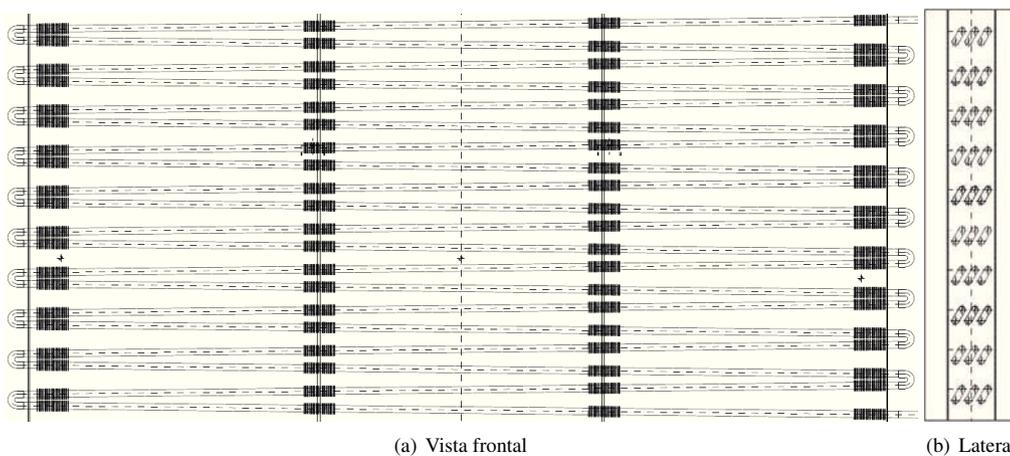


Figura 3: Banco de tubos y pared del recuperador de calor en una sección

principalmente en un simulador de turbina de gas (sistema de admisión de aire, ventilador y calentador de aire), un recuperador de calor de gases de combustión y sales fundidas, un tanque de sales fundidas y un aerorefrigerador (ver figura 2). Todos los elementos del demostrador son de nueva construcción.

El demostrador permite estudiar y analizar el recuperador de gases propuesto para la configuración de planta comercial. El recuperador es un intercambiador de calor donde las sales fundidas circulan por el interior de un banco de tubos, donde la entrada está situada en la parte más alta, mientras que los gases de combustión envuelven al banco de tubos y cuya entrada está situada en la parte inferior abandonando el recuperado por la parte superior a través de las chimeneas.

CIEMAT-PSA es el coordinador del paquete de trabajo de modelado dinámico y control avanzado del proyecto HYSOL, y ahí es donde se encuadra el trabajo presentado en este artícu-

lo, que se corresponde con el modelo dinámico del recuperador gases - sales fundidas del demostrador. El modelo dinámico permitirá evaluar el comportamiento del sistema en regímenes transitorios (arranque, parada, etc.) y será una herramienta útil para el diseño, prueba y validación de sistemas de control automático avanzados.

Las tablas 1 y 2 muestran las principales características del recuperador de calor. El recuperador de calor está dividido en altura en tres secciones: alta, media y baja temperatura. La sección de alta temperatura se corresponde con la parte inferior, dado que el gas se introduce a máxima temperatura por la parte inferior (ver figura 2), la siguiente sección en altura es la de media temperatura. La sección superior, donde el gas exhausto es expulsado a la atmósfera y donde se introducen las sales fundidas al recuperador, es la sección de baja temperatura. Las figuras 3(a) y 3(b) muestran la vista frontal y lateral de una sec-

Tabla 1: Principales características del recuperador de calor

Contenedor	
Secciones	3 (alta, media y baja temp.)
Altura	10.68 m
Base	7.07 m
Ancho	0.360 m
Espesor	0.180 m
Emisividad	0.6
Banco de tubos	
Tubos en paralelo	3
Pasos por sección	20
Tipo	Tresbolillo
Diámetro exterior	51 cm (sin aletas)
Espesor	3.2 mm (sin aletas)
Longitud	6.5 m
Inclinación	1°
Aletas	Serradas, helicoidales
Paso longitudinal	100 mm
Paso transversal	86 mm
Emisividad	0.6
Chimeneas	
Número	3
Diámetro apertura	0.25 m
Longitud	5.65 m
Contenedor - sección alta temperatura	
Material	A-321H acero inoxidable
Densidad	7920 kg/m ³
Calor específico	500 J/(kg K)
Contenedor - sección media temperatura	
Material	13Cr-44Mo aleación de acero
Densidad	7850 kg/m ³
Calor específico	440 J/(kg K)
Contenedor - sección baja temperatura	
Material	ASTM A36 acero
Densidad	7800 kg/m ³
Calor específico	480 J/(kg K)
Banco de tubos - sección alta temperatura	
Material alta temp.	A-321H acero inoxidable
Conductividad térmica	21.4 W/(m K)
Altura aleta	13 mm
Serrado aleta	4.5 mm
Espesor aleta	1 mm
Distancia entre espirales	4.33 mm
Banco de tubos - secciones media y baja temperatura	
Material media temp.	13Cr-44Mo aleación de acero
Material baja temp.	Acero al carbono - Grado C
Densidad baja temp.	7700 kg/m ³
Calor específico baja temp.	460 J/(kg K)
Cond. térmica media temp.	21.4 W/(m K)
Cond. térmica baja temp.	25 W/(m K)
Altura aleta	16 mm
Serrado aleta	4.5 mm
Espesor aleta	1.3 mm
Distancia entre espirales	4.33 mm

Tabla 2: Principales características del aislante térmico del recuperador de calor

Aislante térmico - sección baja temperatura	
Material	Dalfratex - fibra inorgánica
Espesor	160 mm
Conductividad térmica	0.1 W/(m K)
Densidad	96 kg/m ³
Aislante térmico - sección media temperatura	
Material	Spintex 322G - lana de roca
Espesor	200 mm
Conductividad térmica	0.15 W/(m K)
Densidad	70 kg/m ³
Aislante térmico - sección alta temperatura	
Material	Spintex 322G + Dalfratex
Espesor	200 mm + 25 mm

ción del recuperador de calor. Las sales fundidas circulan por el interior del banco de tubos desde la parte superior a la parte inferior, mientras que los gases de combustión circulan envolviendo al banco de tubos desde la parte inferior a la parte superior. En la figura 3 se puede apreciar que hay tres tubos en paralelo y 20 pasos por sección.

3. Modelado Dinámico Orientado a Objetos

Para el modelado del recuperador de gases - sales fundidas se ha utilizado Modelica (Modelica Association, 2012), un lenguaje de modelado no propietario basado en ecuaciones y orientado a objetos. La herramienta utilizada para la implementación de los modelos en Modelica ha sido Dymola 2016 FD01 (Dassault Systemes, 2015), mientras que DASSL (Petzold, 1983) ha sido el integrador numérico empleado en las simulaciones dinámicas.

3.1. Modelo del Recuperador de Gases

La metodología de modelado orientado a objetos ha sido utilizada para desarrollar el modelo. Se han identificado los componentes principales del sistema y han sido modelados y estructurados en una librería de componentes reutilizables para el proyecto HYSOL. Estos componentes han sido modelados a partir de primeros principios considerando modelos unidimensionales. También se han utilizado correlaciones experimentales validadas en la literatura cuando ha sido necesario.

La figura 4 muestra el icono que representa al modelo del recuperador de gases en Modelica. El modelo necesita como entradas el flujo másico y temperatura de sales fundidas y gases junto con las presiones a las salidas para cerrar los circuitos hidráulicos, también son entradas la velocidad del viento y la temperatura ambiente. Con estas entradas el modelo calcula el intercambio de calor, proporcionando las temperaturas de salida de sales fundidas y gases.

El diagrama de componentes en Modelica se muestra en la figura 5. Cabe destacar que el modelo es muy flexible, de forma que todos los componentes pueden ser configurados en función de distintos parámetros, incluyendo las correlaciones de transferencia de calor y coeficientes de fricción. Los fluidos también

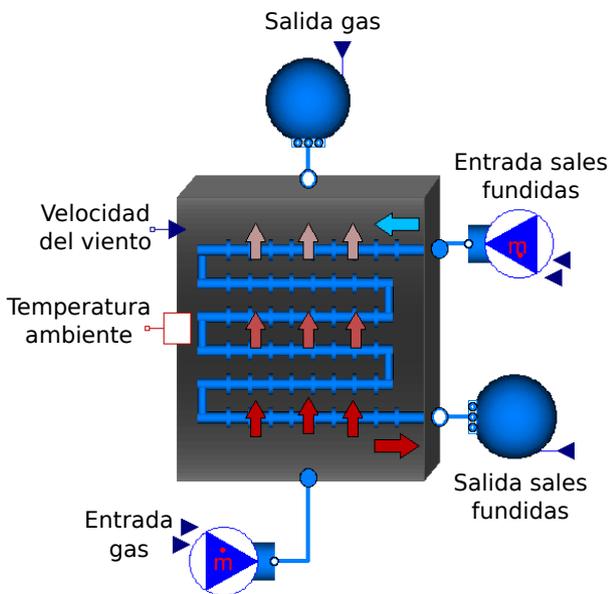


Figura 4: Icono del recuperador de calor

puede ser configurados con cualquiera de los existentes en la librería Modelica Media (Casella et al., 2006) o nuevos fluidos siempre que implementen la interfaz de dicha librería. Todos los componentes han sido discretizados unidimensionalmente en Volúmenes de Control (VCs) donde el número de volúmenes puede ser configurado. A continuación se describe cada uno de los componentes del sistema.

Sales fundidas. Dado que la librería Modelica Media no incluye sales fundidas, este medio se ha implementado e incorporado a la librería HYSOL. Dos tipos de sales fundidas han sido implementadas, sales solares cuyas propiedades termodinámicas están disponibles en Zavoico (2001); Ferri et al. (2008) y la sal ternaria Hitec cuyas propiedades termodinámicas han sido obtenidas de National Renewable Energy Laboratory (2009); Boerema et al. (2012).

Gases de combustión. Como gases de combustión se ha considerado el medio aire de combustión incluido en la librería Modelica Media, el cual se basa en una mezcla de gases ideales con concentración constante considerando datos proporcionados por NASA (Mcbride et al., 2002).

Transferencia de calor. Los distintos tipos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación han sido modelados considerando los casos unidimensionales y con superficie constante de las leyes de Fourier, de enfriamiento de Newton y de Stefan-Boltzmann, respectivamente.

Flujo de gases de combustión. El flujo de gases ha sido modelado considerando los balances dinámicos de masa (1), energía (2) y momento (3) unidimensionales y discretizados en VCs, la nomenclatura se muestra en la tabla 3. El componente Gas en la figura 5 modela del flujo de gases de combustión en el recuperador. La discretización aplica el Método de los Volúmenes

Tabla 3: Nomenclatura

Variable	Descripción	Unidades
A	Área transversal	[m ²]
c_p	Calor específico	[J/(kg K)]
C_f	Coefficiente de fricción	[-]
F	Fuerza	[N]
h	Entalpía específica	[J/kg]
\dot{I}	Flujo de momento	[N]
l	Altura	[m]
m	Masa	[kg]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
p	Presión	[Pa]
\dot{Q}	Flujo de calor	[W]
S	Superficie	[m ²]
T	Temperatura	[K]
t	Tiempo	[s]
v	Velocidad	[m/s]
V	Volumen	[m ³]
ρ	Densidad	[kg/m ³]

Subíndice	Descripción	Subíndice	Descripción
a	Entrada a VC	b	Salida de VC
$fric$	Fricción	$grav$	Gravedad
con	Contenedor	tub	Banco de tubos
cov	Convección	rad	Radiación
gas	Gas	sal	Sales fundidas
ais	Aislante	amb	Ambiente

Finitos (MVF) (Patankar, 1980) con un *collocated grid* (Rhie and Chow, 1983) y una aproximación *upwind*. En un *collocated grid* todas las variables: escalares (presión, densidad, entalpía, etc.), velocidad y variables de momento, son calculadas y almacenadas en la misma posición (centro de cada VC, valor medio asumido en el VC). La aproximación *upwind* utiliza una aproximación adaptativa para modelar de forma adecuada la dirección de la propagación de la información del flujo, de forma que si en un VC disponemos de datos para variables a la entrada y salida, el valor a la entrada es el considerado como valor medio del VC, adaptándose dinámicamente en función de la dirección del flujo.

$$\frac{dm_{gas}}{dt} = \dot{m}_{gas,a} - \dot{m}_{gas,b}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_{gas}}{dt} h_{gas} + m_{gas} \frac{dh_{gas}}{dt} &= \dot{m}_{gas,a} h_{gas,a} - \dot{m}_{gas,b} h_{gas,b} \\ &+ V_{gas} \frac{dp_{gas}}{dt} + \dot{Q}_{gas}, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{dm_{gas}}{dt} l &= (\dot{I}_{gas,a} - \dot{I}_{gas,b}) + A_{con}(p_{gas,a} - p_{gas,b}) \\ &- F_{fric,gas} - F_{grav,gas}. \end{aligned} \quad (3)$$

La fuerza de fricción (4) se descompone en fricción con el contenedor (5) del recuperador y con el banco de tubos (6), por el cual circulan las sales fundidas (ver figura 4). La fricción con

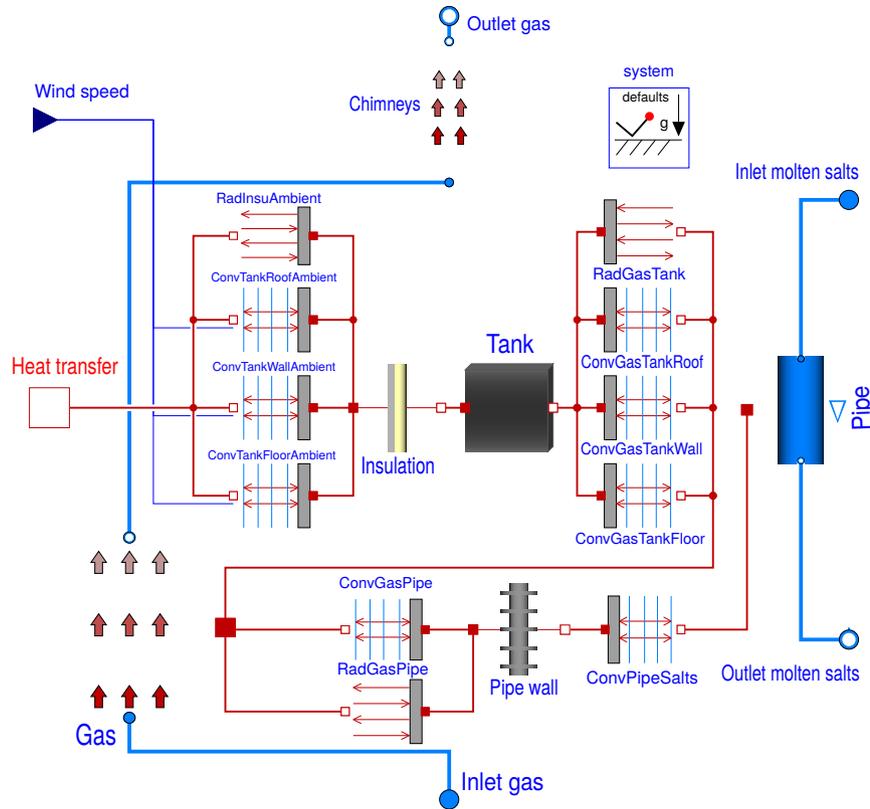


Figura 5: Diagrama de componentes del recuperador de gases en Modelica

el contenedor tiene en cuenta las paredes y el techo, la fricción con el suelo ha sido despreciada, no obstante esta puede ser fácilmente incluida en el modelo.

$$F_{fric,gas} = F_{fric,gas-con} + F_{fric,gas-tub}, \quad (4)$$

$$F_{fric,gas-con} = S_{con} C_{f,con} \frac{\rho_{gas} v_{gas}^2}{2}, \quad (5)$$

$$F_{fric,gas-tub} = S_{tub} \Delta p_{gas-tub}. \quad (6)$$

Las correlaciones empleadas para calcular tanto el coeficiente de fricción en el contenedor ($C_{f,con}$) como la caída de presión del gas debido a su circulación a través del exterior del banco de tubos ($\Delta p_{gas-tub}$) serán comentadas en cada uno de los componentes.

El gas de combustión está compuesto por una mezcla de gases que incluye H_2O y CO_2 . Estas moléculas al ser asimétricas absorben y emiten calor por radiación a altas temperaturas. Por tanto, la transferencia de calor (7) se descompone en convección entre el gas y el contenedor ($\dot{Q}_{cov,gas-con}$), gas y banco de tubos ($\dot{Q}_{cov,gas-tub}$, componente *ConvGasPipe* en la figura 5), así como en radiación entre gas y contenedor ($\dot{Q}_{rad,gas-con}$, componente *RadGasTank*) y gas y banco de tubos ($\dot{Q}_{rad,gas-tub}$, componente *RadGasPipe*).

$$\dot{Q}_{gas} = \dot{Q}_{cov,gas-con} + \dot{Q}_{rad,gas-con} + \dot{Q}_{cov,gas-tub} + \dot{Q}_{rad,gas-tub}. \quad (7)$$

Para la transferencia de calor por convección entre el gas y el contenedor se ha distinguido entre paredes (componente *ConvGasTankWall* en la figura 5), suelo (*ConvGasTankFloor*) y techo del contenedor (*ConvGasTankRoof*).

Las correlaciones para calcular los coeficientes de transferencia de calor por convección son mencionadas en cada componente. La emisividad del gas ha sido calculada considerando la correlación propuesta en Modak (1978). La emisividad del contenedor y banco de tubos se muestra en la tabla 1.

Chimeneas. Se han modelado igual que el flujo de gases de combustión en el contenedor, componente *Chimneys* en la figura 5. El modelo permite indicar el número de chimeneas que existen en paralelo. En las chimeneas se han despreciado las pérdidas térmicas al ambiente y solo existe fricción con las paredes, por lo que solo se aplica (5) donde C_f ha sido calculado con la correlación propuesta en Haaland (1983). Dicha correlación considera flujo en régimen turbulento, régimen nominal de operación.

Banco de tubos. La estructura se corresponde con un banco de tubos al tresbolillo, donde los tubos son aleteados serrados con estructura helicoidal. Las superficies de intercambio han sido calculadas con los datos de diseño (ver tabla 1). Los tubos están compuestos por tres materiales distintos dependiendo de la temperatura del gas que los envuelven. Se distinguen por tanto tres secciones: alta temperatura (parte inferior del contenedor), media temperatura y baja temperatura (parte superior) (ver figu-

ra 3). El modelo del banco de tubos (componente *PipeWall* en la figura 5) considera el balance de energía (8). La conducción térmica en los tubos solo se considera en la dirección normal al flujo y se ha calculado según el modelo propuesto en Wetter (2013). Sin embargo la dinámica de esta puede ser despreciada, y por lo tanto la conducción en la dirección normal sería infinita, ya que dicha dinámica es mucho más rápida que otras dinámicas del sistema. Para simplificar el modelo obviando esta dinámica solo es necesario modificar un parámetro.

$$m_{tub}c_{p,tub} \frac{dT_{tub}}{dt} = \dot{Q}_{tub}. \quad (8)$$

Para el cálculo de la densidad, calor específico y conductividad térmica de los distintos materiales que componen el banco de tubos se han utilizados datos del fabricante (ver tabla 1). El modelo puede ser configurado para considerar diferentes opciones, como valores constantes o valores en función de la temperatura.

Despreciando la dinámica de la conducción normal al flujo en el metal, el flujo de calor (9) se descompone en convección y radiación con el gas y convección con las sales fundidas ($\dot{Q}_{cov,tub-sal}$) que circulan por el interior (componente *ConvPipeSalts* en la figura 5).

$$\dot{Q}_{tub} = \dot{Q}_{cov,gas-tub} + \dot{Q}_{rad,gas-tub} + \dot{Q}_{cov,tub-sal}. \quad (9)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en régimen turbulento entre el gas y el banco de tubos se puede calcular con las correlaciones de Weierman (1976), Extended Surface Corporation of America (ESCOA) (Ganapathy, 2003), Nir (1991) o Kawaguchi et al. (2005) que se ajustan a nuestro caso particular de banco de tubos. Entre el banco de tubos y las sales fundidas, también considerando convección forzada en régimen turbulento (régimen nominal de operación), el coeficiente de transferencia de calor puede ser calculado con las correlaciones de Gnielinski (1976), Petukhov (1970) o Dittus and Boelter (1930). La caída de presión del gas sobre el banco de tubos ($\Delta p_{gas-tub}$) en régimen turbulento puede ser calculada con cualquiera de las correlaciones publicadas en Weierman (1976); Ganapathy (2003); Nir (1991) o Kawaguchi et al. (2005).

Flujo de sales fundidas. El flujo de sales fundidas ha sido modelado considerando los balances dinámicos de masa, energía y momento unidimensionales y discretizados en VCs, componente *Pipe* en la figura 5, de la misma forma que el flujo de gases de combustión. Este componente permite especificar entre otros parámetros la inclinación de las tuberías y el número de tuberías en paralelo. Para la caída de presión, Modelica Fluid (Casella et al., 2006) incluye varios modelos. En este trabajo se ha utilizado un modelo detallado que considera todos los casos del diagrama de Moody (Moody, 1944), también se ha considerado la caída de presión debido a los codos en el banco de tubos de acuerdo con Idelchik (2006) y Miller (1984).

Contenedor del recuperador. El modelo del contenedor (componente *Tank* en la figura 5) considera el balance de energía,

de la misma forma que en (8), donde la dinámica de conducción térmica en el tanque puede ser despreciada ajustando un parámetro del modelo, solo la conducción térmica en la dirección normal al flujo es considerada. El contenedor ha sido construido con distintos materiales en función de la temperatura de los gases de combustión a los que está expuesto, igual que el banco de tubos (ver tabla 1). En el modelo, la densidad, calor específico y conductividad térmica de los distintos materiales pueden ser valores constantes o dependientes de la temperatura.

El coeficiente de fricción del gas en el suelo, paredes y techo del recuperador ha sido calculado mediante dos correlaciones para flujo paralelo a superficies planas, una para régimen laminar y otra para turbulento (Çengel, 2006). En la transición los coeficientes de fricción han sido unidos de forma continua según la aproximación presentada en Richter (2008) con intervalos para cada correlación y zona de transición descritos en Zaversky et al. (2013). En el techo del contenedor se encuentran las chimeneas y este tiene forma de embudo, por lo que la fricción será un poco mayor que en el modelo, sin embargo se ha considerado flujo paralelo con el fin de simplificarlo.

Despreciando la dinámica de la conducción térmica en el metal del recuperador, el flujo de calor se descompone en convección con los gases de combustión y conducción con el aislante térmico. La temperatura de la cara interna del aislante se ha considerado igual a la temperatura de la cara externa del contenedor, esto se puede apreciar en la figura 5 donde el contenedor (*Tank*) está directamente conectado al aislante (*insulation*) por un conector térmico.

Aislante térmico. El aislante térmico considera el balance de energía (8) y al igual que el contenedor está compuesto por distintos materiales en función de la temperatura a la que está expuesto (ver tabla 2). La densidad, calor específico y conductividad térmica de los materiales pueden ser valores constantes o dependientes de la temperatura.

La transferencia de calor es la indicada en (10), donde se consideran las pérdidas por convección al ambiente ($\dot{Q}_{cov,ais-amb}$), la conducción térmica en el aislante ($\dot{Q}_{cond,amb-con}$) y las pérdidas por radiación ($\dot{Q}_{rad,ais-amb}$) en el caso de que el aislante térmico esté recubierto por una fina película metálica para protegerlo de las condiciones meteorológicas. La emisividad puede ser constante o función de la temperatura (componente *RadInsuAmbient* en la figura 5). Las pérdidas por convección al ambiente a su vez se han descompuesto en pérdidas a través del suelo (componente *ConvTankFloorAmbient*), paredes (*ConvTankWallAmbient*) y techo (*ConvTankRoofAmbient*).

$$\dot{Q}_{ais} = \dot{Q}_{cond,amb-con} + \dot{Q}_{cov,ais-amb} + \dot{Q}_{rad,ais-amb}. \quad (10)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre las paredes del aislante térmico y el ambiente se ha calculado considerando todas las posibles configuraciones. Es decir, cuatro correlaciones para convección natural y forzada en los regímenes laminar y turbulento de flujo sobre una superficie vertical (Çengel, 2006), en la transición los coeficientes han sido unidos de forma continua según la aproximación presentada

Tabla 4: Comparación de los resultados de simulación de los distintos modelos de recuperador de calor en condiciones nominales

Variable	Modelo estático	Modelo dinámico	Cálculos diseño
Flujo másico de entrada de sales fundidas (kg/s)	5.491	5.571	5.541
Temperatura de salida de gases de combustión (°C)	298.8	297.1	302.0
Caída de presión en sales fundidas (bar)	1.246	1.611	1.608
Caída de presión en gases de combustión (mbar)	18.56	20.14	19.45
Calor específico medio de sales fundidas (kJ/(kg K))	1.4734	1.4735	1.4596
Calor específico medio de gases de combustión (kJ/(kg K))	1.1229	1.1224	1.1554

en Richter (2008) con intervalos para cada correlación y zona de transición descritos en Zaversky et al. (2013). El modelo de forma automática y dinámicamente durante la simulación determina el tipo de proceso de convección y el régimen del flujo para seleccionar la correlación más adecuada.

Para el suelo se han empleado también cuatro correlaciones pero en este caso para flujo sobre una superficie horizontal caliente hacia abajo (Çengel, 2006), donde los coeficientes se han unido de forma continua como en los casos anteriores. De igual manera se ha modelado la transferencia de calor en el techo, pero con correlaciones para una superficie horizontal caliente hacia arriba (Çengel, 2006).

La correlación que debe de ser empleada queda determinada por la temperatura ambiente y la velocidad del viento según corresponda, dichos valores son entradas del modelo.

4. Simulación Dinámica del Recuperador de Calor

El estado estacionario del modelo dinámico del recuperador ha sido comparado y validado con lo esperado de los cálculos de diseño de planta y un modelo en estado estacionario (Servert et al., 2015) desarrollado en ThermoFlex (Thermoflow Inc., 2015) también en el ámbito del proyecto HYSOL. La tabla 4 resume las principales variables de interés obtenidas con cada uno de los modelos. En esta simulación se consideraron las siguientes entradas para cada uno de los modelos: temperatura de entrada de sales fundidas, 292 °C, temperatura de entrada de gases de combustión, 650 °C, presión a la entrada de sales fundidas, 5 bar, presión a la salida de los gases de combustión, 1 atm, flujo másico de entrada de gases de combustión, 5.56 kg/s.

Por otro lado, en este apartado se muestran tres simulaciones dinámicas, en la primera se realiza un estudio de independencia de malla para determinar cómo afecta la discretización de los distintos modelos que componen el recuperador de calor a la convergencia de los resultados de simulación. En la segunda simulación se estudia la contribución de los procesos físicos considerados en el modelo del recuperador de calor con respecto a la transferencia de calor. La tercera simulación estudia cómo afectan las condiciones ambientales, temperatura ambiente y velocidad del viento, a las pérdidas térmicas del recuperador de calor.

En todas las simulaciones de esta sección se ha obviado la dinámica de la conducción térmica en el banco de tubos y contenedor del recuperador, ya que tras analizarse su impacto en los resultados, esta puede ser despreciada. También se ha omitido la transferencia de calor por radiación entre el contenedor y

el ambiente por no disponer de datos sobre el recubrimiento del contenedor. Las distintas correlaciones de transferencia de calor y fricción disponibles entre el gas de combustión y el banco de tubos han sido analizadas, todas ellas proporcionan resultados similares. En las simulaciones de esta sección las correlaciones propuestas por Weierman (1976) han sido utilizadas.

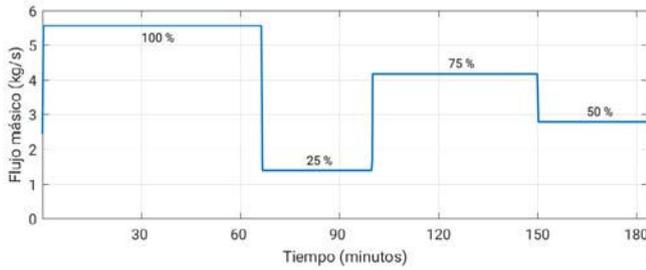
4.1. Estudio del Nivel de Discretización del Modelo del Recuperador de Calor

Para este estudio se ha considerado una temperatura ambiente de 25 °C, sin viento y el resto de entradas en sus valores de diseño (ver tabla 5) excepto el flujo másico de gases de combustión de entrada, que se varía en escalones como se indica en la figura 6(a) con el fin de estudiar la dinámica del sistema. Los escalones se corresponden con el 100 %, 25 %, 75 % y 50 % del caudal nominal. Al inicio de la simulación se considera la puesta en marcha de la instalación, sin embargo para realizar simulaciones realistas es necesario desarrollar un sistema de control que tenga en cuenta los máximos gradientes de temperatura a los que puede estar sometida la instalación. En la simulación, se ha considerado que en el estado inicial los gases de combustión han calentado previamente el contenedor del recuperador y el banco de tubos hasta una temperatura de 300 °C para evitar la solidificación de las sales fundidas que circulan por el interior de banco de tubos. La simulación comienza introduciendo las sales en el banco de tubos con el caudal nominal.

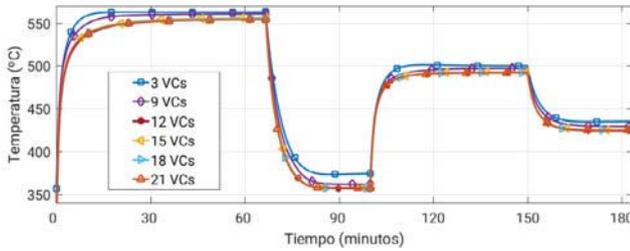
Las figuras 6(b) y 6(c) muestran la temperatura de salida de sales fundidas y gases de combustión para simulaciones en función del número de de VCs (3, 9, 12, 15, 18 y 21) en cada uno de los componentes del modelo (ver figura 5), es decir en banco de tubos, flujo de gases y componentes para transferencia de calor por radiación y convección, excepto en componentes para

Tabla 5: Entradas y salidas del recuperador junto con sus valores de diseño

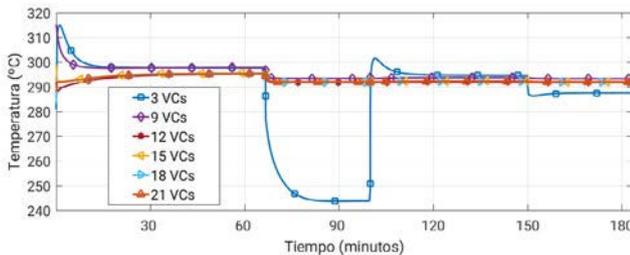
Entrada	Valor de diseño
Temp. de entrada de sales fundidas	292 °C
Temp. de entrada de gases de combustión	650 °C
Flujo másico de sales fundidas	5.57 kg/s
Flujo másico de gases de combustión	5.56 kg/s
Presión de entrada de sales fundidas	5 bar
Presión de salida de gases de combustión	1 atm
Salida	Valor de diseño
Temp. de salida de sales fundidas	560 °C
Temp. de salida de gases de combustión	297 °C



(a) Flujo másico gases de combustión



(b) Temperatura de salida de sales fundidas



(c) Temperatura de salida de gases de combustión

Figura 6: Estudio del nivel de discretización

transferencia de calor por convección en suelo y techo del recuperador, junto con las chimeneas donde solo se considera 1 VC en cada componente, ya que el suelo y el techo están modelados con 1 VC para cada elemento. La tabla 6 muestra la diferencia cuadrática media (RMSE) y diferencia máxima entre simulaciones sucesivas en número de VCs para la temperatura de salida de sales fundidas y gases de combustión. Los tiempos requeridos para llevar a cabo las simulaciones dinámicas en función del número de VCs se muestran en la tabla 7.

Como se puede apreciar en las figuras 6(b) y 6(c) las dinámicas para 3 y 9 VCs discrepan bastante del resto de simulaciones, además la máxima discrepancia y el RMSE son altos (ver tabla 6). La máxima discrepancia se debe principalmente a diferencias en la inicialización de los modelos, por lo que el RMSE es un valor más representativo a la hora de comparar simulaciones. El número mínimo de VCs para obtener simulaciones fiables es de 12 VCs como se puede observar en la tabla 6, ya que a partir de este número de VCs el RMSE tanto para la temperatura de sales como de gases disminuye considerable, siendo el RMSE entre 12 VCs y 21 VCs en torno a 2 °C en temperatura de sales fundidas y de 1 °C en temperatura de gases de salida, por otro lado la simulación con 12 VCs es un 58 % más rápida que con 21 VCs. Los tiempos de simulación presentados en la

Tabla 6: Estudio del nivel de discretización: RMSE y error máximo

Núm. VCs	Temperatura sales		Temperatura gases	
	Max.	RMSE	Max.	RMSE
3 - 9	13.70 °C	6.61 °C	49.63 °C	20.13 °C
9 - 12	11.38 °C	7.62 °C	23.97 °C	3.47 °C
12 - 15	1.42 °C	1.20 °C	7.47 °C	0.73 °C
15 - 18	1.01 °C	0.74 °C	0.60 °C	0.10 °C
18 - 21	0.98 °C	0.65 °C	0.07 °C	0.05 °C

Tabla 7: Estudio del nivel de discretización: tiempos de simulación

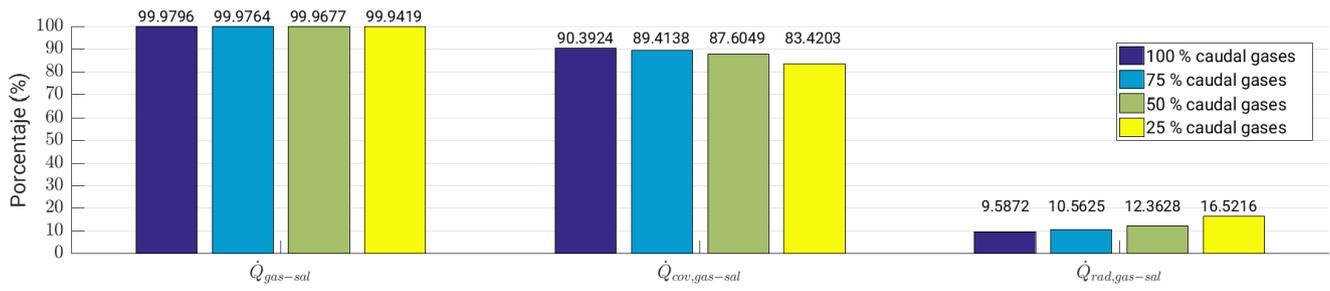
VCs	3	9	12	15	18	21
Tiempo	9.05 s	18.80 s	24.61 s	32.66 s	43.78 s	58.62 s

tabla 6 son bajos, ya que en la simulación solo se aplican algunos escalones en el caudal de gases de combustión, sin embargo la simulación puede ser mucho más costosa desde el punto de vista computacional en función de las entradas al modelo, por lo que el tiempo de simulación es un factor que se debe tener en cuenta.

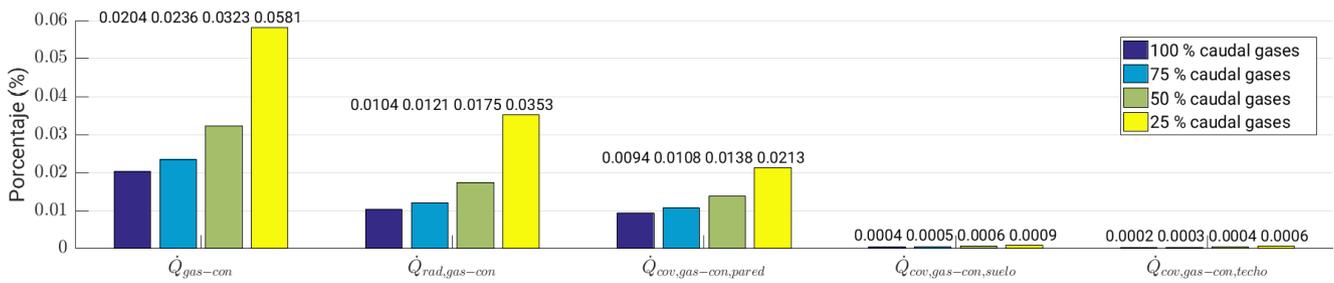
4.2. Contribución de los Procesos Físicos en la Transferencia de Calor

La figura 7 muestra el porcentaje de flujo de calor de los distintos procesos físicos con respecto al flujo de calor del gas de combustión (\dot{Q}_{gas}) para simulaciones en estacionario de los casos considerados en la sección 4.1, es decir distintos caudales de gas de combustión (100 %, 75 %, 50 % y 25 %). El modelo ha sido discretizado en 15 VCs para cada componente. La figura 7(a) muestra el porcentaje de flujo de calor entre los gases de combustión y sales fundidas ($\dot{Q}_{gas-sal}$). Este está formado por transferencia de calor por convección ($\dot{Q}_{cov,gas-sal}$) y radiación ($\dot{Q}_{rad,gas-sal}$). Los resultados obtenidos son los esperados según el diseño, la eficiencia es próxima al 100 % ya que el recuperador se encuentra adecuadamente aislado con respecto al ambiente, además el área del banco de tubos es mucho mayor que el área del contenedor del recuperador. Al reducir el caudal de gases de combustión, se reduce el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada entre los gases y el banco de tubos, lo que da lugar a que se reduzca la eficiencia global, a su vez la transferencia de calor por radiación aumenta ya que la temperatura de gases de entrada es constante y la transferencia de calor por convección se reduce.

La figura 7(b) muestra la transferencia de calor entre el gas de combustión y el contenedor del recuperador ($\dot{Q}_{gas-con}$), este valor se corresponde con las pérdidas térmicas del recuperador en el estado estacionario. Esta transferencia de calor se descompone en transferencia de calor por radiación con el contenedor ($\dot{Q}_{rad,gas-con}$) y transferencia de calor por convección con las paredes ($\dot{Q}_{cov,gas-con,pared}$), suelo ($\dot{Q}_{cov,gas-con,suelo}$) y techo ($\dot{Q}_{cov,gas-con,techo}$). En general, las pérdidas térmicas pueden ser despreciadas en el estado estacionario con la idea de simplificar el modelo. Dentro de las pérdidas las más significativas se producen por radiación y por convección con las paredes del intercambiador, la contribución de las pérdidas térmicas por convección con suelo y techo son menores debido a la menor

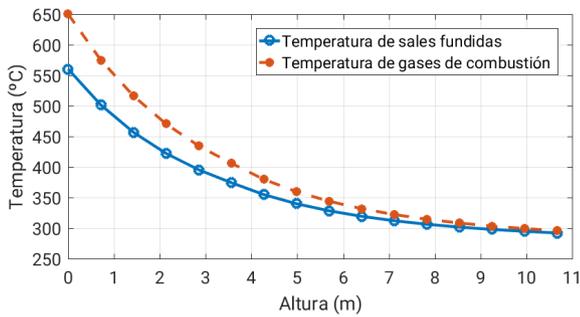


(a) Transferencia de calor gases de combustión - sales fundidas

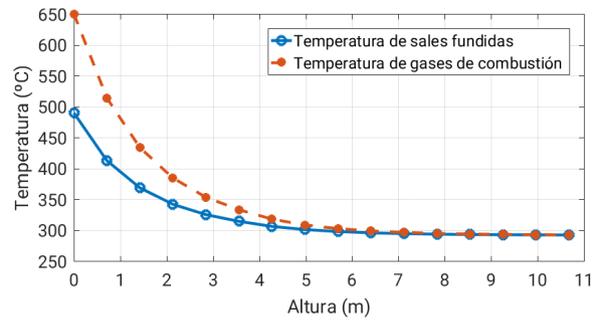


(b) Transferencia de calor gases de combustión - contenedor del recuperador

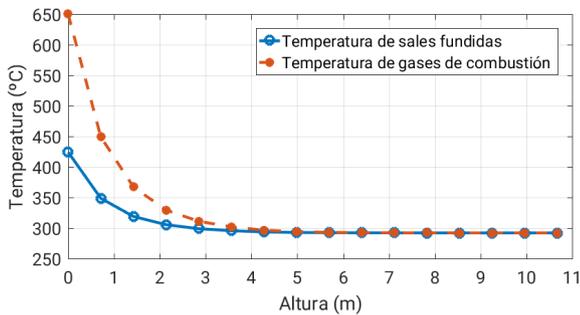
Figura 7: Contribución de los Procesos Físicos en la Transferencia de Calor



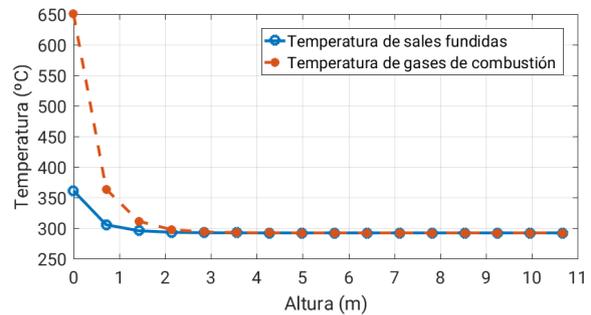
(a) 100 % caudal de gases



(b) 75 % caudal de gases



(c) 50 % caudal de gases



(d) 25 % caudal de gases

Figura 8: Distribución de temperaturas medias en función de la altura del recuperador

área de estas superficies. Al reducir el caudal de gases, manteniendo la temperatura de entrada constante, aumentan ligeramente las pérdidas térmicas debido a que la temperatura del gas es mayor durante todo el recorrido a través del contenedor del recuperador, desde la entrada hasta la salida por las chimeneas, ya que la transferencia de calor con el banco de tubos es menor.

En la figura 8 se muestra la distribución de temperaturas medias de sales fundidas y gases de combustión en función de la altura del recuperador de calor, en estado estacionario y con los distintos caudales de gas de combustión previamente considerados. Cada marcador en las figuras representa una entrada y/o salida de cada uno de los VCs, ya que la simulación considera 15 CVs, en las figuras se pueden observar 16 marcadores.

A la entrada del gas (0 m), su temperatura es su valor nominal (650 °C) y es donde la temperatura de sales alcanza la máxima temperatura, ya que la salida de las sales fundidas se lleva a cabo por la parte inferior del recuperador. Por otro lado, la parte alta (10.68 m) se corresponde con la entrada de sales fundidas al recuperador, cuyo valor nominal es (292 °C), y a la salida de los gases de combustión al ambiente.

4.3. Pérdidas Térmicas en Función de la Temperatura Ambiente y Velocidad del Viento

Como se comentó en la sección anterior, las pérdidas térmicas en condiciones nominales y estado estacionario son bajas y podrían ser despreciadas para simplificar el modelo. Con la idea de acotar qué porcentaje representan las pérdidas térmicas se han llevado a cabo distintas simulaciones variando la temperatura ambiente y la velocidad del viento considerando 15 VCs y condiciones nominales de operación. La figura 9(a) muestra el porcentaje de pérdidas térmicas en función de la temperatura ambiente, mientras que la figura 9(b) muestra las pérdidas en función de la velocidad del viento. Como se puede observar, los resultados son los esperados. Al aumentar la velocidad del viento, aumentan las pérdidas térmicas debido al incremento del coeficiente de transferencia de calor por convección forzada. Al disminuir la temperatura ambiente aumentan las pérdidas térmicas debido al aumento de diferencia de temperatura entre la temperatura ambiente y la temperatura del contenedor del recuperador de calor. Como se muestra en ambas figuras, las pérdidas térmicas continúan siendo despreciables para las condiciones ambientales analizadas.

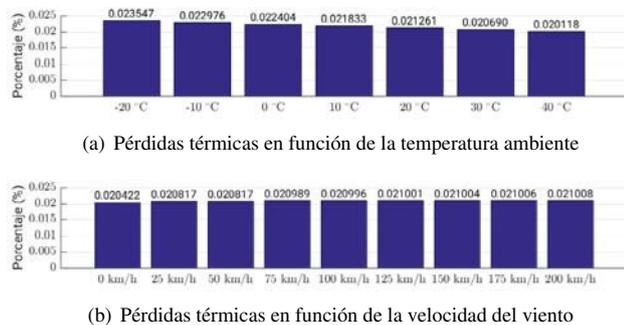


Figura 9: Pérdidas térmicas en función de distintas condiciones ambientales

5. Conclusiones y Futuros Trabajos

En este artículo se ha presentado el modelo dinámico de un recuperador de calor entre gases de combustión y sales fundidas diseñado en el ámbito el proyecto HYSOL, proyecto que aporta configuraciones novedosas para plantas termosolares basadas completamente en energías renovables.

Dentro de los futuros trabajos, el primer objetivo es validar las suposiciones en las que se basa el modelo, simplificarlo si fuera posible, completarlo con correlaciones de transferencia de calor en distintos regímenes tanto para los gases de combustión como para las sales fundidas, calibrar parámetros y validar las dinámicas con datos experimentales del demostrador del proyecto HYSOL en Manchacosol. El modelo dinámico también está siendo utilizado para estudiar el comportamiento transitorio del sistema y para el diseño, prueba y validación de estrategias de control automático avanzado.

Otro objetivo en el que se está trabajando activamente es en el diseño de una estrategia de control que permita un uso eficiente de la energía térmica de almacenamiento de sales fundidas, considerando la configuración HYSOL con campo de captadores cilindroparábolicos y almacenamiento indirecto (aceite térmico como fluido de trabajo y sales fundidas como fluido de almacenamiento), el esquema de control del intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y el de almacenamiento, para carga y descarga, juega un papel fundamental en el rendimiento de la planta. Para poder llevar a cabo pruebas de estrategias de control en simulación considerando la configuración HYSOL, es necesario disponer de modelos dinámicos de campo solar, tanques de almacenamiento, recuperador de calor e intercambiador de calor. Por este motivo y adicionalmente al trabajo de modelado realizado se está trabajando en el modelado de intercambiadores de calor comúnmente utilizados en plantas termosolares (Bonilla et al., 2015b,a) y en estrategias de control para dichos intercambiadores (Roca et al., 2015).

Finalmente, otro objetivo importante es el desarrollo de una herramienta para operación y entrenamiento de operadores del demostrador del proyecto HYSOL, donde el modelo dinámico del recuperador de calor juega un papel fundamental. Dicha herramienta software incluye: el modelo dinámico del demostrador (recuperador de gases, simulador de turbina de gas, etc.), distintas estrategias de control automático y un sistema de Supervisión, Control y Adquisición de Datos (SCADA) (Bonilla et al., 2016), permitiendo tres modos de funcionamiento: simulación, real e híbrido. El modo simulación es útil para estudiar la dinámica del sistema, entrenar operadores de planta y testear nuevas estrategias de control. El modo real permite aplicar las estrategias de control sobre la planta real, mientras que el modo híbrido permite la comparación en tiempo real de medidas experimentales de planta respecto a resultados de simulación y podría ser aplicado, una vez el modelo haya sido validado, para la detección de fallos en la planta real.

English Summary

Dynamic Model of a Molten Salt - Gas Heat Recovery System for a Hybrid Renewable Solar Thermal Power Plant.

Abstract

In this paper, a dynamic model of a molten salt - gas heat recovery system of a demonstrator for a hybrid renewable solar thermal power plant, developed in the scope of the HYSOL project, is presented. This work describes briefly the HYSOL project, its technology, the demonstrator and mainly the developed heat recovery system dynamic model; its steady state has been compared to the expected results from plant design calculations. This paper is completed with dynamic simulations where, the model convergence is studied, the contribution of the different heat transfer processes is analyzed, and the impact of the environment conditions to thermal losses is evaluated.

Keywords:

Thermal storage, Concentrating solar power, Steam turbine, Gas turbine, Modelica.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado con el proyecto HYSOL del Séptimo Programa Marco de la Unión Europea (FP7/2013-2016) según el acuerdo de subvención número 308912.

Referencias

- ACS/Cobra T&I channel, 2015. Proyecto HYSOL.
URL: <https://www.youtube.com/watch?v=i69s5zWkVzM>
- Boerema, N., Morrison, G., Taylor, R., Rosengarten, G., Sep. 2012. Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems. *Solar Energy* 86 (9), 2293–2305.
- Bohtz, C., Gokarn, S., Conte, E., 2013. Integrated Solar Combined Cycles (ISCC) to Meet Renewable Targets and Reduce CO₂ Emissions. In: *Power-Gen Europe*. Vienna, Austria, p. 20.
- Bonilla, J., de la Calle, A., Rodríguez-García, M.-M., Roca, L., Valenzuela, L., 2015a. Experimental Calibration of Heat Transfer and Thermal Losses in a Shell-and-Tube Heat Exchanger. In: *Proc. 11th International Modelica Conference*. Versailles, France, pp. 873–882.
- Bonilla, J., Roca, L., Cerrajero, E., Mirabal, S., Padilla, S., Rocha, A. R., 2016. Operation and Training Tool for a Gas - Molten Salt Heat Recovery Demonstrator Facility. *Procedia Computer Science* 00.
- Bonilla, J., Rodríguez-García, M.-M., Roca, L., Valenzuela, L., 2015b. Object-Oriented Modeling of a Multi-Pass Shell-and-Tube Heat Exchanger and its Application to Performance Evaluation. In: *1st Conference on Modeling, Identification and Control of Nonlinear Systems (MICNON)*. Saint-Petersburg, Russia, pp. 107–112.
- Casella, F., Otter, M., Proelss, K., Richter, C., Tummescheit, H., 2006. The Modelica Fluid and Media library for modeling of incompressible and compressible thermo-fluid pipe networks. In: *Proc. 5th International Modelica Conference*. Vienna, Austria, pp. 631–640.
- Çengel, Y. A., 2006. *Heat Transfer: A Practical Approach* (3rd edition). McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill.
- Consorcio Proyecto HYSOL, 2013. Proyecto HYSOL Website.
URL: <http://www.hysolproject.eu>
- Dassault Systemes, 2015. Dymola 2016 FD01 - Multi-Engineering Modeling and Simulation.
URL: <http://www.dymola.com>
- Dittus, F. W., Boelter, L. M. K., 1930. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering* 2 (1), 443–461.
- Ferri, R., Cammi, A., Mazzei, D., Dec. 2008. Molten salt mixture properties in RELAP5 code for thermodynamic solar applications. *International Journal of Thermal Sciences* 47 (12), 1676–1687.
- Ganapathy, V., 2003. *Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations*. Marcel Dekker, New York.
- Gnielinski, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flow and channel flow. *International Chemical Engineering* 2 (16), 359–368.
- Haaland, S., 1983. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. *Journal of Fluids Engineering* 105 (1), 89–90.
- Idelchik, I. E., 2006. *Handbook of hydraulic resistance* (3rd edition).
- Kawaguchi, K., Okui, K., Kashi, T., 2005. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Finned Tube Banks in Forced Convection (Comparison of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Serrated and Spiral Fins). *Journal of Enhanced Heat Transfer* 12 (1), 1–20.
- Mcbride, B. J., Zehe, M. J., Gordon, S., 2002. NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species (September), 297.
- Miller, D. S., 1984. *Internal Flow Systems* (2nd edition). BHRA Fluid Engineering series. BHRA, Fluid Engineering Centre.
- Modak, A. T., 1978. Radiation from Products of Combustion. *Fire Research* 1, 339–361.
- Modelica Association, 2012. Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling - Language Specification 3.3.
<https://www.modelica.org/libraries/Modelica>.
URL: <http://www.modelica.org/documents>
- Moody, L. F., 1944. Friction factors for pipe flow. *Transactions of the ASME* 66, 671–684.
- National Renewable Energy Laboratory, U. D. o. E., 2009. Solar Advisor Model. Tech. rep.
URL: https://www.nrel.gov/analysis/sam/pdfs/sam_csp_reference_manual_3.0.pdf
- Nir, A., 1991. Heat Transfer and Friction Factor Correlations for Crossflow over Staggered Finned Tube Banks. *Heat Transfer Engineering* 12 (1), 43–58.
- Patankar, S. V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere, Washington, D.C.
- Petukhov, B. S., 1970. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advances in Heat Transfer* 6 (C), 504–564.
- Petzold, L. R., 1983. A description of DASSL: a Differential/Algebraic System Solver. *Scientific Computing*, 65–68.
- Rhie, C. M., Chow, W. L., Nov. 1983. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 21, 1525–1532.
- Richter, C., 2008. Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems. Ph.D. thesis, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Germany.
- Roca, L., Bonilla, J., Rodríguez-García, M.-M., Palenzuela, P., de la Calle, A., Valenzuela, L., 2015. Control strategies in a thermal oil - molten salt heat exchanger. In: *21st SolarPACES Conference*.
- Servert, J., Cerrajero, E., López, D., Yagüe, S., Gutierrez, F., Lasheras, M., Miguel, G. S., 2015. Base Case Analysis of a HYSOL Power Plant. In: *Energy Procedia*. Vol. 69. Beijing, China, pp. 1152–1159.
DOI: 10.1016/j.egypro.2015.03.187
- ThermoFlow Inc., 2015. ThermoFlex - Fully-flexible design and simulation of combined cycles, cogeneration systems, and other thermal power systems.
URL: <http://www.thermoflow.com>
- Weierman, C., 1976. Correlations Ease the Selection of Finned Tubes. *The Oil and Gas Journal* 74 (36), 94–100.
- Wetter, M., 2013. Modelica Buildings Library - A free open-source library for building energy and control systems.
URL: <http://simulationresearch.lbl.gov/modelica>
- Zaversky, F., García-Barberena, J., Sánchez, M., Astrain, D., Jul. 2013. Transient molten salt two-tank thermal storage modeling for CSP performance simulations. *Solar Energy* 93, 294–311.
- Zavoico, A. B., 2001. Solar Power Tower - Design Basis Document. Tech. Rep. July, Sandia National Laboratories, Albuquerque, USA.