

# TESIS DOCTORAL

2018



## SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE CENTRALES TERMOSOLARES DE GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS USANDO UN MODELO CUASIDINÁMICO

MARIO BIENCINTO MURGA

PROGRAMA DE DOCTORADO EN  
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DIRECTORA: MARÍA JOSÉ MONTES PITA

CODIRECTORA: LORETO VALENZUELA GUTIÉRREZ



# TESIS DOCTORAL

2018



## SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE CENTRALES TERMOSOLARES DE GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS USANDO UN MODELO CUASIDINÁMICO

MARIO BIENCINTO MURGA

PROGRAMA DE DOCTORADO EN  
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DIRECTORA: MARÍA JOSÉ MONTES PITA

CODIRECTORA: LORETO VALENZUELA GUTIÉRREZ



*A mi padre*





## PROGRAMA DE DOCTORADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

### E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES

#### **TÍTULO:**

Simulación y optimización de centrales termosolares de generación directa de vapor con captadores cilindroparábolicos usando un modelo cuasidinámico

#### **AUTOR:**

Mario Biencinto Murga

#### **DIRECTORA:**

M<sup>a</sup> José Montes Pita

#### **CODIRECTORA:**

Loreto Valenzuela Gutiérrez

#### **RESUMEN:**

La generación directa de vapor (GDV) en captadores cilindroparábolicos es una de las tecnologías más prometedoras para producción de energía eléctrica de origen renovable. Sin embargo, todavía presenta algunos retos e incertidumbres que deben analizarse en profundidad por medio de herramientas de simulación adecuadas. En esta tesis se define y desarrolla un modelo de simulación cuasidinámico en el software TRNSYS para una central GDV, incluyendo el campo solar y el bloque de potencia, que es capaz de tratar situaciones como arranques, paradas y transitorios solares de forma precisa y con recursos computacionales limitados. Tanto el modelo del campo solar como el del bloque de potencia se han validado con datos reales, bien de una instalación experimental o de una central termosolar comercial. El modelo de central GDV se ha empleado para analizar diversos aspectos operativos que resultan de interés para la tecnología, como la comparación entre el uso de presión fija y presión deslizante para la regulación del vapor

y el impacto de condiciones de radiación solar no homogénea en el campo solar. Por último, se ha llevado a cabo una optimización de centrales GDV mediante el modelo desarrollado, atendiendo a diversos criterios desde un punto de vista tanto técnico como económico e incluyendo distintas opciones de configuración del campo solar y del bloque de potencia.

**PALABRAS CLAVE:**

generación directa de vapor, captador cilindroparabólico, modelo cuasidinámico, central termosolar



## PROGRAMA DE DOCTORADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

### E.T.S. INGENIEROS INDUSTRIALES

#### **ABSTRACT:**

Direct steam generation in parabolic-trough collectors is one of the most promising technologies for electricity production from renewable sources. However, it still presents several challenges and uncertainties that should be analyzed thoroughly by means of suitable simulation tools. In this work a quasi-dynamic simulation model for a direct steam generation solar plant, including the solar field and the power block, is defined and developed in the TRNSYS software, that is able to address dynamic conditions such as start-up, shutdown and solar transients with limited computational resources. Both the solar field and the power block models have been validated with real data, either from an experimental installation or a commercial solar thermal plant. The plant model has been applied to analyse operative issues that are particularly interesting in this technology, such as the comparison between fixed and sliding pressure strategies for the steam regulation and the effect of non-uniform conditions of solar irradiance throughout the solar field. Finally, an optimization of direct steam generation solar plants has been carried out by means of the developed model, regarding several criteria from both technical and economic points of view and including different configurations for the solar field and the power block.

#### **KEYWORDS:**

direct steam generation, parabolic-trough collector, quasi-dynamic model, solar-thermal power plant



## **Agradecimientos**

Esta tesis doctoral es el resultado de varios años de investigación desarrollada entre la Unidad de Sistemas Solares de Concentración del CIEMAT y el Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales de la UNED. Por ello, me gustaría agradecer a todos los que, de una u otra manera, han servido de ayuda en su realización. En primer lugar quería dar las gracias a mis directoras de tesis, María José Montes y Loreto Valenzuela, y a mi compañera del grupo de simulación en el CIEMAT, Lourdes González, por su contribución a este trabajo y su revisión del texto y el contenido. Así mismo, me gustaría agradecer a todos mis compañeros en el CIEMAT-PSA, tanto en Madrid como en la Plataforma Solar de Almería, por sus ánimos, por toda su ayuda y por los buenos momentos que hemos compartido estos años.

Por último, me gustaría dar las gracias a mi familia y amigos, en especial a mi mujer, Donaji, por el apoyo y cariño que me han dado durante todo el tiempo que he dedicado a esta tarea.



## Índice

Presentación y objetivos .....	1
Capítulo 1. La generación directa de vapor en captadores cilindroparábolicos .....	3
1.1 Introducción a las tecnologías de concentración solar .....	3
1.2 Los captadores cilindroparábolicos .....	6
1.3 La generación directa de vapor en captadores cilindroparábolicos.....	10
1.4 El proyecto DISS.....	14
1.5 Proyectos de central termosolar con generación directa de vapor .....	15
1.5.1 El proyecto INDITEP .....	16
1.5.2 El proyecto Puertollano GDV .....	17
1.5.3 El proyecto Real-DISS.....	18
1.5.4 La central Thai Solar Energy .....	19
1.5.5 Centrales GDV con otras tecnologías de concentración solar .....	20
1.6 Modelos de simulación existentes para generación directa de vapor.....	21
Capítulo 2. Modelo de lazo de captadores cilindroparábolicos para generación directa de vapor.....	25
2.1 Entorno de simulación y componentes utilizados .....	25
2.2 Modelo térmico del captador cilindroparábolicos .....	26
2.3 Modelo térmico de la tubería .....	34
2.4 Modelo hidráulico .....	39
2.5 Modelo de elementos auxiliares .....	43
2.5.1 Modelo del inyector .....	43
2.5.2 Modelo del separador agua-vapor.....	44
2.5.3 Modelo del controlador de caudal.....	46
2.6 Validación del modelo de lazo de captadores .....	50
2.6.1 Validación del modo un-solo-paso .....	52

2.6.2	Validación de la inyección en el último captador .....	60
2.6.3	Validación del modo de recirculación .....	65
2.7	Conclusiones del capítulo.....	72
Capítulo 3.	Modelo de bloque de potencia para centrales de generación directa de vapor.....	73
3.1	Esquema general del bloque de potencia y método de análisis.....	73
3.2	Implementación del método de Spencer-Cotton-Cannon .....	76
3.3	Análisis del bloque de potencia en condiciones de diseño.....	81
3.4	Análisis del bloque de potencia a cargas parciales .....	90
3.5	Curva de arranque y consumos por bombeo .....	98
3.6	Validación del modelo de bloque de potencia .....	100
3.7	Conclusiones del capítulo.....	107
Capítulo 4.	Modelo de central de generación directa de vapor y análisis de aspectos operativos.....	109
4.1	Descripción y modelo de central de generación directa de vapor.....	109
4.1.1	Modelo del campo solar de la central GDV.....	113
4.1.2	Modelo del bloque de potencia de la central GDV .....	118
4.2	Análisis del efecto del uso de presión deslizante frente a presión fija.....	120
4.2.1	Estrategias de operación del bloque de potencia a carga parcial .....	120
4.2.2	Regulación de la presión en el campo solar.....	122
4.2.3	Resultados de la comparación.....	124
4.3	Análisis del efecto de condiciones de radiación no homogéneas en el campo solar.....	135
4.3.1	Modelos de simulación .....	136
4.3.2	Datos meteorológicos utilizados .....	140
4.3.3	Resultados para días de referencia.....	142
4.3.4	Incertidumbre asociada a modelos con un valor medio de radiación .....	151
4.4	Conclusiones del capítulo.....	153
Capítulo 5.	Optimización tecno-económica de centrales de generación directa de vapor.....	157
5.1	Variación de las condiciones de presión y temperatura del vapor .....	158

---

5.1.1	Análisis preliminar del bloque de potencia en condiciones nominales .....	159
5.1.2	Análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales.....	162
5.1.3	Resultados anuales para el modo un-solo-paso .....	168
5.1.4	Análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales y determinación de la posición del separador .....	176
5.1.5	Resultados anuales para el modo recirculación .....	181
5.2	Variación del número de captadores en cada lazo .....	192
5.2.1	Análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales.....	192
5.2.2	Resultados anuales para el modo un-solo-paso .....	194
5.2.3	Análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales y posición del separador.....	198
5.2.4	Resultados anuales para el modo recirculación .....	201
5.3	Variación del número de extracciones en turbinas sin recalentamiento .....	204
5.3.1	Análisis preliminar del bloque de potencia en condiciones nominales .....	205
5.3.2	Resultados anuales de rendimiento .....	208
5.3.3	Análisis económico del número óptimo de extracciones.....	212
5.4	Análisis del uso de turbinas con recalentamiento en centrales GDV.....	216
5.4.1	Uso de recalentamiento interno .....	218
5.4.2	Uso de recalentamiento directo.....	229
5.5	Variación del tamaño del campo solar .....	244
5.5.1	Resultados anuales de producción eléctrica y rendimiento .....	245
5.5.2	Análisis económico del tamaño óptimo del campo .....	250
5.6	Conclusiones del capítulo.....	254
Capítulo 6.	Conclusiones y trabajos futuros .....	257
Referencias.....		265
Anexo.	Expresiones complementarias utilizadas en el modelo del bloque de potencia..	277
Lista de figuras.....		283
Lista de tablas .....		295



## Símbolos y abreviaciones

<i>Símbolo</i>	<i>Descripción</i>	<i>Unidad</i>
<i>A</i>	Área de una superficie	m <sup>2</sup>
<i>Bo</i>	Número de ebullición	-
<i>C</i>	Tasa de variación de la capacidad calorífica por unidad de tiempo	W/K
<i>Co</i>	Número de convección	-
<i>c<sub>p</sub></i>	Calor específico a presión constante	J/(kg·K)
<i>C<sub>r</sub></i>	Relación entre las tasas de capacidad calorífica en un intercambiador	-
<i>D</i>	Diámetro	m
<i>E</i>	Irradiancia solar	W/m <sup>2</sup>
<i>e<sub>mo</sub></i>	Parámetro de forma en la curva de rendimiento de bombas	-
<i>f</i>	Factor de fricción de Fanning	-
<i>F</i>	Factor de proporcionalidad	-
<i>Fr</i>	Número de Froude	-
<i>g</i>	Gravedad estándar (9,81)	m/s <sup>2</sup>
<i>G</i>	Caudal másico por unidad de superficie	kg/(m <sup>2</sup> s)
<i>Gr</i>	Número de Grashof	-
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor	W/(m <sup>2</sup> ·K)
<i>i</i>	Entalpía específica	J/kg
$\bar{i}$	Entalpía específica media	J/kg
<i>k</i>	Conductividad térmica; factor de cobertura para la incertidumbre expandida	W/(m·K) ; -
<i>K</i>	Coste	€
<i>K(θ)</i>	Modificador por ángulo de incidencia	-
<i>K<sub>I</sub></i>	Ganancia integral del controlador de presión	-
<i>K<sub>P</sub></i>	Ganancia proporcional del controlador de caudal o presión	kg/(m <sup>3</sup> s) ; -
<i>L</i>	Longitud	m
<i>m</i>	Masa	kg
$\dot{m}$	Caudal másico	kg/s
<i>n</i>	Coefficiente de calentamiento o n° de extracciones de turbina; período de depreciación	- ; a
<i>N</i>	Número de elementos	-
<i>Nu</i>	Número de Nusselt	-
<i>p</i>	Presión	Pa
<i>Pr</i>	Número de Prandtl	-

$Q$	Energía térmica	J
$\dot{Q}$	Potencia térmica	W
$r$	Tipo de interés efectivo o tasa anual	-
$R$	Radio, anchura o distancia entre filas; tasa de recirculación	m ; -
$Re$	Número de Reynolds	-
$s$	Entropía específica	J/(kg·K)
$t$	Tiempo	s
$T ; \dot{T}$	Temperatura	°C ; K
$\bar{T} ; \dot{\bar{T}}$	Temperatura media	°C ; K
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$U(W)$	Incertidumbre expandida en la predicción de producción eléctrica	kWh
$v$	Velocidad del fluido	m/s
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$w$	Trabajo específico	J/kg
$W$	Energía eléctrica	kWh
$\dot{W}$	Potencia eléctrica	W
$We$	Número de Weber	-
$\dot{x}$	Título de vapor	-
$z$	Altura	m

### ***Letras griegas***

$\alpha$	Proporción de caudal extraído de la turbina	-
$\beta$	Ángulo de seguimiento del captador solar; coeficiente de dilatación térmica	° ; K <sup>-1</sup>
$\delta$	Espesor del aislamiento o rugosidad interna de la tubería	m
$\Delta$	Diferencia, variación o incremento	-
$\varepsilon$	Emisividad de la superficie exterior del aislante	-
$\varepsilon$	Fracción de vacío o efectividad de un intercambiador	-
$\eta$	Rendimiento o eficiencia	-
$\theta$	Ángulo de incidencia de los rayos solares	°
$\mu$	Viscosidad dinámica	kg/(m·s)
$\xi$	Coefficiente de pérdida de carga para codos de 90°	-
$\rho$	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $5,6704 \cdot 10^{-8}$ )	W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )
$\sigma$	Tensión superficial entre líquido y vapor	N/m

### ***Abreviaturas en subíndices***

$0$	Valor pico, de base o inicial
$1p$	Relativo a estado monofásico

<i>2p</i>	Relativo a estado bifásico
$\infty$	Valor para $t \rightarrow \infty$ si se mantienen las mismas condiciones
<i>abs</i>	Relativo a potencia absorbida o al tubo absorbente del receptor
<i>acc</i>	Relativo a los accesorios del circuito
<i>amb</i>	Relativo al ambiente
<i>b</i>	Relativo a la irradiancia solar directa
<i>bef_inj</i>	Antes de la válvula de inyección en un lazo de captadores
<i>cond</i>	Relativo al condensador o a la zona de condensación del intercambiador
<i>cool</i>	Relativo al sistema de refrigeración del bloque de potencia
<i>corr</i>	Relativo a las correcciones de rendimiento de la turbina
<i>dea</i>	Relativo al desgasificador del bloque de potencia
<i>desup</i>	Relativo a la zona de sobrecalentamiento del intercambiador
<i>dist</i>	Relativo a las tuberías de distribución del campo solar
<i>e</i>	Relativo a la energía o potencia eléctrica
<i>eng</i>	Relativo a los costes de ingeniería, construcción y contingencias
<i>evap</i>	Relativo a la zona de evaporación del lazo de captadores
<i>exh_loss</i>	Relativo a las pérdidas de escape de una turbina de vapor
<i>ext</i>	Relativo a las extracciones de una turbina de vapor
<i>fb</i>	Relativo al control por realimentación o feedback
<i>ff</i>	Relativo al control de adelanto o feedforward
<i>g</i>	Relativo a la fase gaseosa o vapor
<i>gener</i>	Relativo al generador eléctrico
<i>in</i>	Relativo a la entrada
<i>inj</i>	Relativo a la válvula de inyección del lazo de captadores
<i>insul</i>	Relativo al aislamiento térmico de las tuberías
<i>insurance</i>	Relativo a la tasa del seguro anual de una central
<i>invest</i>	Relativo al coste de inversión
<i>l</i>	Relativo a la fase líquida
<i>land</i>	Relativo al terreno donde se construye la central
<i>last</i>	Relativo al último captador de un lazo de captadores
<i>loop</i>	Relativo al lazo de captadores
<i>max</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>ml</i>	Media logarítmica
<i>old</i>	Relativo al paso temporal anterior
<i>opt</i>	Relativo a pérdidas ópticas
<i>out</i>	Relativo a la salida
<i>part</i>	Relativo a la operación a carga parcial
<i>preh</i>	Relativo al precalentamiento del agua de alimentación
<i>pump</i>	Relativo a las bombas o al bombeo del fluido
<i>rad</i>	Relativo a radiación
<i>recirc</i>	Relativo a la recirculación
<i>ref</i>	Valor de referencia, de diseño o de consigna

<i>s</i>	Relativo al rendimiento isoentrópico
<i>sat</i>	Relativo a la saturación del fluido
<i>sep</i>	Relativo al separador agua-vapor
<i>sh</i>	Relativo a la sombra entre filas de captadores
<i>start</i>	Relativo al arranque de la central
<i>stop</i>	Relativo a la parada de la central
<i>sub</i>	Relativo a la zona de subenfriamiento del intercambiador
<i>sup</i>	Relativo a la zona de sobrecalentamiento del lazo de captadores
<i>th</i>	Relativo a la energía o potencia térmica
<i>turb</i>	Relativo a la turbina
<i>u</i>	Relativo al valor útil de una magnitud

### ***Acrónimos***

AP	Cuerpo de Alta Presión de la turbina de vapor
BOP	<i>Balance Of Plant</i> , Sistemas de una central no incluidos en el campo solar o en el tren de potencia
BP	Cuerpo de Baja Presión de la turbina de vapor
CPC	<i>Compound Parabolic Concentrator</i> , Concentrador parabólico compuesto
CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i> , Dinámica de fluidos computacional
CRF	<i>Capital Recovery Factor</i> , Factor de recuperación del capital
DCA	<i>Drain Cooling Approach</i> , Diferencia de temperatura entre la salida del vapor subenfriado y la entrada de agua fría
DISS	<i>Direct Solar Steam</i> , Instalación de ensayos GDV en la PSA y proyecto asociado
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i> , Irradiancia solar normal directa
ELEP	<i>Expansion Line End Point</i> , Punto final de la línea de expansión de una turbina
ET	Captador solar EuroTrough
FWH	<i>Feed-Water Heater</i> , Precalentador del agua de alimentación
GDV	Generación Directa de Vapor
HX	<i>Heat eXchanger</i> , Intercambiador de calor
ISCC	<i>Integrated Solar Combined Cycle</i> , Ciclo combinado solar integrado
LCoE	<i>Levelized Cost of Electricity</i> , Coste normalizado de la electricidad
LS	Captador solar de la empresa <i>Luz System</i>
NE	<i>North-East</i> , Subcampo solar Noreste
NTU	<i>Number of Transfer Units</i> , Número de unidades de transferencia
NW	<i>North-West</i> , Subcampo solar Noroeste
O&M	Operación y mantenimiento
PB	<i>Power Block</i> , Bloque de potencia
PCM	<i>Phase Change Material</i> , Material de cambio de fase
PI	Mecanismo de control Proporcional-Integral
PSA	Plataforma Solar de Almería

SCC	Método de <i>Spencer-Cotton-Cannon</i> para determinar el rendimiento de turbinas y generadores en ciclos de vapor
SE	<i>South-East</i> , Subcampo solar Sudeste
SEGS	<i>Solar Energy Generating Systems</i> , Centrales pioneras de generación termosolar en el desierto de Mojave, California
SF	<i>Solar Field</i> , Campo solar
SHIP	<i>Solar Heat for Industrial Processes</i> , Calor solar para procesos industriales
SM	<i>Solar Multiple</i> , Múltiplo solar
SW	<i>South-West</i> , Subcampo solar Sudoeste
TSE-1	<i>Thai Solar Energy-1</i> , Primera central GDV con captadores cilindroparabólicos en operación comercial
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i> , Año meteorológico típico
TTD	<i>Terminal Temperature Difference</i> , Diferencia de temperatura terminal
UEEP	<i>Used Energy End Point</i> , Punto final de la energía utilizada en una turbina



## Presentación y objetivos

Las necesidades energéticas y los retos medioambientales planteados por el cambio climático hacen que las energías renovables se postulen como una de las opciones más prometedoras para satisfacer la demanda mundial de energía en un futuro cercano. Los sistemas termosolares de concentración, dadas sus características de gestionabilidad y facilidad de integración con otras fuentes de energía, pueden tener un papel muy importante en esa transición energética.

Dentro de las tecnologías termosolares, la generación directa de vapor (GDV) en captadores cilindroparabólicos puede ser una opción limpia y eficiente en un futuro próximo. Sin embargo, esta tecnología presenta todavía algunos retos e incertidumbres que deben analizarse en profundidad. Para ello, a pesar de que muchas de estas cuestiones han podido ser estudiadas experimentalmente tanto en instalaciones de ensayo (**Zarza et al., 2004**) como en centrales comerciales (**Krüger et al., 2012**), es necesario disponer de herramientas de simulación precisas y rápidas que sean capaces de analizar y optimizar nuevas soluciones con esta tecnología.

Con el fin de aprovechar mejor las ventajas de la tecnología GDV, en los últimos años se han planteado y estudiado varios esquemas de configuración para el lazo de captadores y para el campo solar. También existen varias propuestas en cuanto a la integración del campo solar y el bloque de potencia. Sin embargo, todavía no se han optimizado convenientemente los parámetros y configuración de una central GDV considerando todos los subsistemas y teniendo en cuenta el efecto de condiciones transitorias en la producción final. En ese sentido, aunque hay estudios anteriores sobre la optimización de centrales GDV, se centran en sistemas individuales o presentan un enfoque estacionario.

Los objetivos de esta tesis doctoral son desarrollar una herramienta de simulación y optimizar el diseño de centrales GDV, analizando diversos aspectos de la operación y considerando distintas configuraciones desde un punto de vista tecno-económico. Para ello se definirá e implementará un modelo cuasidinámico que simule el comportamiento de centrales termosolares de GDV en captadores cilindroparabólicos. Fundamentalmente, el modelo de central constará de un campo solar formado por lazos de captadores solares y un bloque de potencia basado en un ciclo Rankine de vapor. Este modelo se validará con datos experimentales de instalaciones reales tanto para el lazo de captadores como para el bloque de potencia. La integración de estos sistemas en un modelo flexible y versátil permitirá abordar el análisis de distintos aspectos operativos de las centrales de generación

directa de vapor, así como optimizar su diseño con criterios tanto técnicos como económicos.

# Capítulo 1. La generación directa de vapor en captadores cilindroparabólicos

En este capítulo se describen las principales tecnologías de concentración solar térmica, con especial énfasis en la tecnología de captadores cilindroparabólicos y, en particular, en la generación directa de vapor con estos sistemas. También se definen algunos conceptos relacionados con las tecnologías de concentración que serán de utilidad en el resto de la tesis. A continuación se repasan los proyectos de centrales termosolares que se basan en la generación directa de vapor, tanto con fines de investigación como para generación comercial de electricidad. Finalmente, se realiza una revisión bibliográfica sobre los modelos y herramientas software para generación directa de vapor, así como los principales estudios teóricos relacionados con la optimización de este tipo de centrales.

## ***1.1 Introducción a las tecnologías de concentración solar***

La radiación térmica emitida por el Sol posee un gran contenido exergético al ser el resultado de procesos que tienen lugar en la superficie solar a temperaturas muy elevadas (5777 K), presentando valores de irradiancia alrededor de 63 MW/m<sup>2</sup>. Sin embargo, la calidad termodinámica de la radiación solar se ve disminuida drásticamente debido a la geometría astronómica y a la atenuación atmosférica, llegando a la superficie terrestre con un flujo de energía en torno a 1 kW/m<sup>2</sup> (**Fernández-García et al., 2010**). La concentración de la radiación solar incidente permite recuperar parte de ese contenido exergético aumentando la potencia por unidad de superficie. Con ello pueden conseguirse mayores temperaturas y, por tanto, mayor capacidad de convertir la energía solar en trabajo.

Las tecnologías de concentración solar usan una combinación de espejos o lentes para concentrar la radiación solar directa y así producir energía útil, ya sea en forma de calor, electricidad o combustible. En los sistemas termosolares de concentración, los rayos solares se transforman en energía térmica por medio de espejos que concentran la radiación solar directa en un foco. Según la geometría del foco, estos sistemas pueden clasificarse en sistemas de foco puntual, en los que la radiación solar es concentrada en un punto (como los sistemas de receptor central y los discos parabólicos), y sistemas de foco lineal, en los que la radiación solar es concentrada en un eje (como los captadores cilindroparabólicos y los captadores lineales Fresnel). Un parámetro importante para caracterizar estos sistemas es la razón de concentración geométrica, que se define como el cociente entre las áreas de captación neta del concentrador solar y del receptor.

Una de las ventajas más interesantes de los sistemas termosolares de concentración es su facilidad de integración con sistemas de almacenamiento térmico o de hibridación con combustibles fósiles. Esto hace que la energía generada mediante sistemas termosolares permita una gran gestionabilidad, es decir, que sea capaz de adaptar su producción a las necesidades de la demanda eléctrica.

Las principales tecnologías de concentración termosolar, representadas en la Fig. 1, se describen a continuación:

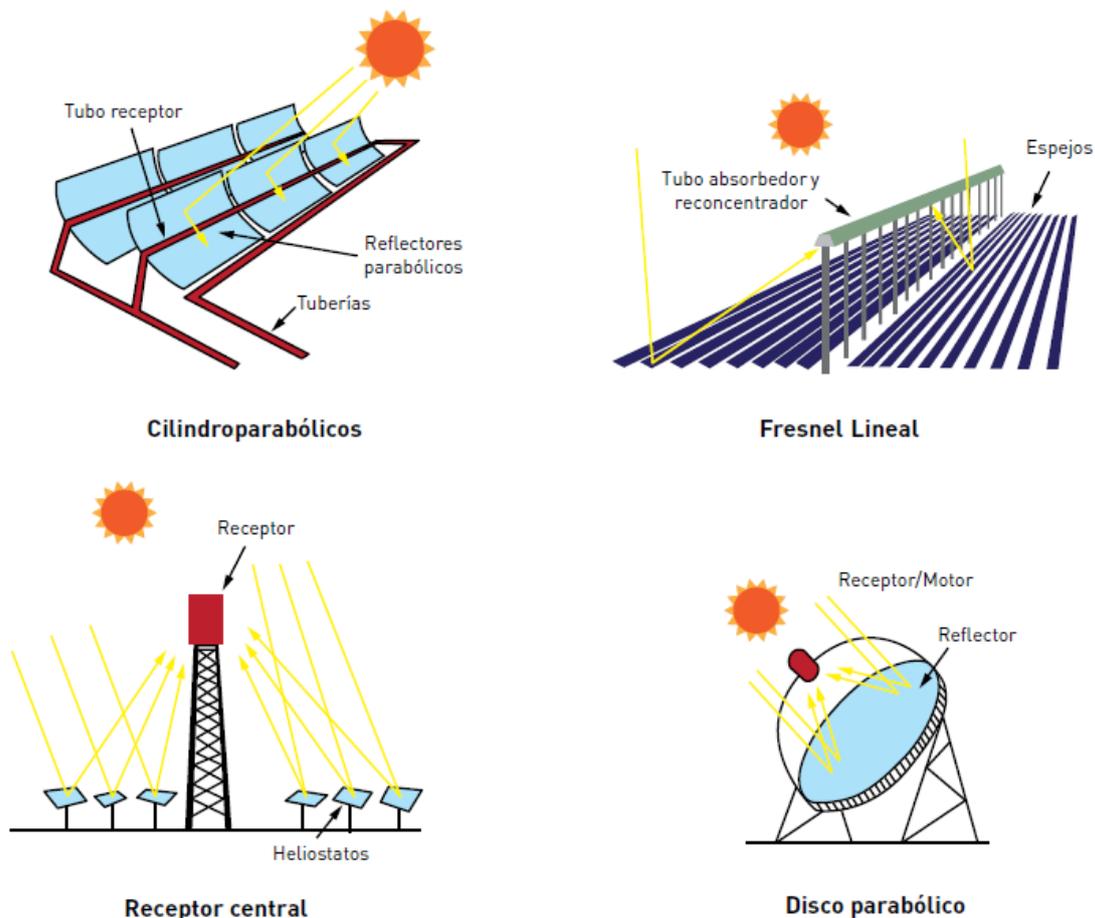


Figura 1. Principales tecnologías de concentración termosolar (Fuente: Romero-Álvarez y Zarza, 2007)

- **Captadores cilindroparabólicos:** son captadores de foco lineal que concentran la radiación solar directa por medio de una superficie reflectante cilíndrica de sección parabólica que hace seguimiento solar en un eje. La energía reflejada se concentra en un receptor tubular, situado en la línea focal de la parábola, por el que circula el fluido de transferencia de calor, transformando así la radiación solar en energía térmica. Los captadores cilindroparabólicos presentan razones de concentración típicas entre 30 y 100.

- **Captadores lineales Fresnel:** son captadores solares que utilizan reflectores planos o ligeramente curvados, formados por segmentos longitudinales de ejes paralelos y orientables individualmente, simulando entre todos ellos una superficie parabólica con la línea focal en el receptor donde se concentra la radiación solar. El receptor puede ser de tipo multitubo en una cavidad trapezoidal, o de tipo monotubo, en cuyo caso suele estar provisto de un reflector secundario de tipo CPC (Compound Parabolic Concentrator). El valor global de la razón de concentración geométrica suele estar entre 10 y 130.
- **Sistemas de torre o de receptor central:** usan un conjunto de reflectores con seguimiento solar en dos ejes, llamados heliostatos, para concentrar la radiación solar en un punto focal situado en la parte superior de una torre, donde se encuentra el receptor. Un medio de transferencia de calor en este receptor central absorbe la radiación altamente concentrada reflejada por los heliostatos y la convierte en energía térmica. En los sistemas de receptor central, la razón de concentración suele ser bastante elevada (de 100 a 1000).
- **Discos parabólicos:** usan un reflector en forma de paraboloide de revolución para concentrar la radiación solar en un receptor situado en el punto focal del disco. Son pequeñas unidades independientes cuyo receptor normalmente se acopla a un pequeño motor Stirling o una microturbina, y su razón de concentración suele ser muy alta (de 300 a 3000).

La tecnología más extendida es la de captadores cilindroparabólicos, debido básicamente a su menor riesgo tecnológico al ser la única en operación comercial desde los años ochenta. Existen más de 4600 MW<sub>e</sub> instalados y en operación en el mundo (**SolarPACES, 2017**), lo cual permite considerarla una tecnología con madurez industrial.

Las centrales de torre presentan mayor incertidumbre en cuanto a funcionamiento a largo plazo de los componentes y costes. Sin embargo, dado su alto rendimiento y temperaturas de operación, están viviendo actualmente un gran impulso comercial, con alrededor de 630 MW<sub>e</sub> operativos y otros 780 MW<sub>e</sub> en construcción (**SolarPACES, 2017**).

Los captadores lineales Fresnel han tenido hasta ahora una baja presencia mundial en centrales de generación eléctrica, unos 160 MW<sub>e</sub> en operación (**SolarPACES, 2017**), fundamentalmente porque presentan un rendimiento menor que el resto de tecnologías. No obstante, su simplicidad y el bajo coste de sus componentes permiten aventurar buenas perspectivas futuras de implantación, sobre todo en aplicaciones industriales.

Finalmente, la tecnología de discos parabólicos, a pesar de ser la que alcanza teóricamente un mayor rendimiento, cuenta con una cantidad muy pequeña de instalaciones debido principalmente a los problemas de mantenimiento y fiabilidad que presentan los motores Stirling, a su elevado coste y a la dificultad de integración con sistemas de almacenamiento.

## 1.2 Los captadores cilindroparábolicos

Los captadores cilindroparábolicos son aquellos cuyo sistema de concentración tiene la sección transversal de una parábola y un foco lineal en el que se sitúa el tubo receptor. La parábola es el lugar geométrico de los puntos de un plano que equidistan de una recta llamada directriz y de un punto exterior a ella llamado foco. Una propiedad muy interesante de la parábola es que los rayos que inciden sobre ella en dirección perpendicular a su recta directriz se reflejan en el foco (Fig. 2). Por tanto, para dirigir y concentrar la radiación solar el captador cilindroparábólico debe seguir continuamente la posición aparente del Sol desde el amanecer hasta el anochecer, de forma que los rayos solares queden siempre perpendiculares a su directriz.

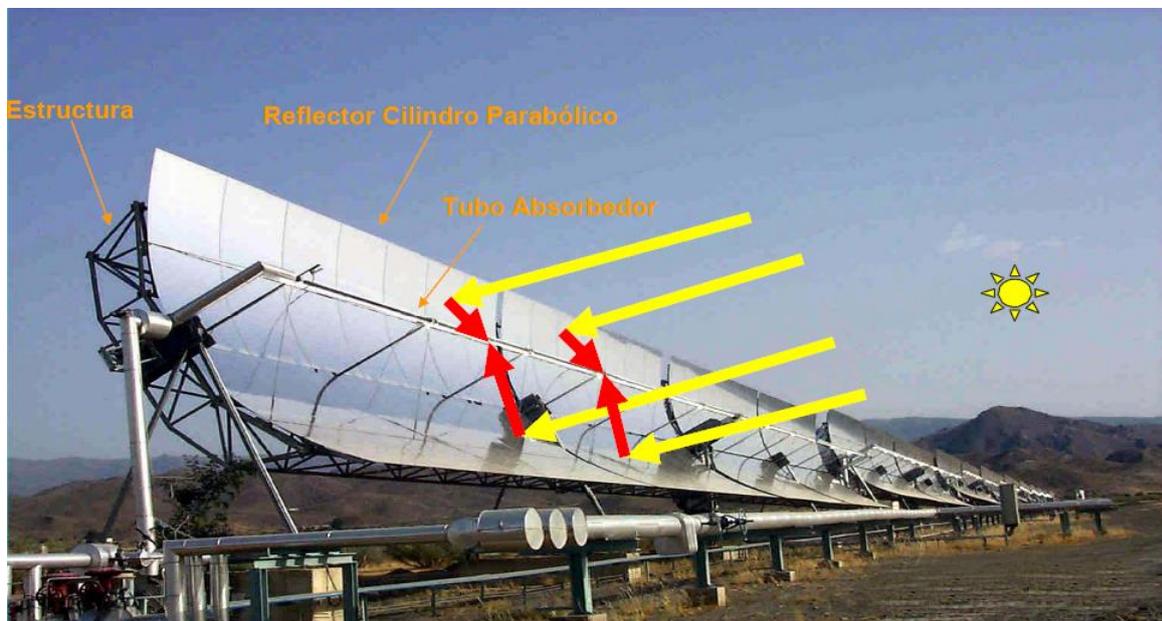


Figura 2. Captador cilindroparábólico (Fuente: CIEMAT, 2011)

En los captadores cilindroparábolicos de gran tamaño el seguimiento se hace solo en un eje, por lo que existe un ángulo entre la dirección de los rayos solares y la normal al plano de apertura del captador, llamado *ángulo de incidencia* (ver Fig. 3). Habitualmente el eje de rotación se orienta con la dirección Norte-Sur, ya que suele captar una mayor cantidad de energía anual, aunque es posible cualquier otra orientación (CIEMAT, 2011).

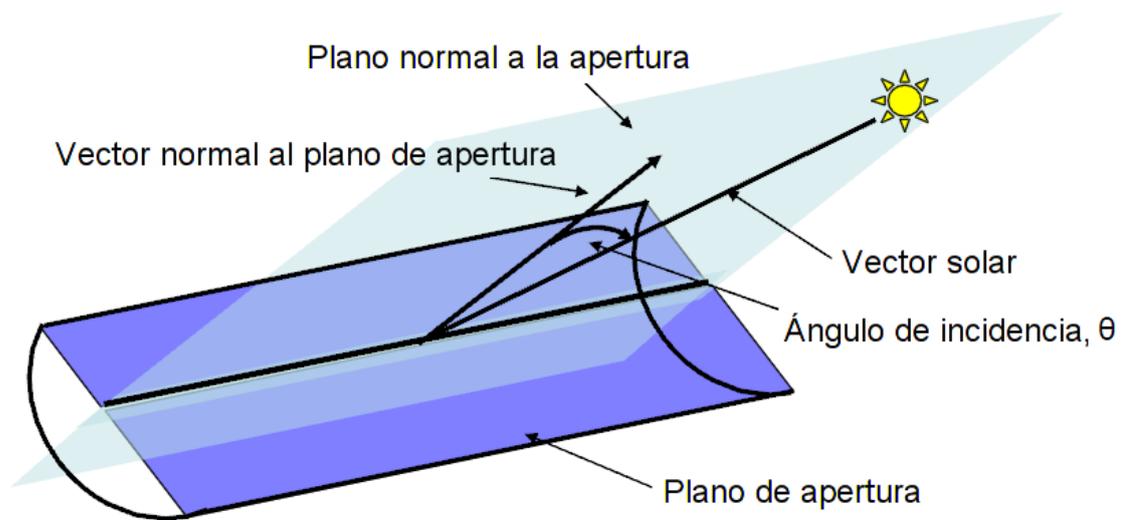


Figura 3. Ángulo de incidencia en un captador cilindroparabólico (Fuente: CIEMAT, 2011)

En general, se considera al captador cilindroparabólico como la unidad de los elementos de captación solar y transferencia de energía térmica al fluido caloportador. Los principales componentes de un captador cilindroparabólico son los siguientes:

- **Reflector cilindroparabólico:** es la parte concentradora del captador y su función es reflejar la radiación solar directa que incide sobre él y proyectarla de forma concentrada sobre el tubo absorbedor situado en la línea focal de la parábola. Los reflectores son básicamente espejos fabricados mediante películas finas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. Los medios soportes más utilizados para la película reflectante son: chapa metálica, plástico o vidrio de diferentes espesores.
- **Tubo absorbedor o receptor:** es el elemento encargado de convertir la radiación solar concentrada en energía térmica absorbida por el fluido de transferencia de calor. Es uno de los componentes fundamentales del captador, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del mismo. El tubo absorbedor está sujeto en el foco de la parábola mediante unas piezas de la estructura llamados brazos soporte, y consta en realidad de dos tubos concéntricos, unidos entre sí por los extremos: uno interior metálico, por el que circula el fluido a calentar, y otro exterior de vidrio. El tubo metálico suele ser de acero inoxidable o acero al carbono y está recubierto de una pintura de elevada absorptancia. Para temperaturas superiores a 300 °C se utilizan recubrimientos selectivos del tipo “cermet”, que consiguen una absorptancia superior al 95% y una emitancia en el espectro infrarrojo del orden del 15% o incluso inferior, lo cual permite alcanzar un alto rendimiento térmico. Sin embargo, estos recubrimientos se degradan rápidamente en contacto con aire, por lo que el espacio entre el tubo metálico y el de vidrio debe mantenerse en atmósfera de vacío o rellenarse con un gas noble. Como es necesario sellar el conjunto y que el interior permanezca estanco, se

realiza una soldadura vidrio-metal colocando en los extremos unos dilatadores o fuelles para absorber dilataciones. La existencia de vacío entre ambos tubos permite reducir las pérdidas térmicas por convección y proteger al recubrimiento selectivo del tubo interior metálico.

- **Sistema de accionamiento y seguimiento solar:** su función es ir variando la posición del captador a lo largo del día según la posición aparente del Sol en el cielo, de manera que se consiga concentrar sobre el tubo absorbedor la radiación solar directa. El sistema de seguimiento solar consta de una unidad motriz que gira el captador alrededor de su eje y de un control local que determina el ángulo y el sentido del giro de acuerdo con la posición solar. Los captadores de tamaño pequeño o mediano suelen utilizar unidades motrices mecánicas, mientras que los de gran tamaño requieren unidades motrices más potentes y suelen tener unidades de tipo hidráulico. Por otra parte, el control local puede hacerse bien en bucle cerrado, mediante sensores que detectan la radiación solar, o bien en bucle abierto, mediante algoritmos que calculan con precisión las coordenadas del Sol con respecto al captador.
- **Estructura soporte:** su misión es la de dar rigidez al conjunto de elementos que componen el captador, a la vez que actúa de interfase con la cimentación. El diseño de la estructura de un captador cilindroparábólico viene marcado por el pandeo máximo admisible debido a las cargas gravitatorias y por su rigidez a la torsión cuando está sometido a cargas de viento. Los captadores desarrollados hasta el momento usan estructuras metálicas, aunque en los últimos años se están investigando otros materiales como fibra de vidrio, materiales de base plástica o incluso madera tratada. Principalmente existen dos técnicas para la configuración de la estructura soporte de la parábola: la estructura espacial y la de tubo soporte central o “torque tube”.
- **Conexiones entre captadores adyacentes:** los elementos de unión entre tubos absorbedores de captadores adyacentes deben permitir una libertad total de movimiento entre captadores, absorber las dilataciones térmicas y resistir las condiciones de presión y temperatura existentes. Estas conexiones también sirven para unir los tubos absorbedores a las tuberías fijas del campo solar. Pueden ser de dos tipos: conductos flexibles y juntas rotativas. El número de conexiones a emplear dependerá de la longitud del captador, de las dilataciones a compensar y de las condiciones de presión y temperatura. También es posible una combinación de ambos tipos de conexión.

Por otra parte, para el diseño y modelizado de centrales termosolares el captador cilindroparábólico puede caracterizarse de forma general mediante una serie de parámetros básicos, entre los que destacan los siguientes:

- **Parámetros geométricos:** área de captación neta de los reflectores, distancia focal de la parábola, ancho de apertura, ángulo de aceptación del concentrador (ángulo máximo que pueden formar dos rayos que se propagan en un plano transversal a la apertura de manera que intercepten el tubo receptor tras reflejarse), longitud del tubo receptor,

diámetros interior y exterior del tubo receptor y rugosidad de la superficie interna del mismo.

- **Parámetros ópticos:** reflectancia de los espejos, transmitancia de la cubierta de vidrio del receptor, absorptancia del recubrimiento del tubo absorbedor y factor de interceptación (que incluye pérdidas debidas a imperfecciones de los espejos, errores de posicionamiento y de alineación del tubo receptor, torsiones y pandeos del captador, bloqueos por soportes, etc.). Estos parámetros pueden resumirse mediante un valor global de rendimiento óptico pico, que sería el producto de los cuatro valores anteriores, medido para condiciones de incidencia normal a la apertura del captador. Por otro lado, todos los efectos ópticos asociados a la inclinación de los rayos solares suelen englobarse en el modificador por ángulo de incidencia, que relaciona el rendimiento óptico para un ángulo de incidencia determinado con el rendimiento óptico para incidencia normal.
- **Parámetros térmicos:** emitancia del recubrimiento del tubo receptor, coeficientes de pérdidas térmicas y dependencia de esos coeficientes con la temperatura. El comportamiento térmico del captador puede describirse también mediante una expresión que calcula el valor de pérdidas térmicas por unidad de longitud del receptor en función de la diferencia de temperatura entre el fluido o el receptor y el ambiente.

Las primeras centrales de generación eléctrica con captadores cilindroparábolicos fueron las centrales SEGS-I a IX en el desierto de Mojave, California, con tecnología de la empresa Luz International Ltd (**Fernández-García et al., 2010**). Las centrales SEGS siguen actualmente operativas y han servido para demostrar la viabilidad técnica y económica de esta tecnología de concentración solar. Los captadores desarrollados por Luz representan la referencia en esta tecnología: el LS-2 (Luz System 2), utilizado en las primeras centrales SEGS, tiene una estructura basada en el tubo soporte central, una longitud de 49 m y un ancho de apertura de 5 m; y el LS-3, utilizado en las SEGS VII-IX, presenta una estructura soporte de tipo espacial y tiene 99 m de longitud y 5,76 m de ancho de apertura.

Basándose en la experiencia adquirida con los captadores Luz, el consorcio europeo EuroTrough desarrolló un nuevo diseño de captador con una estructura en caja (también llamada “torque box”), realizada mediante perfiles metálicos, que consigue integrar la rigidez a torsión del tubo central y el menor contenido de acero del diseño espacial (**Geyer et al., 2002**). El diseño EuroTrough, comercializado después como SKAL-ET, presenta el mismo ancho de apertura y espejos que el LS-3, y está disponible en dos versiones, de 100 y 150 m de longitud (ET-100 y ET-150). Un diseño similar a la estructura en caja del EuroTrough se ha utilizado también en el captador Solargenix (**Gee y Hale, 2005**), aunque en éste los perfiles están fabricados en aluminio, los espejos son del tipo LS-2 y su ancho de parábola es de 5 m.

Actualmente existen una gran variedad de captadores cilindroparábolicos disponibles para centrales termosolares: SenerTrough (**Vázquez y Castañeda, 2008**), SkyTrough (**SkyFuel,**

2011), Solarlite (2014), Ultimate Trough (Riffelmann et al., 2014), etc.; pero casi todos están basados en los diseños Luz y EuroTrough comentados.

Tanto las centrales SEGS como la gran mayoría de las centrales termosolares basadas en captadores cilindroparábolicos emplean algún tipo de aceite térmico como fluido de transferencia de calor en los tubos receptores. Sin embargo, estos aceites son caros, tóxicos e inflamables, y presentan actualmente un límite de temperatura de operación de unos 400 °C. Para evitar los inconvenientes del aceite térmico se están estudiando fluidos de trabajo alternativos como sales fundidas (Maccari et al., 2015), gases presurizados (Muñoz-Antón et al., 2014) o agua en los tubos de los captadores cilindroparábolicos (Zarza, 2003; Montes, 2008).

### ***1.3 La generación directa de vapor en captadores cilindroparábolicos***

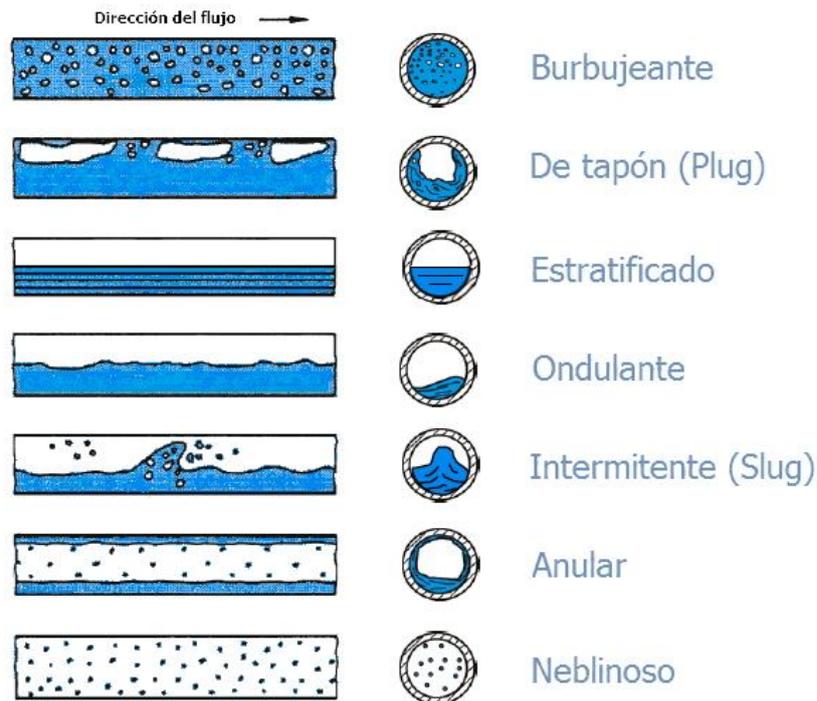
En la Generación Directa de Vapor (GDV) en captadores cilindroparábolicos, el agua es precalentada, evaporada y sobrecalentada en los tubos absorbedores de los captadores del campo solar. De esta manera, se elimina la necesidad de un fluido intermedio y de intercambiadores de calor entre el campo solar y el bloque de potencia o proceso industrial a alimentar, reduciendo así los costes y aumentando el rendimiento global del sistema.

Las principales ventajas de la generación directa de vapor frente a fluidos como el aceite térmico o las sales fundidas son las siguientes:

- El uso de agua permite eliminar los riesgos de incendio o de fuga de fluido tóxico asociados a los sistemas con aceite.
- El agua no tiene las limitaciones de temperatura, alrededor de 400 °C, que presenta el aceite térmico para evitar su degradación, lo cual puede aprovecharse para aumentar el rendimiento del ciclo de potencia.
- Al aumentar el rendimiento global es posible reducir el tamaño del campo solar respecto a las centrales con aceite y, por tanto, que sea necesaria una menor inversión.
- Se eliminan los sistemas auxiliares requeridos por el aceite térmico (sistema antiincendios, piscina de recogida de aceite en caso de fugas, sistemas de purga e inertización, etc.), así como la necesidad de reponer anualmente una parte del fluido, lo cual permite reducir costes de operación y mantenimiento.
- Frente a las sales fundidas utilizadas en termosolar, que presentan temperaturas de solidificación elevadas (entre 120 y 240 °C), con el uso el agua se evitan riesgos de congelación del fluido y no son necesarios sistemas auxiliares de calentamiento mediante resistencias eléctricas, lo cual reduce el coste de inversión y los consumos eléctricos de la central.

En cada una de las filas de captadores que componen un campo solar con generación directa de vapor se distinguen tres zonas diferentes: la zona de precalentamiento, donde el agua líquida se lleva hasta la temperatura de saturación, la zona de evaporación, donde se tiene fluido bifásico, y la zona de sobrecalentamiento, donde solo existe vapor.

En la Fig. 4 se muestran los principales patrones de flujo bifásico que aparecen en la evaporación del agua en tubos horizontales, que representan la forma física en la que coexisten las dos fases del fluido y determinan las características termo-hidráulicas del proceso.



**Figura 4. Patrones de flujo bifásico agua líquida/vapor en tuberías horizontales (Fuente: Steiner y Kind, 2010)**

El patrón de flujo bifásico depende fundamentalmente de las velocidades superficiales del agua líquida y del vapor. Así, los patrones de flujo disperso (burbujeante o neblinoso dependiendo de si la fase predominante es líquido o vapor) corresponden a velocidades altas del líquido y dan lugar a buenos coeficientes de transferencia de calor en la superficie interior de la tubería, lo cual evita gradientes térmicos indeseables. Para velocidades medias del líquido se dan configuraciones de flujo intermitente en distintas variantes dependiendo del tamaño de las burbujas (“Slug” para burbujas grandes y de tapón o “Plug” para más pequeñas), aunque todas ellas permiten un buen mojado de la parte interior de la tubería y por tanto una transferencia de calor relativamente homogénea.

Las configuraciones de flujo estratificado y ondulante, que corresponden a velocidades bajas de líquido y vapor, deben evitarse puesto que pueden provocar elevados gradientes de temperatura en la pared del tubo absorbedor. Con estos patrones el líquido permanece

siempre en la parte inferior del tubo mientras que el vapor permanece en la parte superior, lo que causa grandes diferencias entre los coeficientes de transferencia de calor de la parte seca y de la parte húmeda, que pueden dañar los tubos receptores al ser sometidos a radiación solar concentrada cuyo perfil no es homogéneo. En este sentido, es deseable un patrón de flujo que favorezca la aparición de una película de líquido en la mayor parte de la superficie interior de la tubería, como el flujo anular, que asegura un buen coeficiente de transferencia de calor en toda la superficie interna del tubo. El patrón de flujo anular corresponde a velocidades de vapor altas, lo cual se consigue trabajando con caudales de fluido en los tubos absorbedores suficientes para garantizar un valor elevado del número de Reynolds en la fase gaseosa.

Dados los problemas mencionados de gradientes térmicos en la pared de los tubos, el flujo bifásico en la zona de evaporación requiere un control muy preciso del caudal y las condiciones del proceso, lo que implica unos sistemas de control más complejos que en el caso de fluidos monofásicos. Otro inconveniente de la tecnología GDV con respecto a las tecnologías convencionales es la necesidad de tuberías y otros componentes hidráulicos en el campo solar de mayor espesor para soportar mayores presiones de trabajo respecto de las que se alcanzan por ejemplo con aceite térmico, lo que aumenta el coste de estos componentes.

En su concepción inicial, la generación directa de vapor en captadores cilindroparábolicos puede llevarse a cabo mediante tres procesos básicos, cada uno de los cuales requiere una configuración distinta del campo solar. Estos tres procesos, representados en la Fig. 5, se describen a continuación:

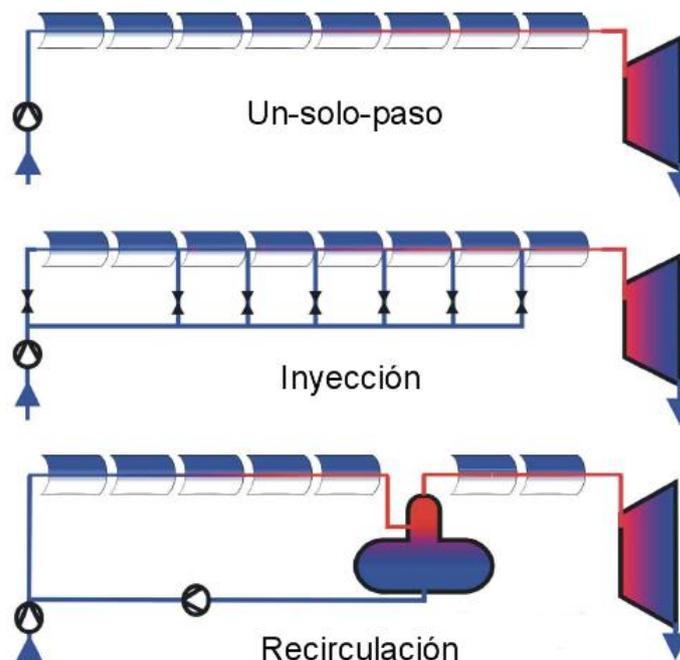


Figura 5. Los tres procesos GDV básicos (Fuente: Eck y Zarza, 2002)

- **Un-solo-paso (once-through):** toda el agua de alimentación se introduce al principio de la fila de captadores, de modo que el agua se precalienta, evapora y convierte en vapor sobrecalentado en un proceso sin interrupción, desde la entrada hasta la salida de la fila. Así, el caudal másico de vapor sobrecalentado que se produce en la final de la fila es igual al caudal de agua líquida introducido al comienzo del primer captador.
- **Inyección:** una parte del agua se introduce al principio de la fila, mientras que el resto se inyecta en pequeñas cantidades a lo largo de la fila de captadores por medio de inyectoros. El caudal másico de vapor sobrecalentado a la salida de la fila de captadores es entonces mayor que el caudal de agua a la entrada del primer captador situado en la fila.
- **Recirculación:** se instala un separador agua-vapor al final de la zona de evaporación de la fila de captadores que separa el agua líquida del vapor, de manera que el agua sobrante es recirculada a la entrada del campo solar por una bomba de recirculación. Así, solo una parte del agua de alimentación se convierte en vapor, por lo que el caudal másico de agua a la entrada del primer captador es superior al caudal de vapor sobrecalentado que se produce en la fila.

La opción de configuración de campo solar en un-solo-paso es la más simple y de menor coste, ya que no requiere elementos auxiliares, y la que en principio daría un mayor rendimiento global, ya que las cargas parásitas se reducen al consumo de la bomba de agua de alimentación. Sin embargo, este proceso presenta mayores dificultades en cuanto a la controlabilidad y estabilidad del flujo bifásico en los tubos absorbedores, ya que requiere un sistema de control muy preciso para regular convenientemente la presión y temperatura del vapor a la salida del campo. El proceso de inyección permite controlar más fácilmente los parámetros del vapor sobrecalentado, incluso con fuertes transitorios de la radiación solar, pero requiere un mayor coste de inversión y complejidad del sistema por la necesidad de implementar un sistema de inyección de agua para cada fila de captadores. Además, el proceso de inyección presenta algunas restricciones en el caudal mínimo de operación para evitar peligro de excesivos gradientes térmicos en los tubos absorbedores. Por otra parte, la opción de recirculación es la más conservadora, ya que el exceso de agua en la zona de evaporación garantiza una buena refrigeración de los tubos y una gran controlabilidad. Sin embargo, la necesidad de una bomba de recirculación y sus mayores cargas parásitas penalizan ligeramente el rendimiento global de esta opción.

Actualmente se plantean configuraciones de lazo y campo solar como combinación de varios de los procesos GDV básicos descritos anteriormente, lo cual permite aprovechar las ventajas de cada uno de ellos. Por ejemplo, una opción interesante es combinar la recirculación con una inyección de agua antes del último captador. En configuraciones avanzadas del modo once-through (**Feldhoff et al., 2016**) también se plantea incluir uno o dos inyectoros a lo largo del lazo, antes del último captador y al final de la evaporación, para mejorar la controlabilidad del proceso.

Por otra parte, existen varias posibilidades teniendo en cuenta la disposición de los lazos en el campo solar. En el caso de la recirculación, los lazos de sobrecalentamiento pueden independizarse del resto y situarse en el centro del campo (**Birnbaum et al., 2008b**). Además, el proceso de recirculación permite varias posibilidades según se utilice un solo separador agua-vapor para todo el campo, uno para cada subcampo o separadores compactos para cada lazo.

A pesar de las mencionadas ventajas de la GDV en captadores cilindroparabólicos, la tecnología aún plantea diversos retos e incertidumbres que deben analizarse y demostrarse experimentalmente, como la controlabilidad del proceso en un sistema completo o la definición de la configuración óptima del campo solar. Por otra parte, no existe todavía un sistema de almacenamiento económico y disponible de forma comercial que resulte idóneo para la GDV.

## ***1.4 El proyecto DISS***

Con el propósito de demostrar la viabilidad técnica de la generación directa de vapor en captadores cilindroparabólicos, surgió en 1996 el proyecto DISS (*Direct Solar Steam*), que incluía el diseño, construcción y ensayo de un lazo de captadores en la Plataforma Solar de Almería (**Zarza, 2003; Eck y Steinmann, 2002; Zarza et al., 2004**).

La instalación DISS consta de dos subsistemas, el campo solar y el BOP (*Balance of Plant*), que comprende el resto de los sistemas de la planta de ensayo. En su configuración inicial, el campo solar consistía en una sola fila de 11 captadores modelo LS-3 modificados, 9 de 50 m de longitud y 2 de 25 m, conectados en serie con orientación Norte-Sur, con una potencia térmica nominal de unos 2 MW<sub>th</sub>. La fila está dividida en la sección de precalentamiento y evaporación del agua y la sección de sobrecalentamiento de vapor por un separador agua-vapor. En el BOP, el vapor se condensa y convierte en agua líquida que es bombeada de nuevo a la entrada del campo solar. Como se puede apreciar en el diagrama de la Fig. 6, la instalación cuenta con diversos elementos como inyectores, separador agua-vapor, bomba de recirculación, válvulas, etc., que proporcionan suficiente flexibilidad para probar cada uno de los tres procesos básicos GDV.

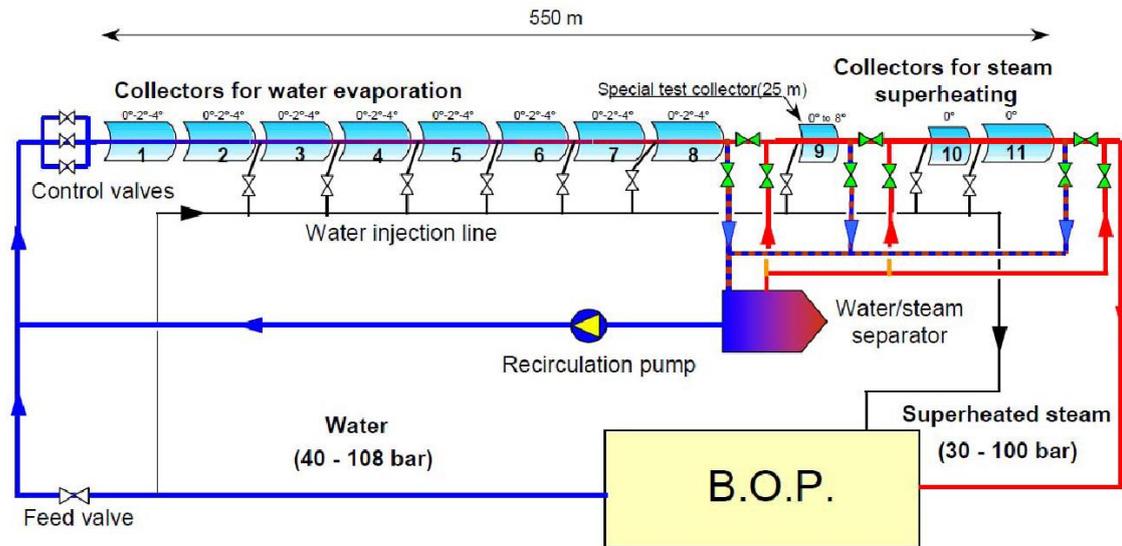


Figura 6. Diagrama del lazo DISS en su configuración inicial (Fuente: CIEMAT, 2011)

La instalación DISS de la PSA ha acumulado más de 15.000 h de operación y ha demostrado que la GDV en los tubos absorbentes de captadores cilindroparabólicos es técnicamente viable. Además, ha permitido probar componentes como las juntas rotativas para condiciones de 100 bar y 400 °C y ha servido para definir y evaluar numerosos algoritmos de control para los procesos GDV. Una de las conclusiones fue que el proceso de recirculación mostró grandes perspectivas de viabilidad para centrales comerciales (Zarza, 2003). Además, incluyendo un pequeño inyector de agua a la entrada del último captador de cada fila es posible conseguir un control muy preciso de la temperatura del vapor sobrecalentado.

Posteriormente, el lazo DISS ha ido mejorándose para permitir más flexibilidad en las pruebas, incluyendo elementos adicionales como, por ejemplo, dos captadores EuroTrough de 100 m al principio de la fila que precalientan el agua de alimentación. Recientemente se han incorporado nuevos captadores en la fila original para el proyecto DUKE con tres captadores Solarlite SL4600+ de 100 m, lo que ha aumentado la longitud total de la fila que forma el campo solar hasta los 1000 m. El objetivo principal de este proyecto ha sido analizar en profundidad el modo un-solo-paso (once-through), que presenta un rendimiento potencialmente superior, y probar componentes a temperaturas de unos 500 °C y presiones de hasta 110 bar (Feldhoff et al., 2014, 2016).

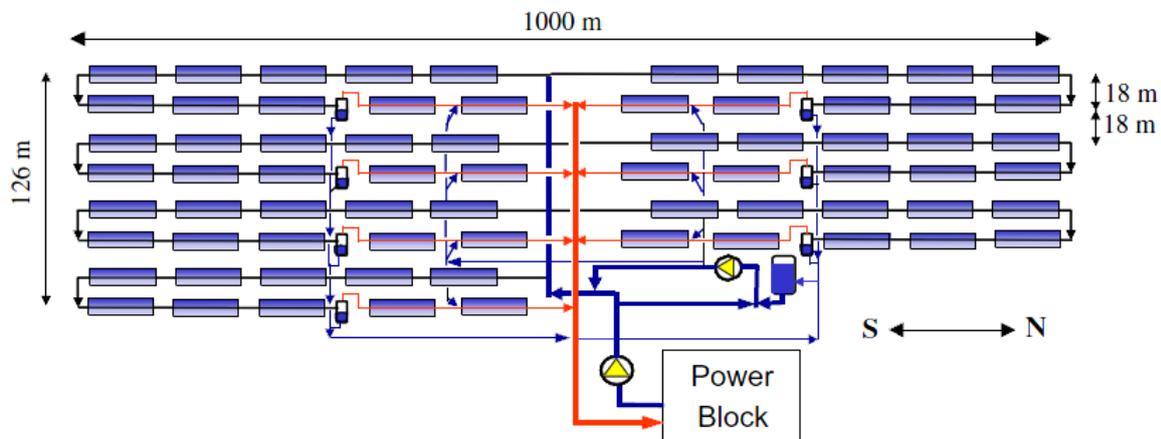
## 1.5 Proyectos de central termosolar con generación directa de vapor

A partir del proyecto DISS, se han desarrollado varios proyectos que abordaban el estudio de aspectos concretos de la tecnología y que han ido dando pasos hacia la construcción de una central GDV comercial. A continuación se describen los más importantes.

### 1.5.1 El proyecto INDITEP

Como paso siguiente para demostrar la viabilidad técnica de la generación directa de vapor, la experiencia y conocimientos adquiridos durante el proyecto DISS se aplicaron después en el proyecto INDITEP. El objetivo principal de este proyecto era el diseño de la primera central solar pre-comercial con tecnología GDV, en la que la energía térmica obtenida en el campo solar sería utilizada para alimentar un ciclo de vapor. El proyecto, apoyado por la Comisión Europea, estaba promovido por un consorcio hispano-alemán de empresas e instituciones de investigación y fue desarrollado entre 2002 y 2005.

El campo solar diseñado para el proyecto INDITEP estaba compuesto por siete filas paralelas de captadores EuroTrough de 100 metros, con 10 captadores en cada fila: 3 para precalentamiento, 5 para evaporación y 2 para sobrecalentamiento. Se eligió el modo de recirculación para la configuración del campo, con separadores agua/vapor individuales en cada lazo de captadores y una bomba de recirculación común, y se incluyó también un inyector a la entrada del último captador de cada lazo para permitir un control preciso de la temperatura del vapor (**Valenzuela y Zarza, 2004**). Se definieron como valores nominales del vapor a la salida del campo solar 410 °C de temperatura y 70 bar de presión, y una potencia eléctrica de 5 MWe (**Zarza et al., 2006**). El diagrama general del campo solar, así como sus dimensiones generales, puede verse en la Fig. 7.



**Figura 7. Diagrama y dimensiones del campo solar en el proyecto INDITEP (Fuente: Zarza et al., 2006)**

El proyecto sirvió para definir un primer esquema de referencia para una central GDV con cilindroparábolicos, así como investigar componentes concretos del campo solar como los separadores agua/vapor y estrategias de control.

### 1.5.2 El proyecto Puertollano GDV

El siguiente paso lógico en la tecnología GDV era la construcción y operación de una central de demostración, que permitiría estudiar la interacción entre las filas paralelas de captadores, así como los procesos óptimos de arranque y parada para grandes centrales comerciales. Con este propósito, se firmó un acuerdo de colaboración entre cinco empresas e instituciones españolas en 2006. Inicialmente la central se planteó con un tamaño de 5 MW<sub>e</sub> y localización en la Plataforma Solar de Almería (Almería GDV) (Zarza et al., 2008). Sin embargo, el proyecto sufrió diversas modificaciones a lo largo de su desarrollo, reduciendo su tamaño y trasladando su ubicación a Puertollano (Ciudad Real).

Así, el proyecto Puertollano GDV tenía como objetivo el diseño y construcción de una central pre-comercial de 3 MW<sub>e</sub> de captadores cilindroparábolicos con tecnología GDV. El campo solar estaría formado por cuatro filas paralelas de 10 captadores ET-100 conectados en serie (ver Fig. 8). La configuración sería la misma que en el proyecto INDITEP, operando en modo recirculación con un inyector de agua en la zona de sobrecalentamiento para controlar la temperatura de salida del vapor. El vapor saldría a 400 °C y 65 bar del campo solar para unas condiciones de entrada de 120 °C y 75 bar. El bloque de potencia sería de dos etapas sin recalentamiento con una turbina AFA-46 fabricada por KKK (Kuenhle, Kopp & Kausch) con un rendimiento estimado del 24%. El ciclo usaría un sistema de refrigeración seca para garantizar la viabilidad de este tipo de centrales en regiones áridas. Además, la central contaría con un calentador auxiliar con gas natural.

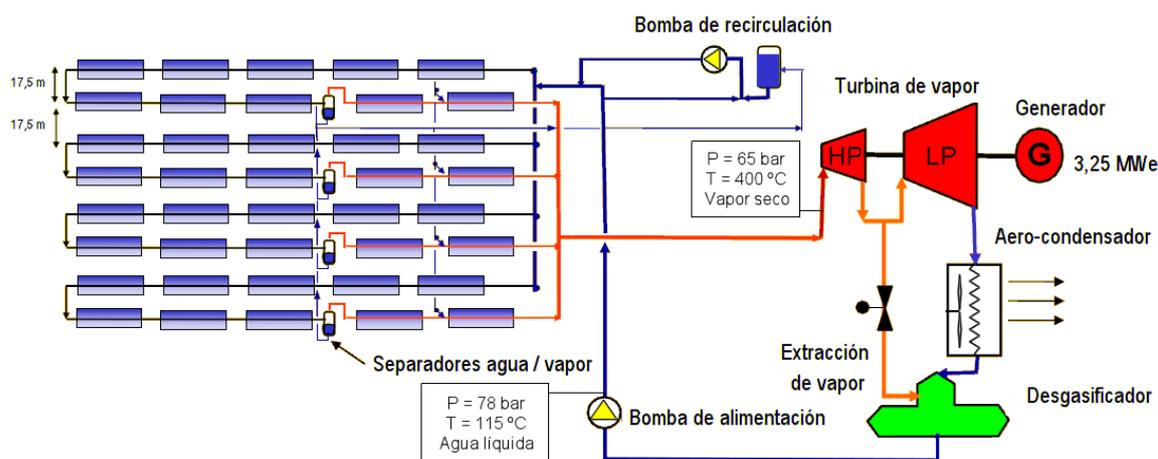


Figura 8. Diagrama de la central Puertollano GDV (Fuente: CIEMAT, 2011)

La construcción de la central debía haberse iniciado a finales de 2009, pero finalmente el proyecto se canceló y no se llevó a cabo. No obstante, el proyecto permitió concretar la ingeniería de detalle, así como analizar aspectos socioeconómicos de una central de estas características como los costes reales del sistema o la evaluación de impacto ambiental.

### 1.5.3 El proyecto Real-DISS

El propósito del proyecto hispano-alemán Real-DISS era no solo desarrollar una central de demostración de la tecnología GDV, sino también probar todos los componentes comerciales requeridos. En este caso, las condiciones de operación en el campo solar podían ser de hasta 500 °C y 100 bar, por lo que debían desarrollarse nuevos componentes, en concreto tubos absorbedores avanzados, diseñados para funcionar con dichas condiciones. El proyecto se dividió en tres fases, cada una de las cuales incluían diseño detallado, construcción y operación: en primer lugar una instalación de ensayo, después una central de demostración de 5 MWe y finalmente una central comercial de 50 MWe.

Durante la primera fase, completada entre 2007 y 2012, se desarrollaron y probaron, en colaboración con empresas especializadas, varios componentes como tubos absorbedores (suministrados por la empresa SCHOTT), conexiones flexibles (fabricadas por Senior-Berghöfer) y un sistema mixto de almacenamiento en forma de calor latente y sensible. Para ello se construyó una instalación de ensayo (Fig. 9) en la central térmica de Endesa en Carboneras (Almería), que permitía disponer de vapor a casi 500 °C y así probar los nuevos componentes bajo condiciones reales de operación (Eck et al., 2008b; Ortiz y Kaufung, 2008; Birnbaum et al., 2008a).



Figura 9. Instalación de ensayo Real-DISS en Carboneras, Almería (Fuente: Eck et al., 2011)

La instalación estaba compuesta por un captador SKAL-ET de 24 m, un sistema de almacenamiento en hormigón para el sobrecalentamiento del vapor (con capacidad térmica de 250 kWh a un máximo de 400 °C) y un sistema de almacenamiento por cambio de fase (PCM) para la conversión del agua en vapor (con capacidad térmica de 720 kWh a 306 °C).

La segunda y tercera fase del proyecto no llegaron a realizarse, pero los objetivos de la primera se cumplieron satisfactoriamente, ya que se consiguió demostrar el funcionamiento de componentes críticos para la tecnología bajo condiciones extremas (500 °C y 120 bar), entre ellos un sistema de almacenamiento específico para GDV en varios modos de operación (Eck et al., 2011).

#### 1.5.4 La central Thai Solar Energy

La central Thai Solar Energy (TSE1), desarrollada y construida por la empresa **Solarlite** (2014) en la provincia de Kanchanaburi, Tailandia, es la primera central solar en operación comercial que utiliza la tecnología GDV en captadores cilindroparabólicos (ver Fig. 10) (Krüger et al., 2012; Khenissi et al., 2015).



**Figura 10.** Vista aérea de la central Thai Solar Energy (TSE-1) en Kanchanaburi, Tailandia (Fuente: Krüger et al., 2012).

La configuración de los lazos de captadores se basa en el modo de recirculación incluyendo también inyección en la etapa de sobrecalentamiento. Sin embargo, a diferencia del diseño INDITEP, el separador agua/vapor es común a todo el campo solar. Como consecuencia, los lazos dedicados a evaporación del agua son completamente independientes de los de sobrecalentamiento. Esta configuración facilita la controlabilidad del proceso y además requiere menos elementos en el campo solar. La recirculación permite asegurar una buena refrigeración de los tubos receptores y mantener la presión del sistema, mientras que la inyección garantiza una mayor estabilidad en la temperatura de salida del vapor (Krüger et al., 2010). Así, el campo solar cuenta con 86 captadores Solarlite SL4600 de 120 m de longitud cada uno, distribuidos en 12 lazos de evaporación y 7 de sobrecalentamiento. En el campo solar se genera vapor en condiciones nominales a una temperatura y presión de salida de 330 °C y 30 bar, respectivamente, que alimenta un ciclo de vapor de 5 MW<sub>e</sub>.

### 1.5.5 Centrales GDV con otras tecnologías de concentración solar

En este apartado se mencionan algunas centrales termosolares que, aunque no utilizan captadores cilindroparabólicos, se basan en la generación directa de vapor a partir de la radiación solar concentrada y pueden resultar de interés en el desarrollo de la tecnología.

En la tecnología Fresnel lineal cabe destacar las centrales Puerto Errado 1 (PE1) y Puerto Errado 2 (PE2), ubicadas en Calasparra, Murcia, de 1,4 y 30 MW<sub>e</sub> respectivamente, en cuyo campo solar se genera vapor saturado y sobrecalentado a 55 bar. Fueron construidas por la empresa **Novatec Solar (2016)**, y comenzaron su operación comercial en 2009 (PE1) y 2012 (PE2) (**Hautmann et al., 2009; Morin et al., 2012; Mertins et al., 2012**).

En cuanto a las tecnologías de receptor central, las centrales PS10 y PS20 (Fig. 11) (**Osuna et al., 2006; Osuna, 2007**), construidas por **Abengoa Solar (2014)**, constituyen las primeras experiencias de central termosolar con generación directa de vapor a nivel comercial. PS10 es una central termosolar de torre que utiliza un receptor central de tipo cavidad y diseño tubular para producir vapor saturado a 250 °C y 40 bar. Se encuentra situada en Sanlúcar la Mayor, Sevilla, y está operativa desde 2007. Con una potencia nominal de 11 MW<sub>e</sub>, es la primera central termosolar de torre a escala mundial que produce electricidad de una forma estable y comercial. La central termosolar PS20, situada en la misma ubicación, tiene un funcionamiento similar a PS10 pero produce vapor saturado a 45 bar y su potencia es de 20 MW<sub>e</sub>. Una característica destacable de las centrales PS10 y PS20 es que utilizan tanques con agua saturada a presión como sistema de almacenamiento. Durante la operación a plena carga, parte del vapor producido se emplea para cargar el almacenamiento térmico. Así, la energía almacenada puede utilizarse después para generar vapor saturado y seguir operando la turbina durante unos minutos en los transitorios nubosos.



**Figura 11.** Vista aérea de las centrales PS10 y PS20 en Sanlúcar la Mayor, Sevilla (Fuente: Wikipedia, 2016)

Por su parte, la empresa **BrightSource Energy (2015)** ha desarrollado el primer proyecto comercial de torres GDV a gran escala: el Ivanpah Solar Electric Generation System (**ISEGS, 2013**) en el desierto de Mojave (California). Se trata de un complejo formado por tres torres separadas con tecnología de generación directa de vapor sobrecalentado, a 160 bar y 565 °C, que suman una potencia total de 392 MWe. La central completó su construcción en 2014 y se encuentra actualmente en operación comercial.

## ***1.6 Modelos de simulación existentes para generación directa de vapor***

La existencia de flujo monofásico y bifásico en los tubos absorbedores de los captadores solares plantea un reto de cara al desarrollo de herramientas de simulación para la tecnología GDV. Hasta ahora, se han propuesto multitud de modelos teóricos para describir el comportamiento de un proceso GDV. Por ejemplo, en los trabajos de **Natan et al. (2006)**, **Minzer et al. (2006)** y **Taitel y Barnea (2011)** se han descrito formulaciones simplificadas para el modelo térmico aplicando un enfoque cuasi-estacionario. En cuanto al cálculo de pérdidas de carga, durante el proyecto DISS se realizó un estudio numérico (**Eck y Steinmann, 2005**) comparando datos experimentales del lazo con varias correlaciones empíricas. De entre todas ellas, las correlaciones de **Friedel (1975)** y **Chisholm (1980)** parecen dar mejores resultados y ser idóneas para la implementación de modelos de simulación GDV.

Se han usado una gran variedad de herramientas software para implementar modelos de simulación para GDV en captadores cilindroparábólicos. Por ejemplo, el lenguaje Modelica

se ha empleado para desarrollar modelos dinámicos tanto para el lazo DISS (**Bonilla et al., 2012**) como para lazos GDV en modo recirculación (**Hirsch et al., 2005**). También el entorno Matlab se ha utilizado para implementar un modelo unidimensional de filas GDV en condiciones estacionarias (**Lobón y Valenzuela, 2013**), o uno tridimensional para GDV en condiciones de sobrecalentamiento (**Serrano-Aguilera et al., 2014**).

Recientemente se han aplicado herramientas software propias de la industria nuclear, como RELAP (**Moya et al., 2011**) o ATHLET (**Hoffmann et al., 2014**), a la simulación de la GDV con el fin de aplicar los estrictos requisitos de seguridad de las centrales nucleares. También las técnicas de modelado CFD (Computational Fluid Dynamic) se han usado últimamente para tratar de superar las limitaciones de los enfoques clásicos. Por ejemplo, se ha implementado un modelo CFD en ANSYS Fluent para analizar el vapor sobrecalentado en un tubo receptor (**Roldán et al., 2013**); y otro modelo desarrollado en el software STAR-CCM+ ha sido capaz de reproducir el comportamiento del lazo DISS tanto en condiciones estáticas (**Lobón et al., 2014a**) como dinámicas (**Lobón et al., 2014b**). Sin embargo, debido a los enormes requisitos de memoria y elevados tiempos de ejecución, tanto las herramientas CFD como las de la industria nuclear están concebidas para simular cortos periodos de tiempo con el fin de identificar condiciones críticas que puedan llevar a fallos.

Los modelos numéricos comentados anteriormente son capaces de reproducir la respuesta del sistema en periodos desde unas pocas horas hasta un día, pero no están pensados para realizar simulaciones a largo plazo, como mensuales o anuales. Con objeto de proporcionar una herramienta capaz de realizar cálculos rápidos para GDV, **Xu y Wiesner (2015)** han desarrollado un modelo simplificado que puede ser útil para análisis preliminares. Sin embargo, este modelo da solo resultados aproximados y no evalúa pérdidas de carga. Por el contrario, el trabajo de **Elsafi (2015a)** proporciona un modelo preciso para estimaciones rápidas de la temperatura y pérdida de carga en lazos GDV por medio del análisis de patrones de flujo, pero solo para condiciones estacionarias.

Por otra parte, en los últimos años se han planteado y estudiado distintos esquemas de configuración para el lazo de captadores y para el campo solar con el fin de aprovechar mejor las ventajas de la tecnología GDV. También existen varias propuestas en cuanto a la integración del campo solar y el bloque de potencia. En ese sentido, se han publicado algunos estudios sobre la optimización de centrales GDV, bien centrados en sistemas individuales (**Hirsch y Khenissi, 2014**) o bien basados en un enfoque estacionario (**García-Casals, 2000; Montes et al., 2009a; Elsafi, 2015b**). Sin embargo, todavía no se han optimizado convenientemente los parámetros y configuración de una central GDV considerando todos los subsistemas y teniendo en cuenta el efecto de condiciones transitorias en la producción final.

En resumen, a pesar de la gran cantidad de modelos existentes en la literatura para GDV en captadores cilindroparábolicos, faltan todavía modelos eficientes que realicen simulaciones

rápidas en condiciones transitorias y, al mismo tiempo, que sean capaces de reproducir todas las variables del circuito con suficiente precisión. Un modelo de estas características permitirá abordar la optimización de centrales termosolares basadas en la tecnología GDV, además de analizar los aspectos más interesantes de cara a la operación de las mismas.



## Capítulo 2. Modelo de lazo de captadores cilindroparábolicos para generación directa de vapor

En este capítulo se describe y valida el modelo desarrollado de lazo de captadores cilindroparábolicos para generación directa de vapor. El lazo de captadores engloba elementos como los captadores solares, las tuberías de interconexión y elementos auxiliares, y constituye la base para la simulación del campo solar que se utilizará posteriormente, en distintas configuraciones, para el análisis y optimización de centrales termosolares.

En primer lugar, se describe en líneas generales el entorno de simulación empleado y los componentes a desarrollar. A continuación, se detalla el modelo térmico e hidráulico utilizado para implementar esos componentes. Finalmente, se incluye la validación completa con datos experimentales del lazo DISS, mencionado en el apartado 1.4, en varios modos de operación para evaluar la precisión y robustez del modelo.

### ***2.1 Entorno de simulación y componentes utilizados***

El modelo que se pretende emplear en este estudio para simular centrales termosolares de GDV con captadores cilindroparábolicos se ha desarrollado en el entorno software TRNSYS (Klein et al., 2013). La herramienta TRNSYS proporciona un entorno gráfico que puede utilizarse para simular sistemas físicos en condiciones tanto estacionarias como transitorias. En este entorno los modelos se crean mediante la interconexión de componentes de una librería estándar o nuevos componentes desarrollados específicamente para cumplir una funcionalidad, que se implementan en un lenguaje de programación como Fortran o C++. Así, la herramienta TRNSYS permite la creación de modelos flexibles de central termosolar combinando diversos componentes hasta completar la configuración de planta que se desea simular.

En el modelo se aplica un enfoque unidimensional para simular el comportamiento térmico e hidráulico de los elementos que componen un campo solar de captadores cilindroparábolicos con tecnología GDV: captadores solares, tuberías de interconexión y elementos auxiliares como inyectores y separadores agua-vapor. Para simular condiciones dinámicas como el arranque, parada o transitorios por paso de nubes se emplean balances

de energía teniendo en cuenta la inercia térmica del fluido y del metal, lo cual permite considerarlo un modelo “cuasidinámico”.

La implementación del modelo descrito en esta sección se ha realizado mediante cinco nuevos componentes TRNSYS desarrollados en el lenguaje de programación Fortran: captador cilindroparabólico (type218), tuberías de interconexión (type214), inyector (type228), separador agua-vapor (type230) y controlador de caudal (type219). En los siguientes apartados se describe el modelo empleado para cada uno de ellos, teniendo en cuenta que el modelo hidráulico es el mismo para captadores (tubos absorbedores) y tuberías.

Para modelizar un lazo de captadores del campo solar en el entorno TRNSYS será preciso conectar tantos componentes (captadores, tuberías, ...) como existan en el lazo. Si se quiere simular el comportamiento del lazo durante un periodo determinado de tiempo se requerirá también el cálculo de ángulos solares como el de incidencia y de seguimiento solar, que se realizará mediante un componente de la librería estándar de TRNSYS (Type16g). Además, será útil incluir elementos como editores de ecuaciones y otros componentes de esa librería para desempeñar diversas funciones requeridas en una simulación completa en el entorno TRNSYS, como leer ficheros de datos de entrada (Type9a), mostrar resultados gráficamente (Type65d) o exportar los resultados a un fichero (Type25c). Aparte de estos elementos estándar, ya existentes en la herramienta, se ha desarrollado un componente adicional (type293) que permite recuperar valores del paso temporal anterior.

## ***2.2 Modelo térmico del captador cilindroparabólico***

El modelo térmico de captador cilindroparabólico se basa en realizar un balance entre la energía solar captada y la energía perdida hacia el ambiente para determinar el calor útil para el fluido que circula por el interior de los tubos receptores. Sin embargo, a diferencia de los captadores solares que trabajan con fluidos en una sola fase (estado), la generación directa de vapor implica la posibilidad de que haya cambios de fase del fluido a lo largo del tubo absorbedor. Por ejemplo, el fluido puede entrar en el captador como agua líquida y alcanzar la condición de flujo bifásico a la salida, o entrar como flujo bifásico y salir como vapor. Estas situaciones impiden que se pueda evaluar el cálculo considerando todo el captador como un único sistema sometido a las mismas condiciones. Por ello, en el modelo se divide el captador solar en un número determinado de tramos (volúmenes) y se realiza el balance térmico en cada uno de ellos. Así, la potencia útil para el fluido en cada tramo (volumen)  $\dot{Q}_u$ , en W, será la diferencia entre la potencia absorbida por el sistema  $\dot{Q}_{abs}$  (W) y la potencia perdida hacia el ambiente  $\dot{Q}_{loss}$  (W):

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{loss} \quad (2.1)$$

Donde la potencia absorbida se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt,0} \cdot \eta_{clean} \cdot \eta_{sh} \cdot K(\theta) \cdot E_b \cdot \cos \theta \cdot A_c \quad (2.2)$$

En la ecuación 2.2,  $E_b$  es la irradiancia solar normal directa medida en  $W/m^2$ ,  $A_c$  el área neta de apertura correspondiente al tramo del captador, en  $m^2$ ,  $\theta$  el ángulo de incidencia en grados y  $K(\theta)$  el modificador por ángulo de incidencia. Es necesario considerar que el modificador por ángulo de incidencia  $K(\theta)$  incluye las pérdidas de área efectiva de captación por final de captador y por los huecos debidos al sistema de seguimiento. El rendimiento óptico pico  $\eta_{opt,0}$  y el factor de limpieza  $\eta_{clean}$  se consideran parámetros fijos, mientras que el factor de sombra entre filas paralelas de captadores  $\eta_{sh}$  se determina en cada paso temporal para tener en cuenta el cambio en la posición del Sol.

El factor  $\eta_{sh}$  es función de las dimensiones del campo solar ( $n^\circ$  de filas  $N_{rows}$  y distancia entre ellas  $R_{rows}$ , en metros) y del captador (longitud  $L_c$ , ancho de parábola  $R_c$ , ambos medidos en metros, y área de apertura  $A_c$ , en  $m^2$ ), y de ángulos del mismo (incidencia  $\theta$  y seguimiento solar  $\beta$ , ambos en  $^\circ$ ) y se determina a partir de relaciones geométricas. En primer lugar, el área de cada captador que recibe sombra de la fila adyacente vendrá dada, en  $m^2$ , por:

$$A_{sh} = (L_c - R_{rows} \cdot \sin \beta \cdot \tan \theta) \cdot (R_c - R_{rows} \cdot \cos \beta) \quad (2.3)$$

Así, el factor de sombra puede obtenerse a partir de la relación entre el área en sombra  $A_{sh}$  y el área de captación  $A_c$ . Además, hay que tener en cuenta que los captadores de la primera fila no reciben sombra, por lo que será necesario ponderar la relación de áreas por la fracción de filas sombreadas. Así, el factor de sombra puede obtenerse mediante la siguiente expresión, truncando el resultado a un valor entre 0 y 1:

$$\eta_{sh} = 1 - \frac{A_{sh} \cdot (N_{rows} - 1)}{A_c \cdot N_{rows}} \quad (2.4)$$

Las expresiones para el modificador por ángulo de incidencia y las pérdidas térmicas al ambiente dependen del tipo de captador utilizado. Por ejemplo, el modificador por ángulo de incidencia para el captador LS-3 puede hallarse mediante la siguiente ecuación (González et al., 2001):

$$K(\theta) = 1 - 2,23073 \cdot 10^{-4} \theta - 1,1 \cdot 10^{-4} \theta^2 + 3,18596 \cdot 10^{-6} \theta^3 - 4,85509 \cdot 10^{-8} \theta^4 \quad (2.5)$$

En la ecuación anterior,  $\theta$  es el ángulo de incidencia entre la radiación solar y el vector normal al plano de captación, y se expresa en grados.

En el caso del captador Eurotrough-II, el modificador por ángulo de incidencia se ha obtenido a partir de la caracterización experimental realizada por **Geyer et al. (2002)**:

$$K(\theta) = 1 - (5,25097 \cdot 10^{-4}\theta + 2,859621 \cdot 10^{-5}\theta^2) / \cos \theta \quad (2.6)$$

Donde, como en la expresión 2.5,  $\theta$  representa el ángulo de incidencia, en grados.

En el caso del captador LS-3 las pérdidas térmicas, dadas en W, se expresan en función de la diferencia de temperatura  $\Delta T_{abs-amb}$  entre el tubo absorbedor y el ambiente y la superficie exterior en m<sup>2</sup> del tramo de tubo a considerar,  $A_{abs}$  (**Romero-Álvarez y Zarza, 2007**):

$$\dot{Q}_{loss} = (a_0 + a_1\Delta T_{abs-amb} + a_2\Delta T_{abs-amb}^2) \cdot \Delta T_{abs-amb} \cdot A_{abs} \quad (2.7)$$

Los coeficientes  $a_0$ ,  $a_1$  y  $a_2$  para la expresión de las pérdidas del captador LS-3 dependen de la temperatura del tubo absorbedor y se recogen en la Tabla 1.

**Tabla 1. Valor de los coeficientes dimensionales (unidades SI) de la expresión de pérdidas térmicas del captador LS-3 en función de la temperatura del absorbedor.**

$T_{abs}$ (°C)	$a_0$	$a_1$	$a_2$
< 200	0,687257	0,001941	0,000026
200 - 300	1,433242	-0,00566	0,000046
> 300	2,895474	-0,0164	0,000065

La temperatura del tubo absorbedor,  $T_{abs}$ , se halla a partir de la temperatura del fluido en cada paso temporal. Para ello es necesario encontrar la diferencia de temperatura en K entre el fluido y el tubo receptor,  $\Delta T_{fluid-abs}$ , que puede obtenerse mediante el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la tubería  $h$ , medido en W/(m<sup>2</sup>·K), si conocemos el calor intercambiado  $\dot{Q}$  en W y la superficie de intercambio  $A$  en m<sup>2</sup>, que en este caso será la superficie de la pared interior del tubo absorbedor:

$$\Delta T_{fluid-abs} = \frac{\dot{Q}}{h \cdot A} \quad (2.8)$$

Para el captador Eurotrough-II se han considerado tubos receptores SCHOTT PTR<sup>®</sup>70 estándar, cuyas pérdidas térmicas han sido evaluadas experimentalmente en la PSA a partir de ensayos a la intemperie (**Valenzuela et al., 2014**). La expresión resultante, en W, viene dada en función de la diferencia  $\Delta T_{fluid-amb}$  entre la temperatura media del fluido y el ambiente, en K, y de la longitud en metros del tramo de tubo a considerar,  $L_{abs}$ :

$$\dot{Q}_{loss} = (0,342 \cdot \Delta T_{fluid-amb} + 1,163 \cdot 10^{-8} \cdot \Delta T_{fluid-amb}^4) \cdot L_{abs} \quad (2.9)$$

Sin embargo, la ecuación 2.9 se evaluó para tubos receptores operando con aceite térmico como fluido de trabajo, por lo que será necesario corregir el salto de temperatura entre la pared del tubo absorbedor y el fluido correspondiente. Así, la diferencia de temperatura  $\Delta T_{fluid-amb}$  que debe introducirse en la ecuación 2.9 se obtendrá considerando además las diferencias de temperatura  $\Delta T_{fluid-abs}$  para ambos fluidos mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{fluid-amb} = \Delta T_{fluid-amb,water} + \Delta T_{fluid-abs,oil} - \Delta T_{fluid-abs,water} \quad (2.10)$$

Como se ha mencionado antes, para obtener la diferencia de temperatura entre el fluido y el tubo receptor es preciso encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la tubería,  $h$ . Sin embargo, el mecanismo de transferencia de calor entre el fluido y la tubería puede involucrar convección forzada o convección natural dependiendo de si el fluido está circulando o se encuentra parado.

Si hay circulación de fluido, se trata de convección forzada y el cálculo del coeficiente de transferencia de calor depende a su vez de si el flujo es monofásico o bifásico. En caso de flujo monofásico (agua líquida, vapor seco o aceite), el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada  $h$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) puede estimarse de forma aproximada mediante la ecuación de Dittus-Boelter (**Costa Novella, 1986**), que calcula el número de Nusselt  $Nu$ :

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.11)$$

En la ecuación 2.11,  $k$  representa la conductividad térmica del fluido en  $W/(m \cdot K)$ ,  $D$  el diámetro interior de la tubería en m,  $Re$  el número de Reynolds ( $Re = v \cdot D \cdot \rho / \mu$ , donde  $v$  es la velocidad del fluido en m/s,  $\rho$  la densidad en  $kg/m^3$  y  $\mu$  la viscosidad dinámica en  $kg/(m \cdot s)$ ),  $Pr$  el número de Prandtl ( $Pr = c_p \cdot \mu / k$ , donde  $c_p$  es el calor específico a presión constante en  $J/(kg \cdot K)$ ) y  $n$  un coeficiente al que se da un valor de 0,4 para calentamiento del fluido o 0,3 para enfriamiento.

En cambio, para flujo bifásico el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada  $h_{2p}$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) se obtiene usando la relación entre los coeficientes para agua bifásica y líquida,  $h_{2p}/h_l$ , por medio de la correlación de **Kandlikar (1990)**:

$$h_{2p}/h_l = c_1 \cdot Co^{c_2} \cdot (25 Fr_l)^{c_5} + c_3 \cdot Bo^{c_4} \quad (2.12)$$

En esta expresión,  $Fr_l$  es el número de Froude considerando todo el flujo como líquido, mientras que  $Co$  y  $Bo$  representan los números de Convección y de Ebullición, respectivamente. Estos tres parámetros adimensionales vienen definidos por las siguientes expresiones:

$$Fr_l = \frac{\dot{m}^2}{g \cdot D \cdot \rho_l^2 \cdot A^2} \quad (2.13)$$

$$Co = \left( \frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (2.14)$$

$$Bo = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} \cdot \Delta i_{l,g}} \quad (2.15)$$

En las ecuaciones 2.13 a 2.15,  $\dot{m}$  (kg/s) representa el caudal másico de fluido,  $\dot{Q}$  (W) el calor intercambiado,  $A$  (m<sup>2</sup>) el área de la sección transversal interior de la tubería,  $D$  (m) su diámetro interno y  $g$  la gravedad estándar (9,81 m/s<sup>2</sup>). Los subíndices  $l$  y  $g$  significan líquido y gas, respectivamente. Las propiedades termofísicas del agua-vapor (densidad  $\rho$  en kg/m<sup>3</sup>, viscosidad dinámica  $\mu$  en kg/(m·s), conductividad térmica  $k$  en W/(m·K), calor específico  $c_p$  en J/(kg·K), entalpía  $i$  en J/kg) se han tomado de **Wagner y Kruse (1998)**. Así, el calor latente de vaporización del agua  $\Delta i_{l,g}$  (J/kg) puede obtenerse como la diferencia de entalpía entre el vapor y el agua líquida a la temperatura de saturación.

Por otra parte, en la ecuación 2.12 los valores de los coeficientes  $c_1 \dots c_5$ , tomados del trabajo de **Kandlikar (1990)**, dependen de si nos encontramos en la zona de ebullición convectiva ( $Co < 0,65$ ) o de ebullición nucleada ( $Co > 0,65$ ) y se especifican en la Tabla 2 para el agua en estado bifásico.

**Tabla 2. Coeficientes de la ecuación de Kandlikar dependiendo del tipo de ebullición: convectiva ( $Co < 0,65$ ) o nucleada ( $Co > 0,65$ ).**

Coeficiente	Ebullición convectiva	Ebullición nucleada
$c_1$	1,136	0,6683
$c_2$	-0,9	-0,2
$c_3$	667,2	1058
$c_4$	0,7	0,7
$c_5$	0,3	0,3

En el caso de que el fluido se encuentre parado ( $\dot{m} = 0$ ), el mecanismo de transferencia de calor se basa en la convección natural. Entonces el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la tubería se obtiene a partir del número de Nusselt ( $Nu = h \cdot D / k$ ), que puede estimarse mediante la ecuación de Churchill-Thelen (**Churchill, 1983**):

$$\sqrt{Nu} = \sqrt{Nu_0} + \left[ \frac{Gr \cdot Pr}{300 \cdot \left( 1 + \left( \frac{0,5}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{16/9}} \right]^{1/6} \quad (2.16)$$

La ecuación de Churchill-Thelen es válida para  $0,022 \leq Pr \leq 7640$  y  $10^{-4} \leq Gr \cdot Pr \leq 4 \cdot 10^{14}$  si la temperatura de la tubería se mantiene constante. En este caso se considera  $Nu_0 = 0,36$  para tuberías cilíndricas horizontales,  $Pr$  representa el número de Prandtl, definido anteriormente, y  $Gr$  el número de Grashof, obtenido mediante la relación:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot \rho^2 \cdot |T_{fluid} - T_{pipe}|}{\mu^2} \quad (2.17)$$

En la definición del número de Grashof,  $T_{fluid}$  representa la temperatura del fluido,  $T_{pipe}$  la temperatura de la tubería,  $D$  (m) el diámetro interno de la tubería y  $g$  la gravedad estándar ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ). Las propiedades del fluido (densidad  $\rho$  en  $\text{kg/m}^3$  y viscosidad dinámica  $\mu$  en  $\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$ ) se evalúan a la temperatura media entre el fluido y la tubería, mientras que  $\beta$  ( $\text{K}^{-1}$ ) es el coeficiente de dilatación térmica ( $\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$ ) y se evalúa a la temperatura del fluido.

Una vez determinada la potencia útil para el fluido en un tramo del captador, el modelo distingue entre condiciones estacionarias, cuando las variables de entrada no cambian significativamente, y transitorias, cuando existe una variación relevante en las mismas. En condiciones estacionarias, el método a aplicar depende a su vez de la fase del fluido contenido en el mismo. Si en el tramo existe flujo monofásico (agua o vapor fuera de las condiciones de saturación), la energía útil transferida es empleada en aumentar la temperatura del fluido. Así, la temperatura de salida del tramo,  $T_{out}$ , puede hallarse conociendo el resto de los elementos en la expresión 2.18, donde  $\dot{Q}_u$  (W) es la potencia útil,  $\dot{m}$  (kg/s) el caudal másico total,  $c_p$  (J/(kg·K)) el valor medio del calor específico del fluido monofásico en el rango de temperatura considerado y  $T_{in}$  la temperatura de entrada:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (2.18)$$

Por el contrario, si en el tramo existe flujo bifásico, es decir, en condiciones de saturación, la energía útil es empleada en el cambio de fase del fluido. Debido a esto, la temperatura del fluido se mantiene constante y será necesario evaluar la entalpía específica del fluido ( $i_{in}$  entalpía a la entrada,  $i_{out}$  a la salida, medidas ambas en J/kg) en lugar de la temperatura:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) \quad (2.19)$$

En condiciones transitorias, en cambio, el modelo incorpora el efecto de la inercia térmica de la tubería y del fluido, lo que permite simular situaciones cuasidinámicas como las producidas por paso de nubes y procesos de arranque o parada del sistema. Para ello se realiza un balance de energía teniendo en cuenta la masa de fluido,  $m_{fluid}$  (kg), y de tubería,  $m_{pipe}$  (kg), en un paso de tiempo  $\Delta t$  (s). La energía útil absorbida por el fluido a través de cada tramo del tubo receptor,  $\dot{Q}_u \cdot \Delta t$  (J), puede expresarse como una suma de energía intercambiada en cada componente. Dado que la temperatura del fluido en toda la parte bifásica es igual a la de saturación, para caracterizar el estado térmico del fluido se evalúa la entalpía específica en lugar de la temperatura. Así, la entalpía específica del fluido a la salida de cada tramo  $i_{out}$  (J/kg) puede obtenerse conociendo el resto de los elementos de la ecuación 2.20, donde  $\dot{m}$  (kg/s) representa el caudal másico,  $\Delta\bar{T}_{pipe}$  (°C) y  $\Delta\bar{i}$  (J/kg) los incrementos de temperatura media de la tubería y de la entalpía media del fluido, respectivamente, desde el paso temporal anterior,  $c_{p,pipe}$  (J/(kg·K)) el calor específico de la tubería y  $i_{in}$  (J/kg) la entalpía específica del fluido a la entrada del tramo:

$$\dot{Q}_u \cdot \Delta t = m_{fluid} \cdot \Delta\bar{i} + m_{pipe} c_{p,pipe} \cdot \Delta\bar{T}_{pipe} + \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) \cdot \Delta t \quad (2.20)$$

Desarrollando la ecuación 2.20 podemos obtener de forma explícita la entalpía del fluido en la salida de cada tramo a partir de las variables de entrada y de los valores de entalpía del fluido en el paso temporal anterior (caracterizados por el subíndice *old*):

$$i_{out} = \frac{\dot{Q}_u \cdot \Delta t + \frac{m_{fluid}}{2} (i_{in,old} + i_{out,old}) + \left( \dot{m} \cdot \Delta t - \frac{m_{fluid}}{2} \right) i_{in} - m_{pipe} c_{p,pipe} \Delta\bar{T}_{pipe}}{\dot{m} \cdot \Delta t + \frac{m_{fluid}}{2}} \quad (2.21)$$

Para el modelo hidráulico será de gran utilidad conocer la longitud del tramo de tubo receptor que está ocupada por cada fase. Para ello hay que tener en cuenta que, en caso de circulación de fluido, la potencia útil obtenida por el fluido puede ser positiva o negativa, por lo que será necesario analizar las distintas posibilidades de cambio de fase a lo largo del tramo. Por ejemplo, si el fluido entra en fase de vapor y se enfría podrían existir hasta tres zonas con fase diferente en el tramo de tubería considerado, mientras que si se calienta toda la longitud del tramo estará en fase vapor. De forma análoga, si el fluido entra en fase líquida y se calienta será preciso evaluar la posibilidad de que exista un cambio de fase, mientras que si se enfría toda la longitud del tramo será de agua líquida. Dada la

complejidad del análisis, para simplificar la obtención de los puntos en los que se produce un cambio de fase se considera una variación lineal con respecto a la longitud de tubería de la temperatura en la parte monofásica (ya sea agua líquida o vapor) y de la entalpía para la parte bifásica. Así, conociendo la potencia útil por unidad de longitud ( $\dot{Q}_u/L$ ) en cada fase podemos relacionar la longitud de tubería ( $L_{1p}$  en monofásico,  $L_{2p}$  en bifásico) con la temperatura (parte monofásica, ya sea líquido o vapor) o la entalpía (parte bifásica) de salida, y así obtener la longitud para la que se llega a la saturación en cada caso ( $T_{out,1p} = T_{sat}$  o  $i_{out,2p} = i_{sat}$ ):

$$T_{out,1p} = T_{in,1p} + L_{1p} \frac{(\dot{Q}_u/L)_{1p}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (2.22)$$

$$i_{out,2p} = i_{in,2p} + L_{2p} \frac{(\dot{Q}_u/L)_{2p}}{\dot{m}} \quad (2.23)$$

Si a la salida del tramo se tiene flujo bifásico será preciso además determinar el título de vapor a partir de la entalpía de salida. Para ello, por un lado, se tiene en cuenta que en condiciones de saturación el incremento de entalpía es igual al calor latente de vaporización del agua por el título de vapor; y por otro lado, que el calor latente de vaporización del agua,  $\Delta i_{l,g}$  (J/kg), es igual a la diferencia de entalpía entre el vapor ( $i_{sat,g}$ ) y el agua líquida ( $i_{sat,l}$ ) a la temperatura de saturación. Así, el título de vapor de salida puede obtenerse mediante:

$$\dot{x}_{out} = \frac{i_{out} - i_{sat,l}}{\Delta i_{l,g}} = \frac{i_{out} - i_{sat,l}}{i_{sat,g} - i_{sat,l}} \quad (2.24)$$

Al tratar situaciones transitorias el caudal puede no mantenerse constante a lo largo de todo el tubo receptor si hay una condensación o evaporación súbita de la mezcla. Por ejemplo, en una caída repentina de la radiación solar la cantidad de agua líquida en la tubería aumentaría y por tanto el caudal másico a la salida se vería reducido. Así, el caudal másico de salida  $\dot{m}_{out}$  (kg/s) puede obtenerse a partir del de entrada,  $\dot{m}_{in}$  (kg/s), incorporando la variación en la masa de fluido por unidad de tiempo, esto es, el incremento de masa  $\Delta m$  (kg) durante el paso temporal dividido entre la duración de ese paso,  $\Delta t$  (s):

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} + \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (2.25)$$

Finalmente, en caso de fluido parado lo que se determina es el tiempo que permanece el fluido en cada fase en lugar de la longitud. Dado que  $\dot{m} = 0$ , la ecuación 2.20 se simplifica

y permite obtener el intervalo de tiempo correspondiente conociendo las variaciones en la entalpía del fluido y en la temperatura del metal.

### 2.3 Modelo térmico de la tubería

Las pérdidas térmicas se calculan por medio de un modelo de nodos térmicos basado en la sección transversal de una tubería recta (Fig. 12a) compuesta por una tubería metálica y un aislamiento térmico que la envuelve y cuyas propiedades son conocidas. En la figura se representan 5 nodos correspondientes a las temperaturas del fluido ( $T_{fluid}$ ), de la tubería metálica ( $T_1$ ), de la superficie exterior del aislamiento ( $T_2$ ), del ambiente ( $T_{amb}$ ) y del cielo ( $T_{sky}$ ). Debido a la alta conductividad térmica del acero, se asume que la temperatura de la superficie interior y exterior de la tubería metálica es la misma. Sobre este sistema se realiza el balance de energía teniendo en cuenta las pérdidas por convección hacia la atmósfera y por radiación hacia el cielo (Rohsenow et al., 1985). El modelo equivalente de resistencias eléctricas (Fig. 12b) puede ayudar a simplificar el cálculo, considerando flujo de energía como corriente eléctrica, temperatura como potencial eléctrico y resistencia térmica como resistencia eléctrica.

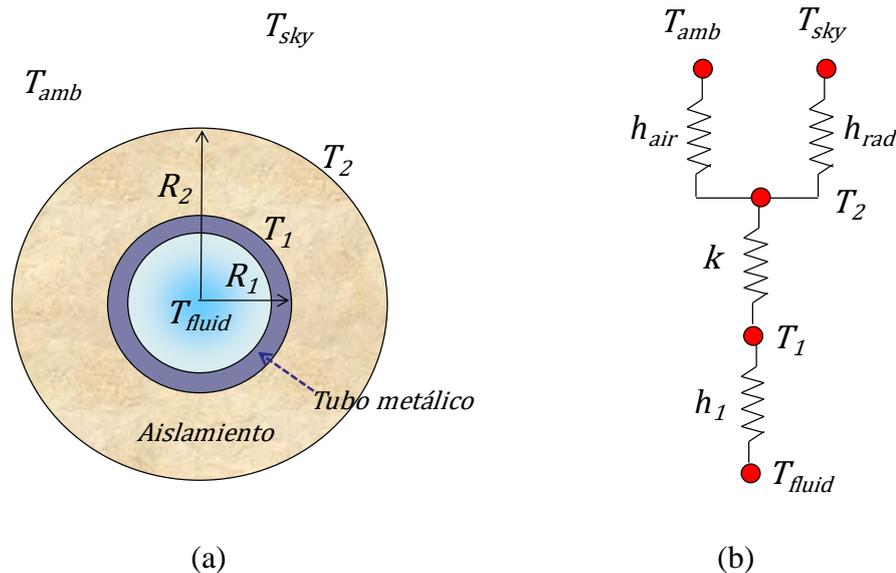


Figura 12. Diagrama de temperaturas de la sección transversal de tubería (a) y circuito eléctrico equivalente (b)

De acuerdo con el diagrama mostrado en la Fig. 12b, la potencia térmica transferida por convección entre el fluido y la tubería metálica,  $\dot{Q}_{fluid}$ , será la misma que la potencia térmica transferida por conducción a través del aislamiento térmico, es decir, entre la tubería metálica y el exterior del aislante,  $\dot{Q}_{insul}$ . A su vez, esta potencia será la misma que se pierde hacia el entorno,  $\dot{Q}_{loss}$ , por convección hacia la atmósfera y por radiación hacia

el cielo. Las ecuaciones que gobiernan los tres procesos de transferencia de calor son las siguientes:

$$\dot{Q}_{fluid} = h_1 \cdot A_1 \cdot (T_{fluid} - T_1) \quad (2.26)$$

$$\dot{Q}_{insul} = \frac{k \cdot A_{ml}}{\delta} (T_1 - T_2) \quad (2.27)$$

$$\dot{Q}_{loss} = (h_{air} \cdot (T_2 - T_{amb}) + h_{rad} \cdot (T_2 - T_{sky})) \cdot A_2 \quad (2.28)$$

En las ecuaciones 2.26 a 2.28,  $A_1$  representa la superficie interior de la tubería,  $A_2$  la superficie exterior del aislamiento y  $A_{ml}$  el área media logarítmica ( $A_{ml} = 2 \Pi \cdot \delta \cdot L / \ln(R_2 / R_1)$  para una longitud de tubería  $L$  en metros), considerando las tres áreas en  $m^2$ ; el aislamiento térmico viene caracterizado por su espesor  $\delta = R_2 - R_1$ , en metros, y por su conductividad térmica  $k$  ( $W/(m \cdot K)$ );  $h_1$ ,  $h_{air}$  y  $h_{rad}$ , en  $W/(m^2 \cdot K)$ , representan los coeficientes de transferencia de calor por convección entre el fluido y la tubería metálica, por convección entre el aislamiento y el ambiente y por radiación equivalente entre el aislamiento y el cielo, respectivamente. Igualando las tres ecuaciones se puede determinar la temperatura de la superficie exterior del aislamiento  $T_2$ :

$$T_2 = \frac{h_1 \cdot A_1 \cdot T_{fluid} + \left(1 + h_1 \cdot A_1 \frac{\delta}{k \cdot A_{ml}}\right) (h_{air} T_{amb} + h_{rad} T_{sky}) \cdot A_2}{h_1 \cdot A_1 + \left(1 + h_1 \cdot A_1 \frac{\delta}{k \cdot A_{ml}}\right) (h_{air} + h_{rad}) \cdot A_2} \quad (2.29)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación equivalente entre el aislamiento y el cielo,  $h_{rad}$ , se obtiene mediante la ley de Stefan-Boltzmann (**Costa Novella, 1986**), donde  $\varepsilon$  representa la emisividad de la superficie exterior del aislante,  $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann ( $5,6704 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ) y  $\dot{T}_2$  y  $\dot{T}_{sky}$  temperaturas medidas en Kelvin:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (\dot{T}_2^4 - \dot{T}_{sky}^4)}{T_2 - T_{sky}} \quad (2.30)$$

La temperatura del cielo,  $T_{sky}$ , se obtiene a partir de la temperatura ambiente,  $T_{amb}$ , utilizando la correlación de **Swinbank (1963)**, que puede escribirse del siguiente modo considerando temperaturas en Kelvin:

$$\dot{T}_{sky} = 0,0552 \cdot \dot{T}_{amb}^{1,5} \quad (2.31)$$

Por otra parte, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie externa del aislamiento y el aire exterior  $h_{air}$  permite tener en cuenta la velocidad del viento mediante la combinación de un coeficiente de transferencia de calor por convección natural,  $h_{free}$ , y uno por convección forzada,  $h_{wind}$ . El coeficiente combinado de transferencia de calor por convección  $h_{air}$  puede estimarse para una tubería cilíndrica sumando las cuartas potencias de ambos (**Incropera et al., 2006**):

$$h_{air} = (h_{free}^4 + h_{wind}^4)^{1/4} \quad (2.32)$$

El coeficiente por convección natural  $h_{free}$  se considera un valor fijo que se introduce como parámetro del modelo (un valor típico puede estar en torno a 10 W/(m<sup>2</sup>·K) para las condiciones globales de las tuberías consideradas, según los datos de **Engineering ToolBox (2003)**), mientras que el coeficiente por convección forzada  $h_{wind}$  puede estimarse mediante la correlación de Churchill-Bernstein (**Churchill y Bernstein, 1977**):

$$Nu = \frac{h_{wind} \cdot D_2}{k} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (2.33)$$

En la ecuación 2.33,  $D_2$  (m) representa el diámetro exterior del aislante, mientras que tanto la conductividad térmica  $k$  (W/(m·K)) como las propiedades termofísicas empleadas para el número de Reynolds ( $Re = v_{wind} \cdot D_2 \cdot \rho / \mu$ , donde  $v_{wind}$  es la velocidad del viento en m/s,  $\rho$  la densidad en kg/m<sup>3</sup> y  $\mu$  la viscosidad dinámica en kg/(m·s)) y de Prandtl ( $Pr = c_p \cdot \mu / k$ , donde  $c_p$  es el calor específico en J/(kg·K)) deben evaluarse a la temperatura media de película, es decir, la media entre la temperatura de la superficie externa del aislante y la del aire exterior. Es necesario precisar que la correlación de Churchill-Bernstein solo es válida para  $Re \cdot Pr > 0,2$ .

Por otra parte, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la tubería que aparece en la ecuación 2.29,  $h_1$ , se realiza de un modo similar al del modelo de captador, considerando la posibilidad de parada de la circulación del fluido y distinguiendo si el flujo es monofásico o bifásico: si hay circulación de fluido (convección forzada) se aplica la correlación de Dittus-Boelter (ecuación 2.11) para flujo monofásico o la de Kandlikar (ecuación 2.12) para bifásico, y si el fluido está parado (convección natural) se emplea la correlación de Churchill-Thelen (ecuación 2.16) para cualquier fase.

En el caso particular de flujo bifásico con fluido parado, dado que no existe una expresión específica, se obtienen las pérdidas térmicas para agua líquida y para vapor aplicando en

ambos casos la correlación de Churchill-Thelen, y las pérdidas térmicas para bifásico se estiman ponderando los dos resultados según el título de vapor.

De forma análoga al modelo de captador, el enfoque del modelo térmico de tubería es diferente dependiendo de si existe o no circulación de fluido. Si el caudal es mayor que cero, el método se basa en estimar, al igual que en el captador, qué longitud de tubería corresponde a cada una de las fases del fluido. Para el caso de flujo monofásico (agua líquida o vapor), las pérdidas térmicas sufridas a lo largo de la tubería producen un descenso en la temperatura del fluido. Si el flujo es bifásico, por el contrario, las pérdidas térmicas provocan una disminución de la entalpía de la mezcla en lugar de la temperatura. Una vez conocido el valor de las pérdidas térmicas, el modelo determina qué longitud de tubería corresponde a cada una de las fases del fluido ( $L_g$  longitud con vapor,  $L_{2p}$  longitud con bifásico,  $L_l$  longitud con agua líquida). Para ello se emplea la potencia térmica perdida por unidad de longitud ( $\dot{Q}_{loss}/L$ ), evaluando los puntos en los que pueda producirse un cambio de fase.

Por ejemplo, si tenemos vapor sobrecalentado y consideramos constantes tanto el caudal de fluido  $\dot{m}$  (kg/s) como el calor específico  $c_p$  (J/(kg·K)), conociendo las pérdidas térmicas por unidad de longitud para el tramo de vapor  $(\dot{Q}_{loss}/L)_g$ , en W/m, podemos relacionar la longitud del mismo  $L_g$  en metros con la temperatura de salida  $T_{out,g}$ , y así obtener la longitud para la que la temperatura llega a la saturación ( $T_{out,g} = T_{sat}$ ), como sigue:

$$T_{out,g} = T_{in,g} - L_g \frac{(\dot{Q}_{loss}/L)_g}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (2.34)$$

Para el tramo con flujo bifásico se utiliza la entalpía específica del fluido en lugar de la temperatura, ya que ésta durante toda la parte bifásica es igual a la de saturación, y no define de forma biunívoca un único estado del fluido. Así, si consideramos constante el caudal de fluido  $\dot{m}$  (kg/s) y conocemos las pérdidas térmicas por unidad de longitud para el tramo bifásico  $(\dot{Q}_{loss}/L)_{2p}$ , en W/m, podemos relacionar la longitud del mismo  $L_{2p}$  en metros con la entalpía específica de salida  $i_{out,2p}$ , en J/kg, y así obtener la longitud en la que se alcanza la fase líquida ( $i_{out,2p} = i_{sat,l}$ ):

$$i_{out,2p} = i_{in,2p} - L_{2p} \frac{(\dot{Q}_{loss}/L)_{2p}}{\dot{m}} \quad (2.36)$$

Una vez obtenida la longitud del tramo bifásico, se aplica el modelo hidráulico para determinar la presión de salida y así ajustar la temperatura del fluido a la nueva temperatura de saturación. La longitud del tramo con agua líquida será la restante ( $L_l = L_{total} - L_g - L_{2p}$ )

y la temperatura de salida de la misma se obtiene por medio de un balance simple para flujo monofásico (ecuación 2.18). En caso de que no exista agua líquida ( $i_{out} > i_{sat,l}$ ), el título de vapor de salida del tramo puede determinarse, como en el caso del captador, mediante la ecuación 2.24.

Además del análisis de la longitud en cada fase, se ha incorporado un mecanismo para simular de forma simple el efecto de la inercia térmica en las tuberías. Para ello se utiliza una solución simplificada de la ecuación diferencial asociada al balance térmico expresado en la ecuación 2.20. Considerando únicamente fluido monofásico con un valor constante del calor específico ( $\Delta\bar{t} = c_{p,fluid} \cdot \Delta T$ ), tanto en un paso temporal como a lo largo del tubo, y asumiendo que las pérdidas no son significativas gracias al aislamiento térmico, haremos la aproximación de que el incremento de temperatura tanto del fluido como de la tubería en un paso temporal es el mismo que el del fluido de salida ( $\Delta\bar{T}_{fluid} \approx \Delta\bar{T}_{pipe} \approx \Delta T_{out}$ ). Considerando la hipótesis de que en una tubería la potencia útil corresponde a las pérdidas térmicas totales ( $\dot{Q}_u = -\dot{Q}_{loss}$ ) y aplicando derivadas en lugar de incrementos, podemos escribir la ecuación 2.20 como:

$$-\dot{Q}_{loss} = (m_{fluid} \cdot c_{p,fluid} + m_{pipe} \cdot c_{p,pipe}) \frac{dT_{out}}{dt} + \dot{m} \cdot c_{p,fluid} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (2.37)$$

Reagrupando términos:

$$\frac{dT_{out}}{dt} + \frac{\dot{m} \cdot c_{p,fluid}}{m_{fluid}c_{p,fluid} + m_{pipe}c_{p,pipe}} T_{out} = \frac{\dot{m} \cdot c_{p,fluid} \cdot T_{in} - \dot{Q}_{loss}}{m_{fluid}c_{p,fluid} + m_{pipe}c_{p,pipe}} \quad (2.38)$$

La ecuación 2.38 es una ecuación diferencial lineal de 1<sup>er</sup> orden con coeficientes constantes, cuya solución  $T_{out}(t)$ , en función del tiempo  $t$  y del valor inicial de temperatura de salida  $T_{out}(0)$ , es la siguiente:

$$T_{out}(t) = T_{in} - \frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{m} \cdot c_{p,fluid}} + \left( T_{out}(0) - T_{in} + \frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{m} \cdot c_{p,fluid}} \right) e^{\frac{-\dot{m} \cdot c_{p,fluid} \cdot t}{m_{fluid}c_{p,fluid} + m_{pipe}c_{p,pipe}}} \quad (2.39)$$

Para el modelo de simulación resultará útil establecer el momento inicial como el final del paso temporal anterior, simplificando la expresión en lo posible. Llamaremos  $T_{out,\infty}$  a la temperatura de salida de la tubería sin aplicar inercia térmica ( $T_{out,\infty} = T_{in} - \dot{Q}_{loss}/(\dot{m} \cdot c_{p,fluid})$ ) y  $T_{out,old}$  a la temperatura de salida anterior, con un

paso temporal  $\Delta t$  (s). Así, el valor actual de temperatura considerando inercia térmica se estimará mediante la siguiente ecuación, que tiene en cuenta tanto el caudal de fluido  $\dot{m}$  (kg/s) como la masa del fluido y la tubería,  $m_{fluid}$  y  $m_{pipe}$  (kg), y sus calores específicos,  $c_{p,fluid}$  y  $c_{p,pipe}$  (J/(kg·K)), respectivamente:

$$T_{out} = T_{out,\infty} + (T_{out,old} - T_{out,\infty}) \cdot \exp\left(-\frac{\dot{m} \cdot c_{p,fluid} \cdot \Delta t}{m_{fluid}c_{p,fluid} + m_{pipe}c_{p,pipe}}\right) \quad (2.40)$$

Por otra parte, si el caudal es cero el modelo se formula para determinar, de todo el paso temporal considerado en la simulación, cuánto tiempo permanece el fluido en cada fase y la temperatura o título de vapor al final del paso temporal. Para ello se emplea un balance similar al del captador (ecuación 2.20), considerando únicamente pérdidas térmicas en la potencia útil y caudal nulo. Así, en caso de flujo monofásico (vapor o agua líquida), la relación entre la caída de temperatura  $\Delta T_{fluid}$  (°C) provocada por unas pérdidas térmicas  $\dot{Q}_{loss,1p}$  (W) y el tiempo en que se produce,  $\Delta t_{1p}$  (s), viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta T_{fluid} = -\dot{Q}_{loss,1p}\Delta t_{1p}/(m_{fluid}c_{p,fluid} + m_{pipe}c_{p,pipe}) \quad (2.41)$$

En caso de bifásico no puede considerarse la temperatura ya que se mantiene constante, así que se usa la caída en el título de vapor  $\Delta \dot{x}$  para un tiempo determinado  $\Delta t_{2p}$  (s). La expresión que los relaciona tiene en cuenta la masa de fluido  $m_{fluid}$  (kg), las pérdidas térmicas  $\dot{Q}_{loss,2p}$  (W) y la diferencia, en J/kg, entre la entalpía inicial del fluido bifásico en el intervalo considerado,  $i_{init,2p}$ , y la entalpía de saturación al pasar a líquido,  $i_{sat,l}$ :

$$\Delta \dot{x} = \frac{-\dot{Q}_{loss,2p}\Delta t_{2p}}{m_{fluid} \cdot (i_{init,2p} - i_{sat,l})} \quad (2.42)$$

## 2.4 Modelo hidráulico

El modelo hidráulico es básicamente el mismo tanto para los tubos absorbedores de los captadores cilindroparábolicos como para las tuberías de interconexión. Las pérdidas de carga se calculan mediante la ecuación de Bernoulli, considerando la aproximación de que todas las tuberías tienen el mismo diámetro y que las pérdidas de carga debidas a cambios en la energía cinética del fluido son despreciables. Así, el cálculo puede descomponerse en pérdidas debidas a la diferencia de altura hidráulica entre la entrada y la salida,  $\Delta p_z$ , y pérdidas por fricción tanto en tramos rectos,  $\Delta p_{pipe}$ , como en accesorios y elementos hidráulicos del circuito,  $\Delta p_{acc}$ :

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_{pipe} + \Delta p_{acc} \quad (2.43)$$

Dado que puede existir tanto flujo monofásico como bifásico, la caída de presión debida a diferencia de altura depende de la fracción de vacío, que se utiliza como una medida del volumen de fluido ocupado por cada fase. Por ello, las pérdidas de carga  $\Delta p_z$  (Pa) debidas a diferencia de altura hidráulica  $\Delta z$  (m) entre la entrada y la salida de la tubería se estiman ponderando según la fracción de vacío  $\varepsilon$  las densidades en  $\text{kg/m}^3$  correspondientes a líquido,  $\rho_l$ , y a vapor,  $\rho_g$ , mediante la siguiente expresión, que hace uso de la gravedad estándar ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ):

$$\Delta p_z = g \cdot \Delta z \cdot [(1 - \varepsilon) \cdot \rho_l + \varepsilon \cdot \rho_g] \quad (2.44)$$

La correlación para la fracción de vacío que ha demostrado un mejor comportamiento al reproducir las pérdidas de carga ha sido la de **Steiner (1993)**, que es una versión revisada del modelo de **Rouhani y Axelsson (1970)**. Según la propuesta de Steiner, la fracción de vacío  $\varepsilon$  se obtiene a partir del título de vapor,  $\dot{x}$ , mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{\dot{x}}{\rho_g} \left[ (1 + 0,12 \cdot (1 - \dot{x})) \left( \frac{\dot{x}}{\rho_g} + \frac{1 - \dot{x}}{\rho_l} \right) + \frac{1,18 \cdot (1 - \dot{x}) A [g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_g)]^{0,25}}{\dot{m} \cdot \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (2.45)$$

En la ecuación 2.45,  $\dot{m}$  representa el caudal másico de fluido en  $\text{kg/s}$ ,  $A$  el área de la sección transversal interior de la tubería en  $\text{m}^2$ ,  $\rho_l$  y  $\rho_g$  las densidades del líquido y vapor en  $\text{kg/m}^3$ ,  $\sigma$  la tensión superficial del agua en  $\text{N/m}$  y  $g$  la gravedad estándar ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ).

En el caso de flujo monofásico (agua líquida o vapor seco), las pérdidas de carga por fricción en tramos rectos de tubería pueden calcularse mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (**Crane, 1982**):

$$\Delta p_{pipe} = 2 \cdot f \cdot \rho \cdot v^2 \cdot L/D \quad (2.46)$$

En esta ecuación, las pérdidas de carga  $\Delta p_{pipe}$  (Pa) son función de la relación “longitud vs diámetro interno” de la tubería,  $L/D$ , la velocidad y densidad del fluido,  $v$  (m/s) y  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ ), y el factor de fricción de Fanning  $f$ . El cálculo de este factor de fricción depende del tipo de régimen de flujo que existe en la tubería, que viene determinado por el valor del número de Reynolds ( $Re = v \cdot D \cdot \rho / \mu$ ). En caso de  $Re \leq 2100$ , se asume régimen de flujo laminar y se aplica la ley de Poiseuille (**Crane, 1982**) para calcular el factor de fricción:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.47)$$

En caso de  $Re > 2100$ , se asume régimen turbulento y entonces el factor de fricción se calcula mediante la correlación de **Chen (1979)**, que tiene en cuenta la razón entre la rugosidad de la superficie interior de la tubería  $\delta$  y el diámetro interno  $D$ :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \cdot \log \left[ \frac{\delta/D}{3,7065} - \frac{5,0452}{Re} \log \left( \frac{(\delta/D)^{1,1098}}{2,8257} + \frac{5,8506}{Re^{0,8981}} \right) \right] \quad (2.48)$$

Es necesario precisar que el límite que distingue el régimen laminar del turbulento no es en realidad un valor fijo del número de Reynolds, sino que existe una zona de régimen de transición donde ambos están mezclados. No obstante, en el campo solar es recomendable el funcionamiento en régimen turbulento ya que favorece la transferencia de calor de forma más homogénea en todo el perímetro de la tubería, por lo cual casi siempre se emplean caudales que implican números de Reynolds elevados ( $Re > 10^5$ ). Así, normalmente se trabaja fuera de esta zona de transición y se ha considerado razonable utilizar un enfoque sencillo mediante el criterio del valor límite mencionado ( $Re = 2100$ ).

Para el cálculo de la pérdida de carga por fricción en una tubería recta por la que circula un flujo bifásico se emplea el modelo de **Friedel (1975)**. Según este modelo, la caída de presión en una tubería con flujo bifásico es proporcional a la caída de presión en la misma tubería por la que circula el mismo caudal pero solo de agua líquida, según la expresión:

$$\Delta p_{pipe,2p} = F_{Friedel} \cdot \Delta p_{pipe,l} \quad (2.49)$$

La pérdida de carga para agua líquida,  $\Delta p_{pipe,l}$ , se calcula con la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 2.46), mientras que el multiplicador para bifásico se obtiene por medio de la siguiente correlación:

$$F_{Friedel} = (1 - \dot{x})^2 + \dot{x}^2 \frac{\rho_l \cdot f_g}{\rho_g \cdot f_l} + 3,43 \dot{x}^{0,685} \cdot (1 - \dot{x})^{0,24} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0,22} \cdot \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0,89} \cdot Fr_l^{-0,047} \cdot We_l^{-0,0334} \quad (2.50)$$

En la ecuación 2.50,  $f_g$  y  $f_l$  representan los factores de fricción de Fanning si todo el caudal fuera gas y líquido, respectivamente, mientras que  $Fr_l$  y  $We_l$  son los números de Froude y Weber considerando todo el caudal  $\dot{m}$  (kg/s) como líquido. Las propiedades del fluido

(densidad  $\rho$  en  $\text{kg}/\text{m}^3$ , viscosidad dinámica  $\mu$  en  $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ) incluyen también los subíndices  $l$  y  $g$  para referirse a líquido y gas. El número de Froude se especifica en la ecuación 2.13 y el de Weber viene definido por la siguiente expresión, donde  $A$  ( $\text{m}^2$ ) el área de la sección transversal interior de la tubería y  $D$  (m) su diámetro interno:

$$We_l = \frac{\dot{m}^2 \cdot D}{\rho_l \cdot \sigma \cdot A^2} \quad (2.51)$$

La tensión superficial del agua  $\sigma$ , en  $\text{N}/\text{m}$ , se calcula mediante la siguiente fórmula (**Carey, 1992**) a partir de la temperatura del fluido  $\dot{T}_{fluid}$ , en Kelvin, que será la de saturación:

$$\sigma = 235,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - \frac{\dot{T}_{fluid}}{647,2}\right)^{1,256} \cdot \left[1 - 0,625 \cdot \left(1 - \frac{\dot{T}_{fluid}}{647,2}\right)\right] \quad (2.52)$$

Para el cálculo de las pérdidas de carga por fricción en accesorios,  $\Delta p_{acc}$ , se sigue un método similar al de los tramos rectos. Es decir, la caída de presión a través de un elemento hidráulico por el que circula un flujo bifásico será proporcional a la caída de presión en ese mismo elemento por el que circula todo el caudal en forma de agua líquida. Por ejemplo, para codos de  $90^\circ$  se utiliza el factor de proporcionalidad de **Chisholm (1980)**:

$$\Delta p_{elbow,2p} = F_{Chisholm} \cdot \Delta p_{elbow,l} \quad (2.53)$$

El factor de Chisholm para codos de  $90^\circ$  se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$F_{Chisholm} = \frac{1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right) \cdot \left(\left(1 + \frac{2,2}{\xi \cdot (2 + R/D)}\right) \cdot \dot{x} \cdot (1 - \dot{x}) + \dot{x}^2\right)}{(1 - \dot{x})^2} \quad (2.54)$$

En la ecuación 2.54,  $\xi$  representa el coeficiente de pérdidas de carga para un codo de  $90^\circ$  con una relación  $R/D$  (relación entre el radio de curvatura y diámetro interno de la tubería) determinada considerando flujo monofásico. Este coeficiente permite obtener la pérdida de carga para el mismo codo con todo el caudal como agua líquida por medio de la expresión:

$$\Delta p_{elbow,l} = 1/2 \cdot \xi \cdot \rho_l \cdot v_l^2 \quad (2.55)$$

La velocidad para líquido  $v_l$  en m/s se obtiene a partir del caudal total  $\dot{m}$  en kg/s, el título de vapor  $\dot{x}$ , la densidad del líquido  $\rho_l$  en kg/m<sup>3</sup> y el área  $A$  de la sección interior de la tubería, en m<sup>2</sup>:

$$v_l = \frac{\dot{m} \cdot (1 - \dot{x})}{\rho_l \cdot A} \quad (2.56)$$

La pérdida de carga en un codo para vapor sobrecalentado se obtendría de forma análoga aplicando el mismo coeficiente. Por otra parte, los valores del coeficiente de pérdida de carga  $\xi$  utilizados tienen en cuenta una tubería rugosa y se especifican en la Tabla 3 (Rumpel y Sondershausen, 1994).

**Tabla 3. Valores del coeficiente de pérdidas de carga  $\xi$  en un codo de 90° para una tubería rugosa para distintos valores de  $R/D$  (radio de curvatura/diámetro interno).**

$R/D$	$\xi$
1	0,51
2	0,3
4	0,23
6	0,18
10	0,2

Solo se consideran como accesorios de tubería los codos de 90° y las juntas rotativas de los captadores solares. El modelo para las juntas rotativas es el mismo que para los codos de 90°, ya que se ha estimado que las pérdidas de carga de ambos elementos son aproximadamente iguales (Romero-Álvarez y Zarza, 2007).

## 2.5 Modelo de elementos auxiliares

Además del captador y de las tuberías de interconexión, para simular el comportamiento de un lazo GDV es necesario incorporar modelos de elementos auxiliares como el inyector, el separador agua/vapor y el controlador de caudal que se van a requerir en los modos de operación del campo solar un-solo-paso, inyección y recirculación descritos en la sección 1.3.

### 2.5.1 Modelo del inyector

El inyector es un elemento que permite añadir una pequeña cantidad de agua a través de una rama perpendicular al flujo principal. Cuenta con una válvula en la rama de inyección para compensar la diferencia de presión que pueda existir entre las dos ramas.

El modelo del inyector se ha desarrollado en un nuevo componente que considera dos ramas de entrada al elemento, la #1 para el flujo principal y la #2 para el flujo de inyección, y una de salida. Así, el componente toma las condiciones del fluido (temperatura, presión, título de vapor y caudal másico) en cada rama de entrada y devuelve las condiciones del fluido a la salida para cada paso temporal.

En primer lugar se obtiene la entalpía específica del fluido, en J/kg, para cada una de las dos ramas de entrada,  $i_1$  para la rama principal e  $i_2$  para la de inyección, a partir de la presión, temperatura y título de vapor por medio de las ecuaciones de **Wagner y Kruse (1998)**. El caudal de salida, en kg/s, será la suma de los caudales de las dos ramas ( $\dot{m}_{out} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ ). Por otra parte, se asume que la presión de la rama #2 se ajusta a la de la #1 mediante la válvula de inyección y por tanto la presión de salida del fluido será la misma que la de la rama principal. La entalpía específica a la salida se calcula como una suma ponderada de las entalpías del fluido en las dos ramas según el caudal másico de entrada en cada una de ellas:

$$i_{out} = \frac{i_1 \cdot \dot{m}_1 + i_2 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_{out}} \quad (2.57)$$

### 2.5.2 Modelo del separador agua-vapor

El separador agua-vapor utilizado en el modo de recirculación consiste en un tanque vertical que permite la separación de una mezcla bifásica en vapor seco y agua líquida. En su versión simplificada, que es la que se va a considerar, cuenta con una entrada para el flujo bifásico y con dos salidas: una en la parte superior para el vapor seco y otra en la parte inferior para el agua líquida. Se debe precisar que el vapor obtenido en la salida superior puede no ser completamente seco, sino que su calidad dependerá de la capacidad del dispositivo para separar la mezcla.

El modelo de separador agua-vapor se ha implementado por medio de otro componente que pondera el caudal de entrada  $\dot{m}_{in}$  (kg/s) según el título de vapor  $x_{in}$  para obtener las condiciones del fluido en las dos salidas mencionadas. De forma similar al modelo del inyector, el componente toma las condiciones del fluido (temperatura, presión, título de vapor y caudal másico) a la entrada del separador y devuelve las condiciones del fluido en cada una de las dos salidas para cada paso temporal, proporcionando también el volumen de líquido en el tanque. Además, se considera un rendimiento  $\eta_{sep}$  del separador al determinar el caudal de salida en cada una de las fases, que representa la cantidad de líquido que el dispositivo es capaz de separar. Este rendimiento se define (**Eck et al., 2006**) como la relación entre el caudal de líquido separado a la salida  $\dot{m}_l$  (kg/s) y el caudal de líquido total a la entrada, es decir:

$$\eta_{sep} = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{in} \cdot (1 - \dot{x}_{in})} \quad (2.58)$$

Si el caudal de líquido en el tanque no varía, los caudales de agua líquida,  $\dot{m}_l$ , y de vapor,  $\dot{m}_g$ , pueden calcularse a partir de las variables de entrada, en kg/s, por medio de las siguientes expresiones:

$$\dot{m}_l = \eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in}) \cdot \dot{m}_{in} \quad (2.59)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{in} - \dot{m}_l = (1 - \eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in})) \cdot \dot{m}_{in} \quad (2.60)$$

El título de vapor de la salida inferior debe ser 0 (agua líquida) y el de la superior  $\dot{x}_{out}$  vendrá dado por la cantidad de caudal de líquido que se ha podido separar:

$$\dot{x}_{out} = 1 - \frac{\dot{m}_{in} \cdot (1 - \dot{x}_{in}) - \dot{m}_l}{\dot{m}_g} = \frac{\dot{x}_{in}}{1 - \eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in})} \quad (2.61)$$

Sin embargo, el separador no tiene por qué mantener siempre el mismo nivel de agua líquida, sino que éste puede variar dependiendo de su estado anterior y del balance de caudales de entrada y salida. En este caso el caudal de líquido separado  $\dot{m}_l$ , dado por la ecuación 2.59, puede ser distinto al caudal de salida real del agua del tanque  $\dot{m}_{out,l}$ . Así, el volumen de agua líquida en el tanque separador tras un paso temporal  $\Delta t$  puede obtenerse a partir del volumen  $V_{sep,old}$  en el paso anterior mediante la siguiente expresión:

$$V_{sep} = V_{sep,old} + (\dot{m}_l - \dot{m}_{out,l}) \cdot \Delta t / \rho_l \quad (2.62)$$

En la ecuación 2.62, la densidad  $\rho_l$  corresponderá a la del agua líquida, en kg/m<sup>3</sup>, mientras que los volúmenes actual  $V_{sep}$  y anterior  $V_{sep,old}$  vendrán dados en m<sup>3</sup>, los caudales de agua  $\dot{m}_l$  y  $\dot{m}_{out,l}$  en kg/s y el paso temporal  $\Delta t$  en segundos.

El modelo permite especificar el caudal de agua demandado a la salida del separador, que se corresponde con el caudal requerido a través de la bomba de recirculación. Este caudal de salida tratará de satisfacerse siempre que el volumen de agua en el tanque permita compensar la diferencia de caudales entre la entrada y la salida. En caso de que el tanque esté lleno o vacío, el caudal de exceso o defecto, respectivamente, deberá añadirse o detrarse del caudal de agua demandado a la salida.

El modelo hidráulico del separador se ha implementado de forma simple mediante una ecuación similar a las de los accesorios de tubería (ecuación 2.55) que tiene en cuenta un

coeficiente de pérdidas  $\xi$  adimensional. Así, la pérdida de carga, en Pa, entre la entrada bifásica y la salida de vapor se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\Delta p = 1/2 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \quad (2.63)$$

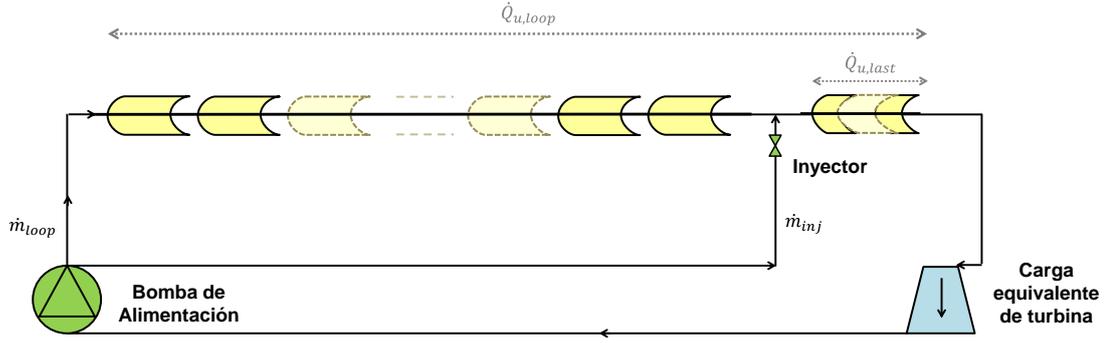
Los valores de densidad  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) y de velocidad  $v$  (m/s) se refieren en este caso al fluido bifásico y se calculan empleando el diámetro de la tubería de entrada al separador. Un coeficiente típico para  $\xi$  puede estar entre 1 y 20 (**Eck et al., 2006**) considerando diámetros de entrada como los de los tubos receptores.

### 2.5.3 Modelo del controlador de caudal

Tanto para la operación como para la simulación adecuada de un lazo GDV es necesario determinar el caudal de agua requerido a la entrada del lazo de manera que se obtengan las condiciones deseadas del vapor a la salida. Esto se consigue por medio de un controlador de caudal que, a partir de datos medidos en distintos puntos del lazo, calcula y asigna los valores tanto del caudal de entrada de agua al lazo como, en caso de existir un inyector, del caudal de inyección.

Para el desarrollo del modelo de controlador se ha tenido en cuenta la posibilidad de operar el lazo de captadores bien en modo un-solo-paso (once-through) o bien en modo recirculación, dado que en las centrales termosolares a simular se pretenden estudiar las dos configuraciones. Además, en ambos modos de operación se incluye la posibilidad de inyectar una pequeña cantidad de agua antes de los últimos captadores, lo que va a permitir un ajuste más preciso de las condiciones del vapor de salida. El modelo se basa en los esquemas de control definidos y probados en el proyecto DISS para los modos un-solo-paso y recirculación (**Valenzuela et al., 2005, 2006**), que combinan una estrategia de control de adelanto (“feedforward”) a partir de las entradas del lazo en el instante actual con una de realimentación (“feedback”) utilizando además los valores de salida del paso temporal anterior.

La Fig. 13 representa el esquema del lazo de captadores considerado en el modelo de controlador para el modo once-through. En la figura pueden verse algunos captadores o fragmentos de ellos difuminados en línea discontinua, lo cual significa que el número de captadores en cada zona del lazo no está especificado de antemano, sino que puede definirse mediante los parámetros del componente. De esta manera el esquema de control puede adaptarse a distintas geometrías de lazo y permitir una mayor flexibilidad. En la Fig. 13 se indican también los caudales (dados siempre en kg/s) y potencias térmicas (en W) más relevantes para la estrategia de control.



**Figura 13. Diagrama de lazo GDV considerado para el controlador de caudal en modo once-through**

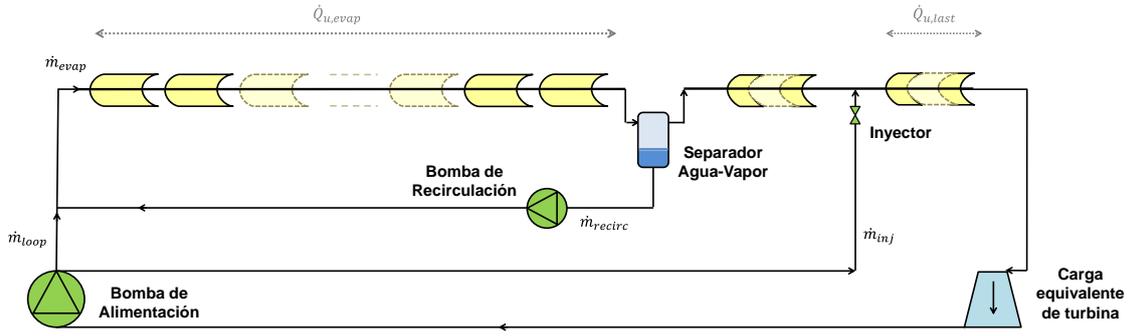
En primer lugar, llamaremos caudal de adelanto o “feedforward”  $\dot{m}_{ff,loop}$  al valor de caudal de entrada  $\dot{m}_{loop}$  que permitiría alcanzar las condiciones nominales del vapor a la salida si se mantuvieran las variables actuales del sistema en estado estacionario. Así, a partir de la potencia útil obtenida en el lazo  $\dot{Q}_{u,loop}$  (W), del caudal de inyección de consigna  $\dot{m}_{ref,inj}$  y de la diferencia en J/kg entre la entalpía específica a la entrada,  $i_{in}$ , y de consigna a la salida del lazo,  $i_{out,ref}$ , el controlador determina el caudal de adelanto (caudal “feedforward”) de entrada al lazo mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{ff,loop} = \frac{\dot{Q}_{u,loop}}{i_{out,ref} - i_{in}} - \dot{m}_{ref,inj} \quad (2.64)$$

Sin embargo, para tener en cuenta la variación de las variables de entrada y el efecto asociado en la salida, la estimación de caudal se corrige aprovechando la realimentación del error cometido en el paso temporal anterior. Así, el caudal corregido con realimentación (“feedback”) se obtiene restando al caudal de adelanto la parte proporcional a la desviación en la entalpía de salida, en J/kg, observada en el paso anterior, según la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{fb,loop} = \dot{m}_{ff,loop} - (\dot{m}_{old,loop} + \dot{m}_{old,inj}) \frac{i_{out,ref} - i_{out,old}}{i_{out,ref} - i_{in}} \quad (2.65)$$

Por otra parte, el diagrama correspondiente al modo de recirculación se muestra en la Fig. 14, donde se indican también los caudales (siempre en kg/s) y potencias térmicas (en W) que intervienen en la estrategia de control.



**Figura 14. Diagrama de lazo GDV considerado para el controlador de caudal en modo recirculación**

Según la estrategia definida para este modo, el caudal a través de la bomba de recirculación se establece en un valor fijo y el sistema de control trata de regular el nivel de agua líquida en el tanque separador de modo que se mantenga en un valor de consigna. Así, en estado estacionario podemos considerar que el nivel de agua en el separador es constante. Esto implica que el caudal a través de la bomba de recirculación será el mismo que el caudal de agua líquida  $\dot{m}_l$  obtenido del separador, dado por la ecuación 2.59. De forma análoga al modo once-through, el caudal de adelanto (“feedforward”) correspondiente al valor  $\dot{m}_{loop}$  indicado en el diagrama puede entonces obtenerse a partir del caudal de recirculación  $\dot{m}_{recirc}$  y de las ecuaciones 2.59 y 2.60 mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ff,loop} = \frac{1 - \eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in,sep})}{\eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in,sep})} \dot{m}_{recirc} \quad (2.66)$$

Es necesario determinar el título de vapor a la entrada del separador  $\dot{x}_{in,sep}$ , es decir, a la salida de la zona de evaporación. Para ello evaluamos la potencia térmica ganada por el fluido en los captadores anteriores al separador:

$$\dot{Q}_{u,evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (i_{in,sep} - i_{in,evap}) \quad (2.67)$$

Teniendo en cuenta la ecuación 2.24, que relaciona el título de vapor con la entalpía correspondiente ( $i_{in,sep} = i_{s,l} + \dot{x}_{in,sep} \Delta i_{l,g}$ ), y la ecuación 2.59, que relaciona el caudal de evaporación con el de recirculación, podemos escribir:

$$\dot{Q}_{u,evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (i_{s,l} - i_{in,evap} + \dot{x}_{in,sep} \Delta i_{l,g}) = \dot{m}_{recirc} \frac{i_{s,l} - i_{in,evap} + \dot{x}_{in,sep} \Delta i_{l,g}}{\eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in,sep})} \quad (2.68)$$

Y despejando  $\dot{x}_{in,sep}$  se puede obtener de forma explícita el título de vapor a la entrada del separador:

$$\dot{x}_{in,sep} = \frac{\eta_{sep}\dot{Q}_{u,evap} - \dot{m}_{recirc} \cdot (i_{s,l} - i_{in,evap})}{\eta_{sep}\dot{Q}_{u,evap} + \dot{m}_{recirc}\Delta i_{l,g}} \quad (2.69)$$

Además, el modelo del controlador de caudal para el modo recirculación debe tener en cuenta el comportamiento del separador, descrito por la ecuación 2.59, y estar preparado para regular y mantener el nivel de agua en el mismo. Para ello, la estimación de caudal de adelanto a partir de las variables actuales del sistema se combina con un mecanismo de realimentación simple basado en el control proporcional. El controlador determina el error cometido por el balance estacionario utilizando el valor del nivel de agua en el paso temporal anterior y ajusta el caudal del lazo de acuerdo con un valor proporcional a ese error. Así, el caudal corregido con realimentación o “feedback”  $\dot{m}_{fb,loop}$  se obtendrá sumando al caudal de adelanto un valor proporcional a la diferencia, en m<sup>3</sup>, entre el volumen de agua de consigna  $V_{sep,ref}$  y el volumen real anterior  $V_{sep,old}$  según la siguiente expresión, donde  $K_P$  (kg/(s·m<sup>3</sup>)) representa la ganancia proporcional:

$$\dot{m}_{fb,loop} = \dot{m}_{ff,loop} + K_P \cdot (V_{sep,ref} - V_{sep,old}) \quad (2.70)$$

Tanto en la configuración once-through como en recirculación se utiliza el mismo método para determinar el valor del caudal de inyección. Primero se estima un valor de adelanto o “feedforward” a partir de las variables actuales del sistema y después se incorpora un mecanismo de realimentación simple para tener en cuenta los valores obtenidos a la salida en el paso anterior. Así, el valor de adelanto  $\dot{m}_{ff,inj}$  del caudal de inyección se calcula mediante un balance de energía a partir de la potencia útil para el fluido después del inyector  $\dot{Q}_{u,last}$ , del caudal medido en los captadores antes de la válvula de inyección  $\dot{m}_{bef\_inj}$  y de las entalpías en varios puntos del circuito ( $i_{inj}$  en el inyector,  $i_{bef\_inj}$  en los captadores antes del inyector e  $i_{out,ref}$  de consigna a la salida del lazo, medidas en J/kg):

$$\dot{m}_{ff,inj} = \frac{\dot{Q}_{u,last} - \dot{m}_{bef\_inj} \cdot (i_{out,ref} - i_{bef\_inj})}{i_{out,ref} - i_{inj}} \quad (2.71)$$

De forma similar al caudal del lazo para el modo once-through, la estimación del caudal de inyección obtenida mediante la ecuación 2.71, tanto en modo once-through como en recirculación, se corrige aprovechando la realimentación del error cometido en el paso temporal anterior. El caudal corregido con realimentación  $\dot{m}_{fb,inj}$  se obtiene entonces

restando al caudal de adelante la parte proporcional a la desviación en la entalpía de salida en el paso anterior respecto al valor de consigna, según la siguiente expresión:

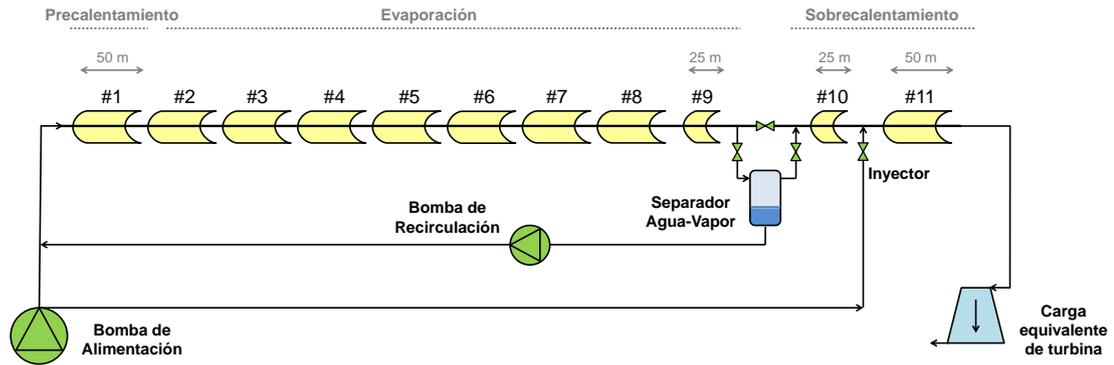
$$\dot{m}_{fb,inj} = \dot{m}_{ff,inj} - (\dot{m}_{old,inj} + \dot{m}_{bef\_inj}) \frac{i_{out,ref} - i_{out,old}}{i_{out,ref} - i_{inj}} \quad (2.72)$$

Por último, el modelo descrito para el controlador requiere disponer del valor antiguo de salida de algunos elementos. Esto se consigue por medio de un componente adicional (type293) que almacena y devuelve valores del paso temporal anterior.

## 2.6 Validación del modelo de lazo de captadores

La validación del modelo de lazo de captadores cilindroparábolicos se ha realizado con resultados experimentales de la instalación DISS, descrita en la sección 1.4, en varios modos de operación. El lazo DISS está situado en la Plataforma Solar de Almería, a 37°05'30" de latitud Norte y 2°21'19" de longitud Oeste. Aunque la instalación ha sufrido varias modificaciones durante las distintas fases del proyecto y campañas de ensayo, la configuración utilizada para la validación del modelo consiste básicamente en un lazo formado por 11 captadores cilindroparábolicos orientados en dirección Norte-Sur y conectados en serie. Los captadores son concentradores LS-3 modificados de 50 m de longitud, excepto los #9 y #10 que son captadores especiales de prueba con una longitud de 25 m. Los captadores LS-3 tienen un ancho de parábola de 5,76 m y una distancia focal de 1,71 m; los tubos absorbedores utilizados en los proyectos DISS e INDITEP (de los que se han considerado datos experimentales para hacer la validación del modelo) están fabricados en acero ferrítico A335 P22 con un diámetro interior de 0,05 m y exterior de 0,07 m.

En la Fig. 15 se muestra un diagrama simplificado del lazo. Como puede verse, el lazo cuenta con un separador agua-vapor entre los captadores #9 y #10 (entre las zonas de evaporación y sobrecalentamiento) y un inyector entre los captadores #10 y #11, incluyendo las válvulas correspondientes para permitir el ensayo de distintos modos de operación del proceso GDV.



**Figura 15. Diagrama del lazo DISS utilizado para la validación del modelo cuasidinámico**

Cada uno de los modos de operación implica la utilización o no de algunos de los elementos incluidos en la Fig. 15. Por ejemplo, en el modo once-through la válvula del inyector permanecerá cerrada y el acceso al separador agua-vapor se impedirá mediante el juego de válvulas asociado, mientras que para el modo recirculación se abrirá la circulación por ambos elementos. En el diagrama se indican de forma aproximada los captadores que corresponden a cada zona del lazo: precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. Sin embargo, la amplitud de cada zona no es fija, sino que depende del modo de operación y de los parámetros concretos establecidos para el ensayo.

Los parámetros principales, longitudes de tubería (tubos absorbedores y tuberías de interconexión) y accesorios (codos y juntas rotativas) considerados en el modelo de simulación se recogen en la Tabla 4. La medida de pérdida de carga para cada captador incluye también los elementos especificados en cada entrada de la tabla. La configuración para los captadores #1 a #7 es idéntica y se resume en los datos de la primera fila. No obstante, el campo solar DISS presenta una diferencia de altura de unos 6 m a lo largo del lazo y, como consecuencia, la altura de cada captador es distinta. Así, en la columna  $\Delta z$  se refleja la diferencia de altura entre la salida de cada captador y la entrada del siguiente.

**Tabla 4. Parámetros principales, longitudes de tubería y accesorios considerados en cada captador**

Captador	Absorbedor (m)	Conexiones (m)	Codos	Juntas rotativas	$\Delta z$ (m)
#1-#7	48	11	8	3	0,6
#8	48	17	8	3	0,43
#9	24	17	8	3	0,6
#10	24	11	8	3	0,6
#11	48	6	4	2	0

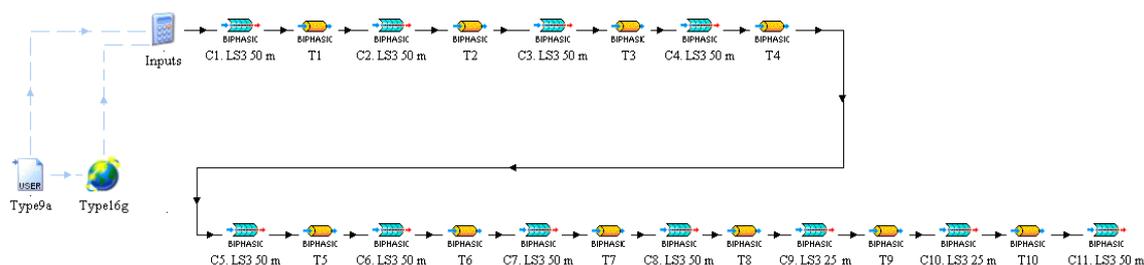
Las principales variables de entrada que van a resultar útiles para la validación del modelo son temperatura, presión absoluta y diferencial, caudal másico e irradiancia solar normal directa. Las medidas de temperatura a la entrada y la salida de cada captador se tomaron mediante termopares tipo J insertados en la tubería, que presentan una precisión nominal de  $\pm 2$  °C. Las presiones absoluta y diferencial se midieron para cada captador por medio de

transmisores coplanares con incertidumbres de  $\pm 0,06$  MPa y  $\pm 0,004$  MPa respectivamente. Por otra parte, las medidas de caudal másico para agua y vapor se obtuvieron con sensores de placa de orificio, dando una incertidumbre de  $0,05$  kg/s. Finalmente, la irradiancia normal directa se midió con un pirheliómetro asociado con una incertidumbre de  $\pm 10$  W/m<sup>2</sup> asociada al instrumento. Los datos experimentales se tomaban en el sistema de adquisición de datos con una periodicidad de 5 s.

Es importante recalcar el bajo tiempo de computación del modelo desarrollado. La simulación de cada caso de prueba de los descritos en los siguientes apartados se ha realizado en un equipo convencional con un procesador Intel Core i5-3550 a 3,3 GHz, requiriendo unos 5 min de tiempo de computación para 10 h de tiempo real con un paso temporal de 5 s.

### 2.6.1 Validación del modo un-solo-paso

En primer lugar se realizará la validación para el modo de operación un-solo-paso, también llamado “once-through”. El aspecto general del modelo TRNSYS correspondiente se muestra en la Fig. 16. En él aparecen algunos de los componentes descritos en las secciones anteriores: captador cilindroparábólico (type218) y tuberías de interconexión (type214). Además se incluye un editor de ecuaciones y componentes de la librería estándar de TRNSYS para leer ficheros de datos de entrada (Type9a) y calcular ángulos solares (Type16g). Para mantener la claridad del modelo, en la figura no se muestran los componentes de presentación o exportación de resultados mencionados en la sección 2.1.



**Figura 16. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación del modo un-solo-paso**

La validación del modo once-through se ha llevado a cabo comparando los resultados de la simulación con datos experimentales de la instalación DISS para este modo de operación con días de ensayo del año 2000. Con el fin de abordar distintas condiciones que permitan una evaluación fiable del comportamiento del modelo, se han elegido tres días significativos para este modo de operación, cada uno con una presión de trabajo diferente, alrededor de 3, 6 y 10 MPa. Además, los dos primeros días incluyen el desenfoco de algunos captadores para simular el paso de nubes que afectan parcialmente al campo solar. Los parámetros principales y variables de operación de estos tres casos, medidos en condiciones estacionarias, se muestran en la Tabla 5. En ella se recogen datos de presión,

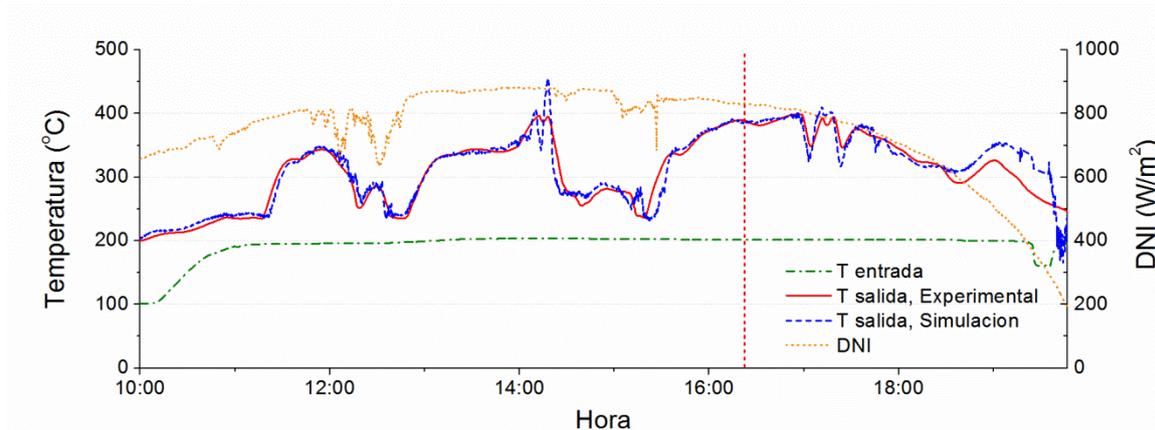
temperatura y caudal másico a la entrada del lazo, temperatura a la salida, irradiancia solar normal directa, fecha de cada caso y hora concreta considerada para la toma de los datos, incluyendo también la incertidumbre asociada a cada medida. El comportamiento del modelo se evaluará en cada caso comparando la temperatura de salida medida en la instalación con la obtenida en la simulación. Así, la precisión del modelo en términos de temperatura de salida se estimará mediante el cálculo del error medio absoluto a lo largo del período de tiempo considerado. El paso temporal de la simulación es el mismo que el de los datos experimentales, 5 s.

**Tabla 5. Casos de prueba para la validación del modo un-solo-paso y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias**

Caso	$p_{in}$ (MPa)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}_{in}$ (kg/s)	$E_b$ (W/m <sup>2</sup> )	Fecha	Hora
#1	3,50 ± 0,06	202 ± 2	388 ± 2	0,47 ± 0,05	830 ± 10	14/9/2000	16:23:30
#2	6,37 ± 0,06	238 ± 2	345 ± 2	0,55 ± 0,05	974 ± 10	3/10/2000	13:25:00
#3	10,34 ± 0,06	272 ± 2	330 ± 2	0,73 ± 0,05	888 ± 10	28/7/2000	14:55:00

La variable más importante a comparar para la validación del modelo será la temperatura de salida del lazo a lo largo de cada uno de los días seleccionados, lo cual permitirá determinar la precisión del mismo en condiciones transitorias. No obstante, resultará también interesante comprobar la evolución de temperaturas y presiones en estado estacionario a lo largo del lazo. Para ello, en cada caso se van a observar momentos concretos en los que las condiciones se mantengan estables para analizar las variables de entrada y salida de cada captador. Los criterios para elegir el momento concreto serán los siguientes: condiciones estables en todas las variables al menos durante 5 min, alta radiación solar con todos los captadores enfocados y, para estar lo más cerca posible de parámetros nominales, la mayor temperatura de salida del lazo.

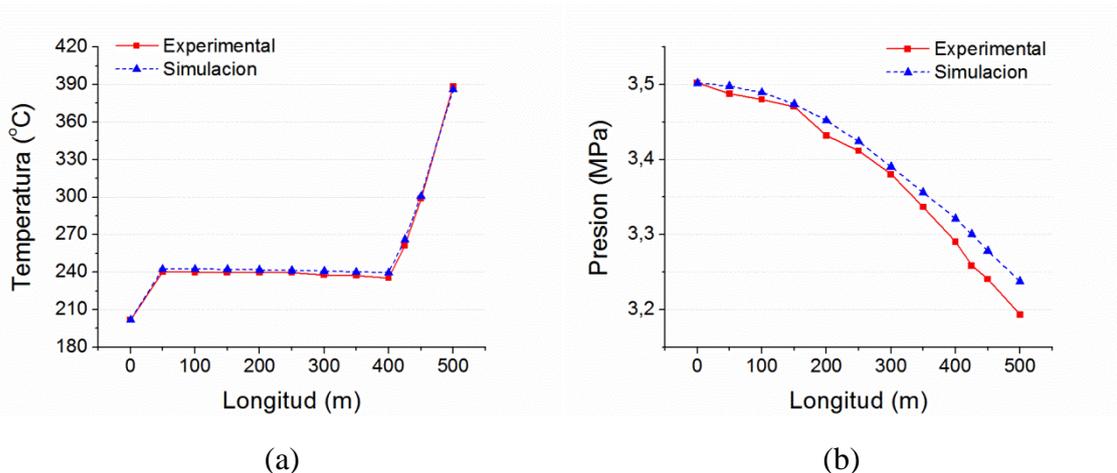
La Fig. 17 muestra la evolución a lo largo del día de las temperaturas de salida del lazo, real y simulada, para el caso #1 (14/9/2000), a una presión nominal de entrada igual a 3,5 MPa, incluyendo también la temperatura de entrada y la irradiancia solar directa. Este día de ensayo incluye condiciones transitorias causadas bien por bajadas bruscas de la radiación solar, como a las 12:00, o por desenfoco de captadores, por ejemplo a las 14:10. Como puede verse en la Fig. 17, los resultados de temperatura de salida en la simulación concuerdan muy bien con los datos experimentales del lazo durante la mayor parte del día, obteniéndose un error medio absoluto de 11,8 °C durante todo el período considerado.



**Figura 17. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #1, con presión de unos 3 MPa**

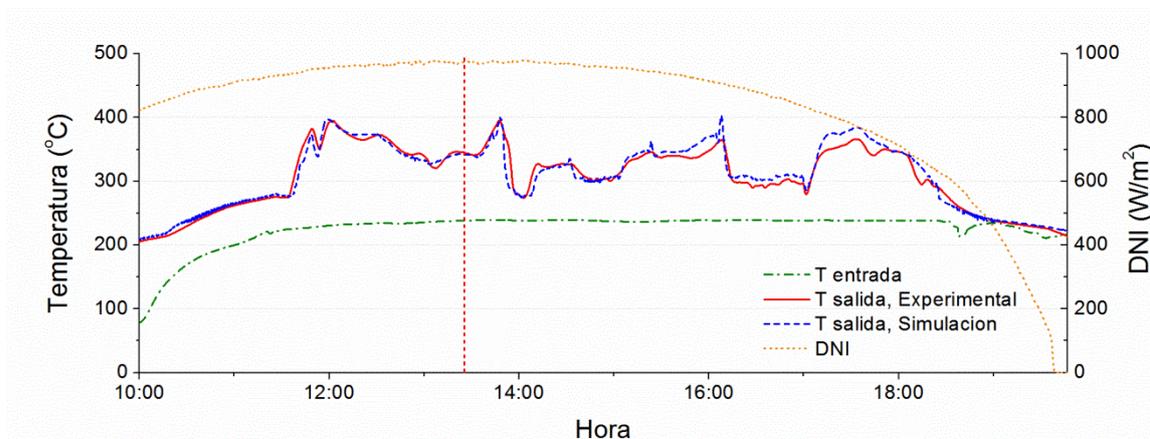
Por otra parte, las temperaturas de salida obtenidas en la simulación presentan valores superiores que los datos experimentales al final del día, alcanzando una diferencia de 65 °C en el peor caso. Hay que tener en cuenta que al atardecer de ese día del año, el 14 de septiembre, corresponden ángulos de incidencia bajos, por ejemplo  $\theta = 7,5^\circ$  a las 19:00. Así, esta desviación puede estar asociada a una sobreestimación del factor  $K(\theta)$  especificado en la ecuación 2.2 para valores bajos del ángulo de incidencia. Este efecto podría sugerir, a su vez, que el modificador por ángulo de incidencia considerado para este tipo de captador, en esta instalación, es mayor de lo esperado para altos ángulos de incidencia, quizá debido al uso de captadores especiales de prueba. Otras hipótesis pueden estar relacionadas con un error de deriva sistemático en las medidas de DNI al final del día, también observado en otros días de ensayo, o con elementos adicionales desconocidos que pudieran afectar al factor de sombra durante el atardecer.

Además del comportamiento a lo largo del día, como se ha mencionado anteriormente, resulta también interesante comprobar la evolución de temperaturas y presiones en estado estacionario a lo largo del lazo. El instante escogido en el que las condiciones se mantenían estables según los criterios definidos, las 16:23, que se ha marcado con línea roja discontinua en la Fig. 17, se utilizará para analizar las variables de entrada y salida de cada captador. Así, en la Fig. 18 se muestra la distribución de temperaturas (a) y presiones (b) según la distancia desde la entrada del lazo hasta el punto de medida. Como puede apreciarse en la Fig. 18a, los valores de temperatura de la simulación concuerdan muy bien con los datos experimentales a lo largo de todo el lazo. Sin embargo, en la Fig. 18b se observa que el modelo subestima la pérdida de carga total del lazo en este caso, obteniendo una caída de presión un 14% menor en la simulación que en los datos experimentales.



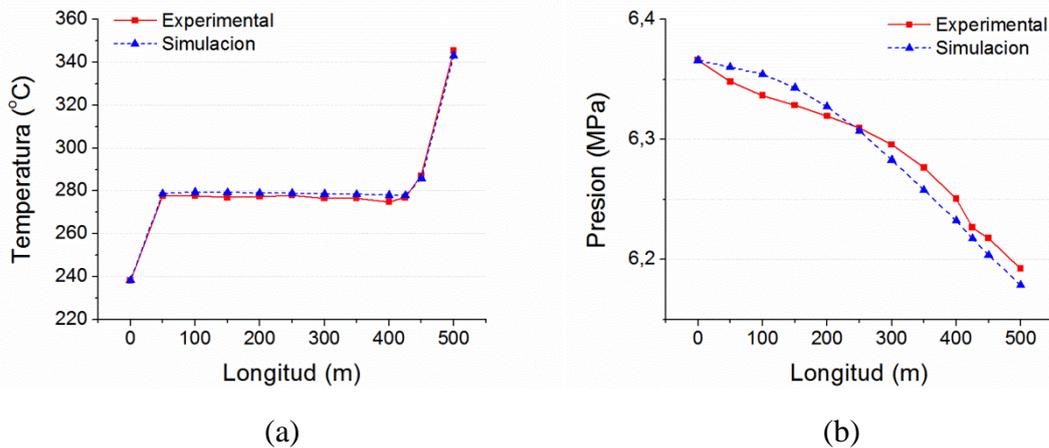
**Figura 18. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #1, con presión de unos 3 MPa**

En la Fig. 19 se muestra la evolución a lo largo del día de la temperatura de salida, real y simulada, para el caso #2 (3/10/2000) a una presión nominal de entrada de unos 6 MPa. A pesar de la buena concordancia de resultados, este caso presenta un problema similar al caso #1 al final del día, aunque bastante reducido (unos 30 °C de diferencia en el peor caso). Debe tenerse en cuenta que los captadores se desenfocan a las 18:23 en la Fig. 19 y que a la misma hora del día el ángulo de incidencia es mayor para el caso #2 que para el caso #1. Con el fin de analizar esta desviación, se han probado expresiones alternativas del modificador por ángulo de incidencia que han sido capaces de reproducir mejor los resultados al final del día, apoyando de este modo las hipótesis sugeridas para el caso #1. No obstante, en el modelo se ha mantenido la expresión original para el modificador por ángulo de incidencia de los captadores LS-3 (ecuación 2.5) ya que ha sido probada para un amplio rango de ángulos de incidencia siguiendo una metodología estándar. Así, el error medio absoluto entre las temperaturas de salida simuladas y medidas durante todo el período de tiempo considerado en este caso es de 7,8 °C.



**Figura 19. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #2, con presión de unos 6 MPa**

De la misma manera que en el caso #1, el momento concreto elegido para analizar la evolución estacionaria de temperaturas y presiones a lo largo del lazo, las 13:25, se ha marcado con una línea roja discontinua en la Fig. 19. Como resultado, la Fig. 20 muestra la distribución de temperaturas (a) y presiones (b) en función de la posición en la fila de captadores.

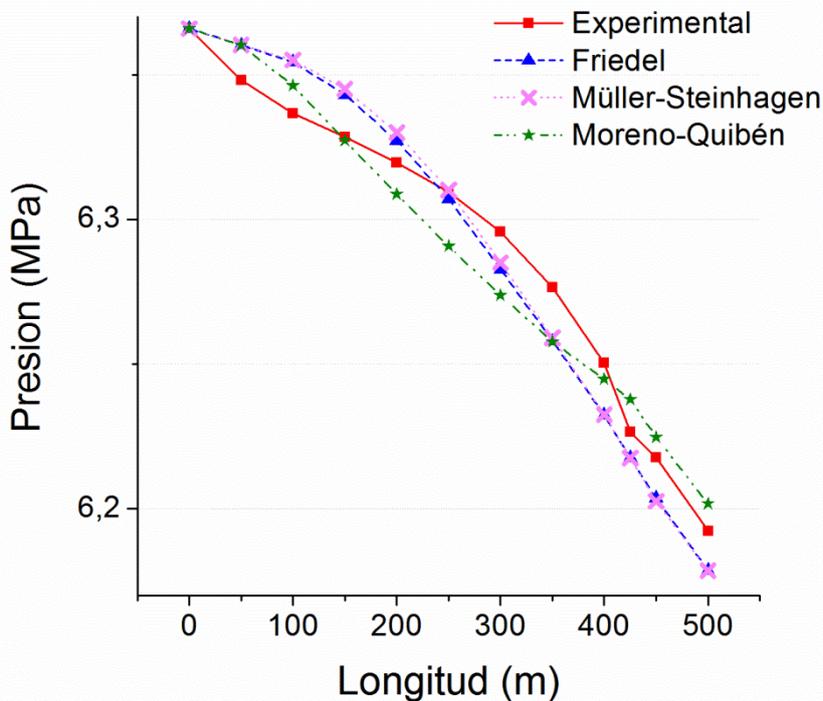


**Figura 20. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #2, con presión de unos 6 MPa**

Como se aprecia en la Fig. 20a, la simulación es capaz de reproducir con precisión las temperaturas a lo largo del lazo. En este caso, de acuerdo con la Fig. 20b la caída de presión obtenida de la simulación en la parte inicial del lazo es menor que la caída de presión real de los primeros captadores. Esta diferencia puede estar asociada a un excesivo gradiente de temperatura en la pared del tubo absorbedor observado para este caso en la zona de precalentamiento del lazo real (**Lobón et al., 2014a**) que podría provocar una evaporación no uniforme en esa zona y, como consecuencia, causar mayores pérdidas de carga de lo esperado. Por otra parte, las discrepancias podrían explicarse también por errores de medida en los sensores de presión diferencial. Sin embargo, la desviación se compensa sobradamente a lo largo de los captadores finales de la fila, dando como resultado una pérdida de carga un 8% mayor en la simulación que en los datos experimentales.

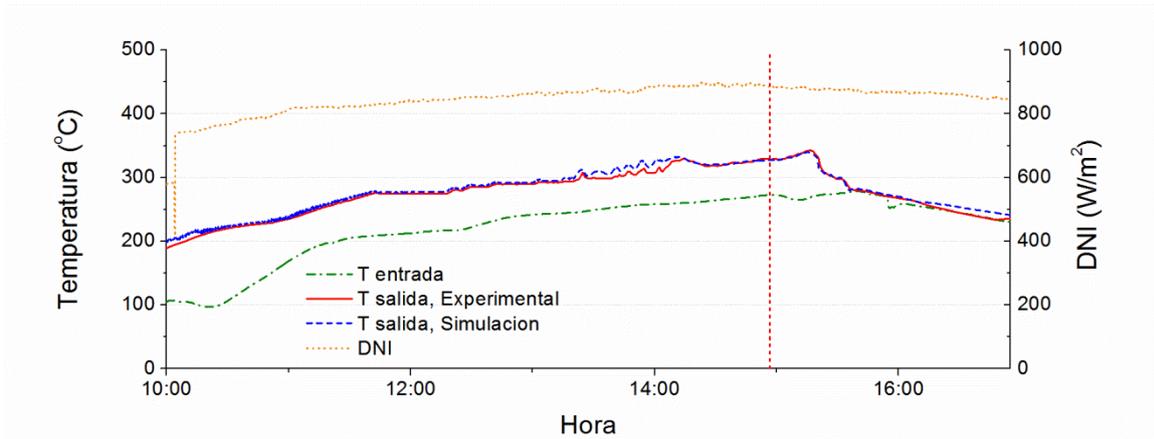
Tratando de mejorar los resultados de caída de presión para el caso #2, se han implementado y probado dos modelos adicionales para las mismas condiciones: la correlación de **Müller-Steinhagen y Eck (1986)** y el modelo de **Moreno-Quibén y Thome (2007)**, basado en el análisis de patrones de flujo bifásico. La comparación de resultados para el caso #2 en el mismo momento estacionario, incluyendo datos experimentales y los resultados del modelo de Friedel, se representan en la Fig. 21. Como puede verse en esta figura, la correlación de Müller-Steinhagen y Eck muestra un comportamiento similar a la de Friedel, mientras que el modelo de Moreno-Quibén y Thome, a pesar de requerir un tratamiento más complejo, presenta una respuesta casi lineal con respecto a la posición en el lazo. Además de su simplicidad, el modelo de Friedel proporciona el error cuadrático medio más bajo de los

tres modelos y, por tanto, se ha considerado suficientemente satisfactorio para el modelo de simulación.

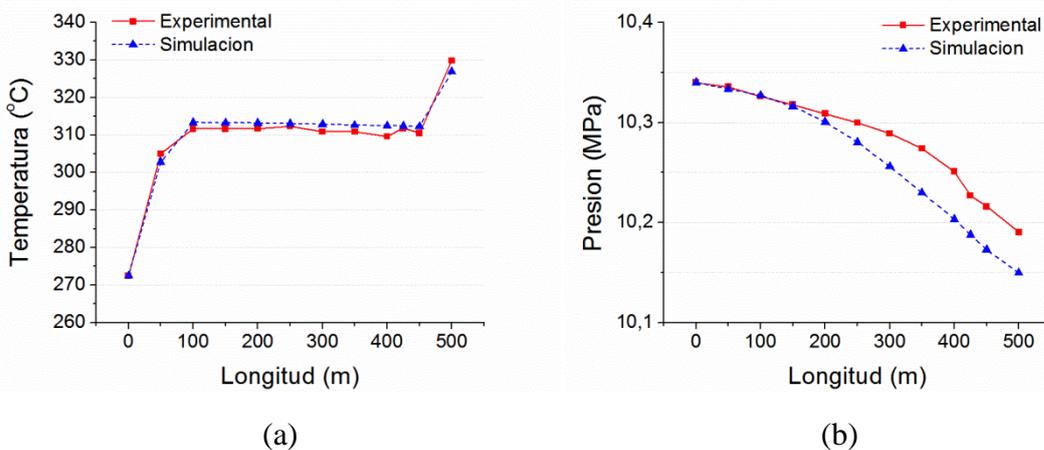


**Figura 21. Comparación de presiones a lo largo del lazo de captadores obtenidas con tres modelos diferentes, incluyendo datos experimentales, para el caso #2 en condiciones estacionarias**

Finalmente, la comparación de temperaturas de salida para el caso #3 (28/7/2000), a unos 10 MPa de presión nominal de entrada, se muestra en la Fig. 22, incluyendo también temperatura de entrada e irradiancia solar directa. Como puede verse, la concordancia entre temperaturas medidas y simuladas a la salida es muy precisa en este caso, con diferencias siempre menores que 20 °C, dando como resultado un error medio absoluto de 4,5 °C durante el período de tiempo considerado. Del mismo modo que para los casos #1 y #2, la línea roja discontinua en la Fig. 22 especifica el momento concreto elegido, las 14:55, para la validación estacionaria de temperaturas y presiones a lo largo del lazo (Figs. 23a y 23b).



**Figura 22. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #3, con presión de unos 10 MPa**



**Figura 23. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #3, con presión de unos 10 MPa**

Como puede apreciarse en la Fig. 23a, existe un pequeño desajuste en la temperatura de algunos captadores, menor de 3 °C en el peor caso, que puede estar asociada a errores de medida. Por otra parte, la desviación mostrada en la Fig. 23b entre la pérdida de carga simulada y medida para todo el lazo, una sobreestimación del 27%, es mayor que para menores presiones (14% para 3 MPa y 8% para 6 MPa) y está provocada fundamentalmente en los tubos absorbedores de la zona de evaporación. No obstante, esta cifra está en concordancia con el estudio de pérdidas de carga desarrollado en el proyecto DISS (Rheinländer y Eck, 2001) y, por tanto, el enfoque adoptado para las caídas de presión se ha considerado razonable.

El modelo de simulación es capaz de seguir el comportamiento dinámico del sistema en términos de caudal másico y pérdidas de carga. Para demostrarlo, se ha elegido un período concreto en el caso #2 que incluye el desenfoco de varios captadores en distintos momentos del día. Así, las Figuras 24 y 25 representan la evolución de caudales másicos y caídas de presión, respectivamente, durante ese período, marcando con líneas de puntos el

momento de cada desenfocaje e indicando el captador afectado. El captador #1 se desenfoca a las 13:30 y se vuelve a enfocar a las 13:49. Más tarde, el captador #10 se desenfoca a las 14:30 y se enfoca a las 15:02. Finalmente, el captador #4 es desenfocado a las 16:00 y enfocado de nuevo a las 16:58.

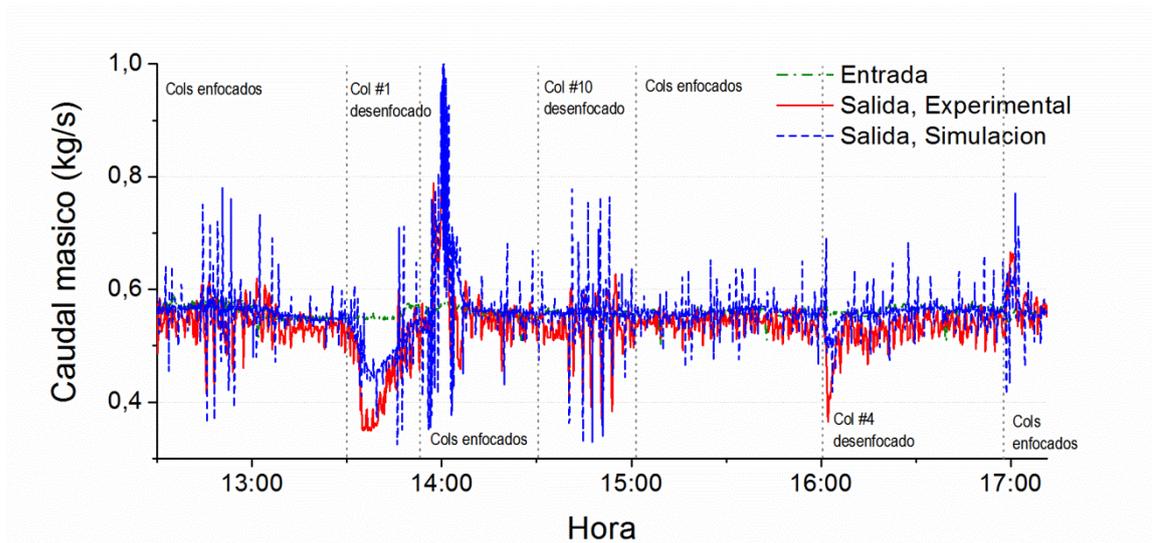


Figura 24. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #2 entre las 12:30 y las 17:10

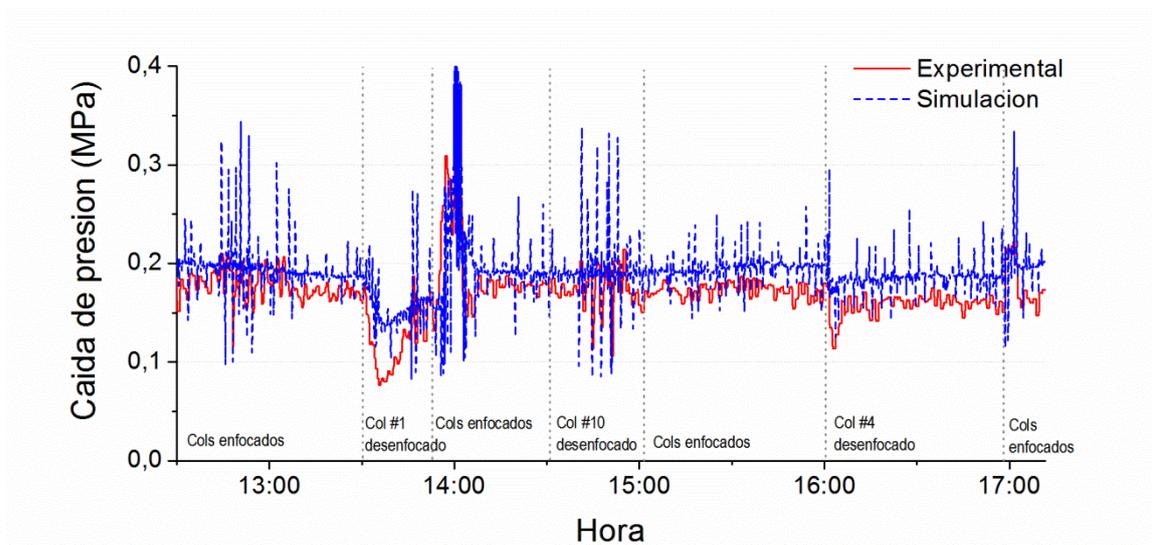


Figura 25. Pérdida de carga en el lazo de captadores para el caso #2 entre las 12:30 y las 17:10

Como puede verse en la Fig. 24, el desenfocaje de un captador provoca una caída repentina del caudal de salida del lazo. Tal y como se describe en la ecuación 2.25, en esta situación aumenta la cantidad de líquido en la zona correspondiente del tubo absorbedor y, por tanto, se reduce el caudal másico a la salida del lazo. De forma análoga, al enfocar otra vez ese mismo captador se produce un aumento brusco del caudal másico de salida. No obstante, el efecto sobre el caudal es más pronunciado para los primeros captadores de la fila debido a la mayor densidad del fluido bifásico para títulos de vapor bajos. Por ejemplo, la

reducción de caudal tras el desenfoco del captador #1 es mucho mayor que la que se produce tras el desenfoco del #4.

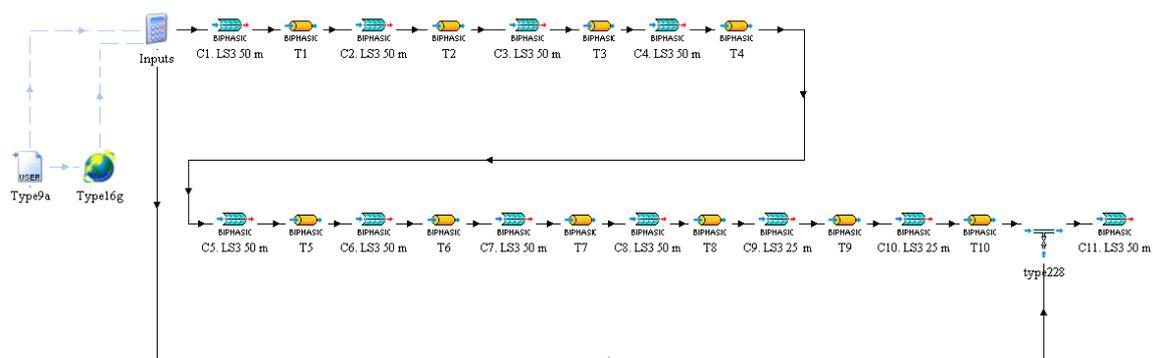
El modelo de simulación es capaz de reproducir este comportamiento pero sin alcanzar exactamente el mismo nivel de caudal másico que los datos experimentales. Las razones pueden estar relacionadas con el hecho de que el transmisor de caudal másico a la salida del lazo solo ofrece una medida precisa para vapor seco. Durante el desenfoco y reenfoque posterior del captador #1, la temperatura de salida baja hasta el punto de saturación y por tanto la medida de caudal de salida no es fiable, afectando en este caso a las diferencias entre los datos simulados y experimentales.

Por último, como la caída de presión depende directamente del caudal másico, la pérdida de carga mostrada en la Fig. 25 reproduce el comportamiento del caudal másico de la Fig. 24, pero desplazada en un valor equivalente a la desviación general explicada para la Fig. 20b.

## 2.6.2 Validación de la inyección en el último captador

Dado el interés de incluir inyección en la entrada del último captador para controlar las condiciones del vapor de salida de cara a una central GDV, resulta interesante realizar también la validación de días de ensayo del lazo DISS con esta configuración. No es el modo de inyección propiamente dicho, de los tres procesos básicos GDV descritos en la sección 1.3, sino que se trata básicamente del modo un-solo-paso incluyendo un inyector entre los captadores #10 y #11. Esto permite controlar de forma precisa la temperatura de salida del lazo añadiendo un pequeño caudal de agua al caudal principal.

El modelo TRNSYS correspondiente es similar al del modo once-through, pero incluyendo un componente adicional que simula el inyector (type228, descrito en el apartado 2.5.1), y se muestra en la Fig. 26.



**Figura 26. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación de la inyección en el último captador**

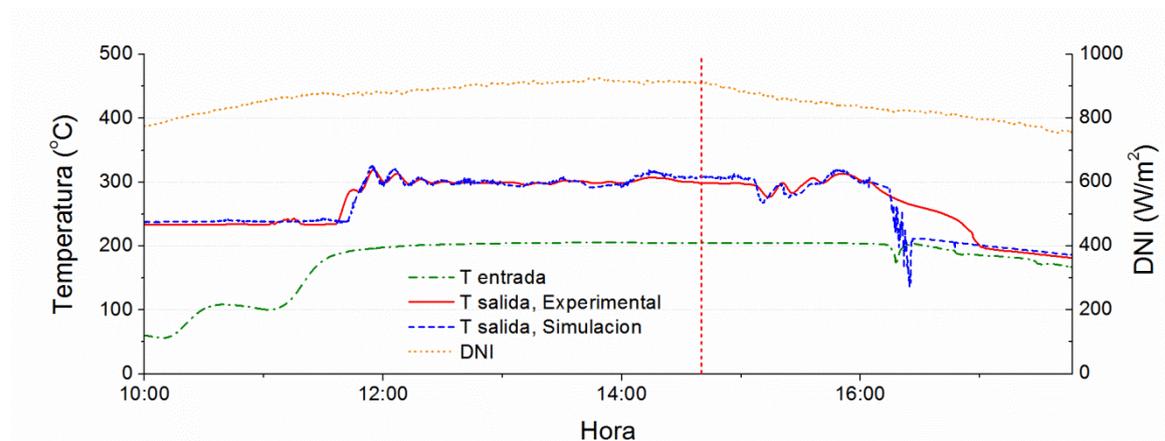
En este caso se han elegido dos días de ensayo, a alrededor de 3 y 6 MPa, cuyos principales parámetros se recogen en la Tabla 6, incluyendo también el caudal másico inyectado antes

del último captador ( $\dot{m}_{inj}$ ). El sensor utilizado para este caudal presenta una incertidumbre, 0,01 kg/s, menor que el del caudal principal de entrada dado que el rango de medida es también menor. Los parámetros de la Tabla 6 se han evaluado en condiciones estacionarias y con un caudal de inyección significativo.

**Tabla 6. Casos de prueba para la validación de la inyección en el último captador y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias**

Caso	$p_{in}$ (MPa)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}_{in}$ (kg/s)	$\dot{m}_{inj}$ (kg/s)	$E_b$ (W/m <sup>2</sup> )	Fecha	Hora
#4	3,62 ± 0,06	205 ± 2	299 ± 2	0,54 ± 0,05	0,09 ± 0,01	910 ± 10	25/7/2002	14:40
#5	6,39 ± 0,06	241 ± 2	353 ± 2	0,57 ± 0,05	0,07 ± 0,01	797 ± 10	10/7/2001	17:30

La Fig. 27 representa la evolución a lo largo del día de la temperatura de salida del lazo, real y simulada, para el caso #4 (25/7/2002), con una presión de entrada alrededor de 3 MPa y un caudal de inyección significativo, incluyendo también la temperatura de entrada y la irradiancia solar directa.



**Figura 27. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #4, con presión de unos 3 MPa**

En la Fig. 27 se observa que los valores de temperatura obtenidos en la simulación siguen fielmente los datos experimentales durante la mayor parte del tiempo considerado. Así, el error medio absoluto entre las temperaturas de salida simuladas y medidas durante todo ese período de tiempo es de 8,6 °C. No obstante, durante la parada del sistema (a las 16:15 aproximadamente) se aprecia una diferencia importante entre la temperatura real y la del modelo. Esta desviación puede explicarse si se observa el comportamiento de los caudales en el lazo, representados en la Fig. 28. Alrededor de las 16:00 se para la bomba de circulación y se desenfocan los captadores, lo cual hace que la temperatura del vapor vaya descendiendo gradualmente. El modelo es capaz de reproducir el comportamiento de la temperatura del vapor con el fluido parado (entre las 16:00 y las 16:10). Sin embargo, unos minutos después de la parada la bomba arranca de nuevo con un caudal elevado de fluido para homogeneizar temperaturas. En la simulación, dado que ya no existe calentamiento, el fluido bifásico existente en la zona de evaporación pasa a ocupar el último captador, con

lo que la temperatura cae hasta la saturación. Por el contrario, en el caso real los sensores mantienen la inercia del vapor sobrecalentado y tardan mucho más en bajar su temperatura.

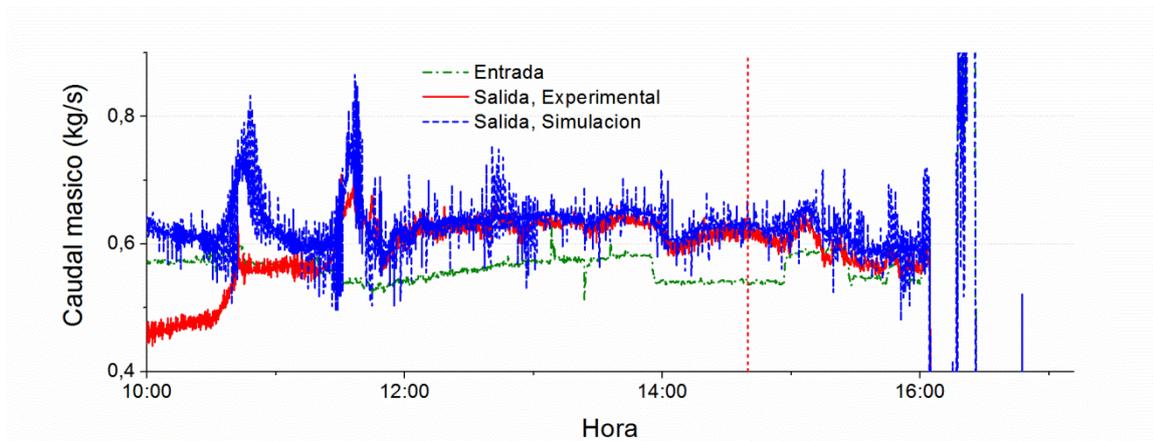


Figura 28. Caudales máscicos en el lazo de captadores para el caso #4, con presión de unos 3 MPa

Por otra parte, en la Fig. 28 se aprecia cómo el caudal de salida obtenido de la simulación es muy similar al real una vez que se han alcanzado condiciones nominales de operación (aproximadamente a las 12:00). Como se ha comentado en el apartado anterior, el caudalímetro de la instalación solo da valores fiables cuando existe vapor seco, lo cual explica las diferencias durante el arranque.

Tanto en la Fig. 27 como en la 28 se ha marcado con línea roja discontinua el instante elegido para analizar las variables de entrada y salida de cada captador, las 14:40. Para escoger el momento concreto en condiciones estacionarias, a los criterios mencionados en el apartado anterior se ha añadido la necesidad de un caudal de inyección significativo para que su efecto sea apreciable. Así, en la Fig. 29 se muestra la distribución de temperaturas (a) y presiones (b) según la distancia desde la entrada del lazo hasta el punto de medida.

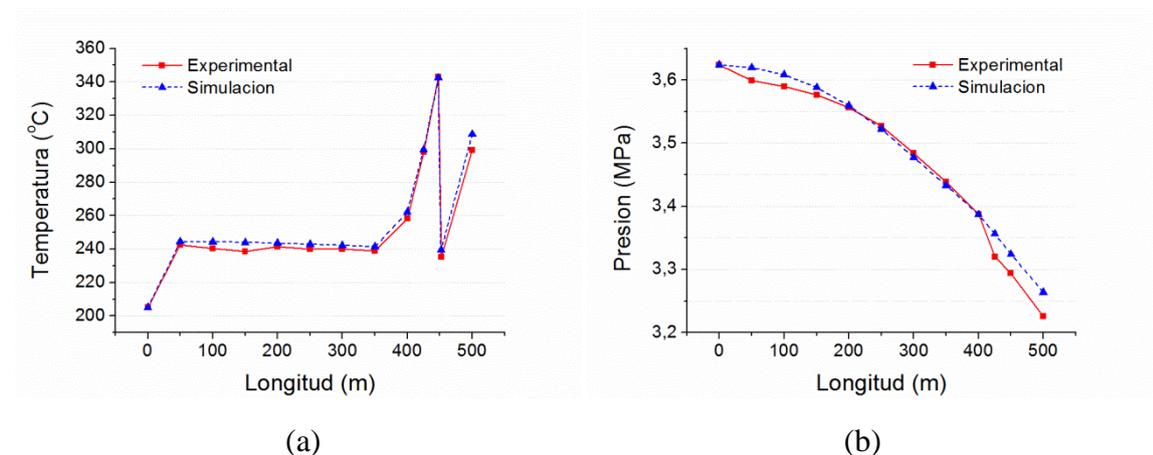
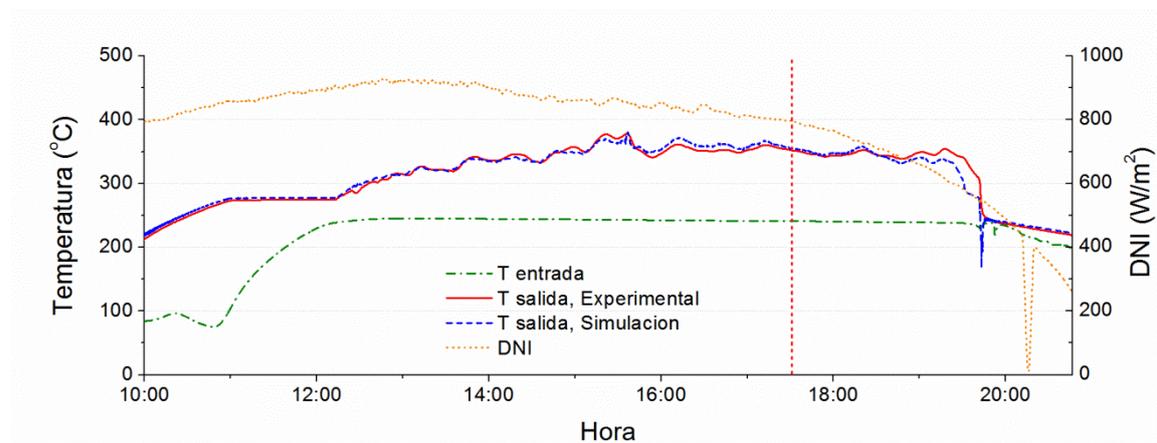


Figura 29. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #4, con presión de unos 3 MPa

En la Fig. 29a se han incluido puntos de evaluación de la temperatura justo antes y después de la inyección de agua. En esa figura puede apreciarse el gran aumento de la temperatura del vapor en los captadores #8 a #10, antes que en caso análogo para el modo once-through (caso #1), y la caída de temperatura hasta la saturación tras la inyección de agua. En el momento escogido para condiciones estacionarias, la temperatura antes de la inyección es significativamente mayor que la de salida del lazo. Esta situación se debe a un caudal de inyección excesivo, lo cual está asociado a un caudal demasiado bajo de entrada a la fila de captadores. De cara al diseño de este tipo de lazos, será necesario dimensionar adecuadamente el balance de caudales para evitar altas temperaturas en los captadores anteriores al inyector.

En cuanto a los resultados de pérdidas de carga, se observa una buena similitud entre la simulación y el lazo real, mejor que en el caso análogo del modo un-solo-paso (caso #1). Según se deduce de la Fig. 29b, para las condiciones estacionarias establecidas el modelo subestima la pérdida de carga real del lazo en un 9,5%. No obstante, la mayor parte de esta desviación se produce en el captador #9, lo cual también se ha observado en casos anteriores. Teniendo en cuenta que se trata de un captador especial de prueba, estas discrepancias pueden ser debidas a la instrumentación asociada, que conlleva elementos adicionales no considerados en la simulación, provocando mayores pérdidas hidráulicas de lo esperado.

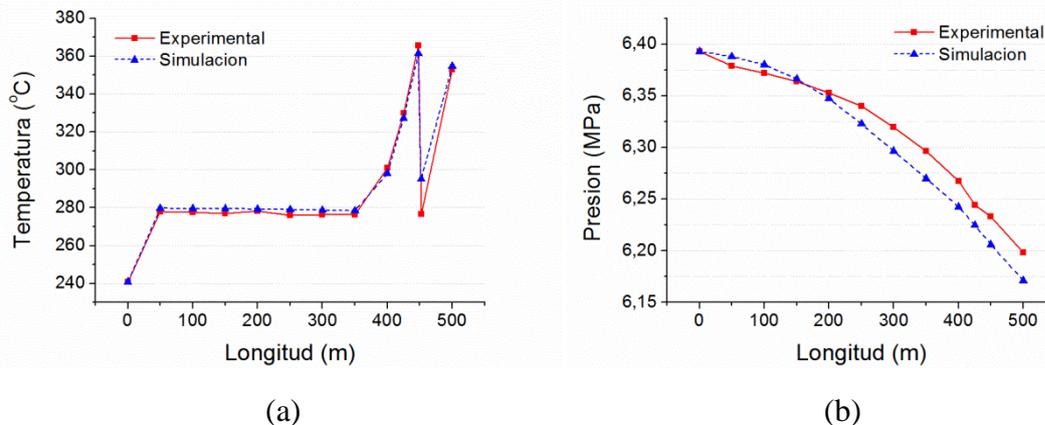
La Fig. 30 muestra la evolución de temperaturas de salida a lo largo del día para el caso #5 (10/7/2001), con presión de entrada de unos 6 MPa y caudal de inyección, incluyendo temperatura de entrada e irradiancia solar directa. Como puede apreciarse, los resultados de temperatura de salida en la simulación concuerdan muy bien con los datos experimentales del lazo, obteniéndose un error medio absoluto de 5,5 °C durante todo el período considerado.



**Figura 30. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #5, con presión de unos 6 MPa**

Al igual que en el caso anterior, la línea roja discontinua en la Fig. 30 especifica el momento concreto elegido (las 17:30) para la validación estacionaria de temperaturas y presiones a

lo largo del lazo (Figs. 31a y 31b). En la Fig. 31a se han incluido también puntos de evaluación de la temperatura justo antes y después de la inyección de agua.



**Figura 31. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #5, con presión de unos 6 MPa**

En la Fig. 31a puede apreciarse la caída de temperatura coincidiendo con la inyección de agua antes del último captador. Al igual que en el caso #4, la temperatura antes de la inyección es mayor que la de salida del lazo, aunque en menor medida esta vez. Existe también una diferencia de temperatura en el punto de inyección entre los datos experimentales, donde se llega a la saturación, y los resultados de la simulación, por encima de ella. Esto puede deberse a que en la instalación real no se mezclen completamente el caudal principal con el de inyección hasta pasados unos metros, lo cual puede afectar a la medida real según el punto donde se realice.

Por otra parte, los resultados de pérdida de carga mostrados en la Fig. 31b son similares al caso análogo en modo un-solo-paso (caso #2). En esta ocasión, la caída de presión calculada por el modelo es un 14% mayor que la medida realmente en la instalación.

Finalmente, en la Fig. 32 se incluye también la gráfica de caudales máxicos de entrada y salida (real y simulado) para el caso #5. Al igual que en el caso anterior, se han descartado las primeras horas de operación en el arranque ya que aparecen excesivas oscilaciones en las señales de caudal de salida (tanto en los datos reales como en la simulación) debido a la existencia de fluido bifásico. Se observa que el caudal de entrada va variando en escalones, mientras que el de salida va incorporando cada vez más caudal de inyección para mantener la temperatura de salida hasta el momento considerado para condiciones estacionarias, marcado con línea roja discontinua.

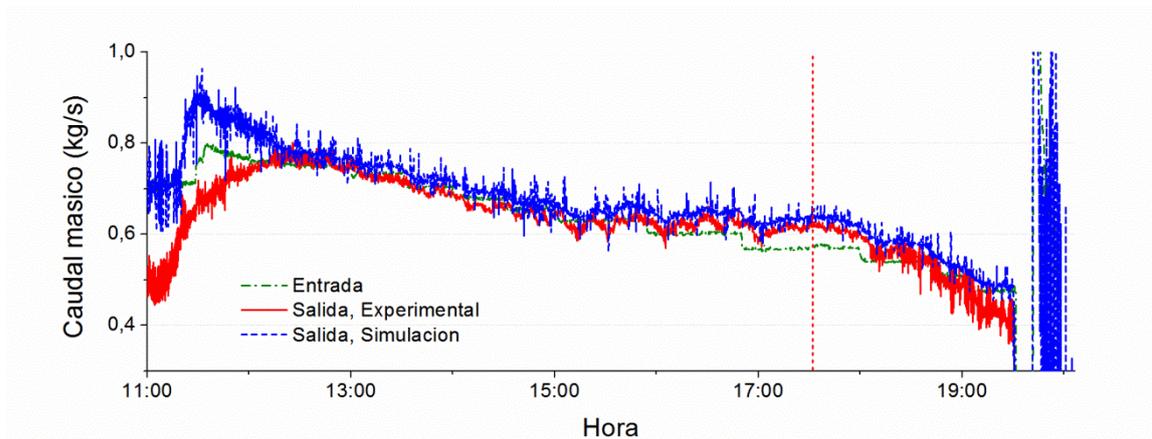


Figura 32. Caudales másicos en el lazo de captadores para el caso #5, con presión de unos 6 MPa

### 2.6.3 Validación del modo de recirculación

Finalmente, se llevará a cabo la validación para el modo de recirculación. El modelo TRNSYS correspondiente se muestra en la Fig. 33, e incorpora la mayor parte de los elementos representados en el diagrama del lazo DISS de la Fig. 15. Incluye tanto el inyector (type228) entre los captadores #10 y #11, para controlar la temperatura de salida del lazo, como el separador agua-vapor entre los captadores #9 y #10, descrito en el apartado 2.5.2 (type230). Incorpora un editor de ecuaciones que realiza la función del bypass formado por tres válvulas que puede verse en la Fig. 15. Este juego de válvulas manuales se emplea en el lazo experimental bien para cambiar entre modos de operación o bien para evitar la entrada en el separador en modo recirculación, lo cual permite reducir el tiempo de arranque del lazo durante la mañana. Una vez que empieza a producirse vapor, las válvulas son manipuladas para que el caudal vaya al separador y el lazo se encuentre en el modo de recirculación propiamente dicho. El editor de ecuaciones ‘Bypass’ de la Fig. 33 trata de reproducir ese comportamiento para que el modelo sea capaz de seguir la operación real del lazo reflejada por los datos de entrada. Además, el modelo utiliza un componente adicional (type293) para realimentar variables del paso anterior.

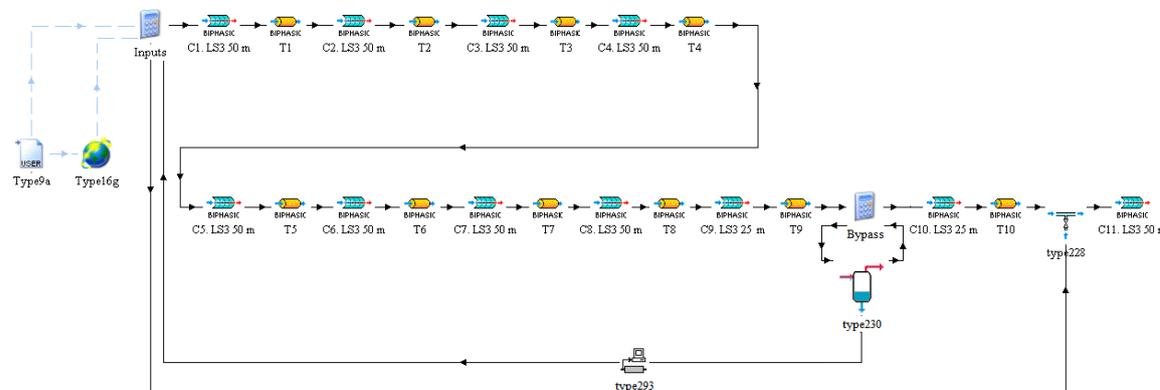


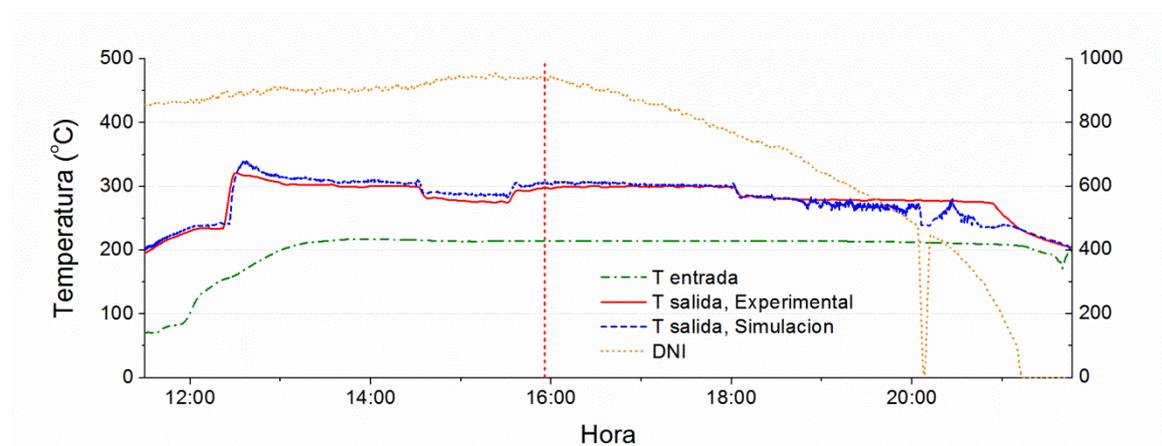
Figura 33. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación del modo de recirculación

De forma análoga al modo un-solo-paso, se han elegido tres nuevos días de ensayo, con presiones de entrada en torno a 4, 7 y 10 MPa, cuyos principales parámetros se recogen en la Tabla 7. Los valores indicados en la misma se han evaluado en condiciones estacionarias y, al igual que en el apartado anterior, incluyen el caudal másico inyectado antes del último captador.

**Tabla 7. Casos de prueba para la validación del modo de recirculación y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias**

Caso	$p_{in}$ (MPa)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}_{in}$ (kg/s)	$\dot{m}_{inj}$ (kg/s)	$E_b$ (W/m <sup>2</sup> )	Fecha	Hora
#6	4,05 ± 0,06	214 ± 2	297 ± 2	1,08 ± 0,05	0,04 ± 0,01	937 ± 10	29/6/2001	15:55
#7	6,81 ± 0,06	257 ± 2	329 ± 2	1,48 ± 0,05	0,04 ± 0,01	945 ± 10	7/7/2001	12:20
#8	10,5 ± 0,06	286 ± 2	349 ± 2	1,40 ± 0,05	0,03 ± 0,01	875 ± 10	4/7/2001	15:00

La Fig. 34 representa la evolución a lo largo del día de la temperatura de salida del lazo, real y simulada, para el caso #6, con una presión alrededor de 4 MPa, incluyendo también la temperatura de entrada y la irradiancia solar directa. Se trata de un día de ensayo de larga duración, la mayor parte del tiempo con condiciones estacionarias, aunque incluye pequeños escalones en la temperatura de salida, por ejemplo en torno a las 14:30 y 18 h.



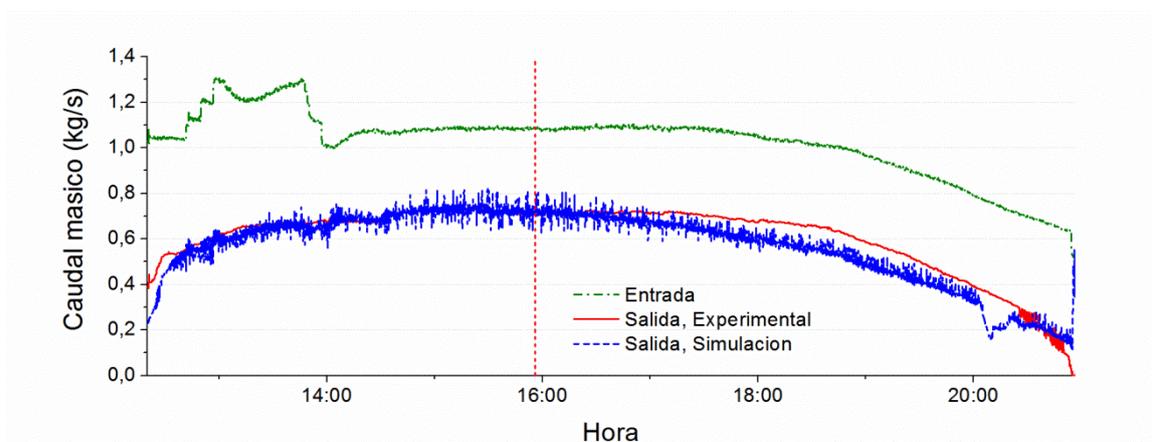
**Figura 34. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #6, con presión de unos 4 MPa**

La Fig. 34 muestra una concordancia bastante buena entre los resultados medidos y simulados durante la mayor parte del día, sobre todo cuando existen valores altos de radiación solar, dando un error medio absoluto de 8,4 °C durante todo el período considerado. No obstante, se producen algunas discrepancias a última hora de la tarde, las más importantes de casi 40 °C, que incluyen pequeñas oscilaciones en la temperatura de salida obtenida de la simulación. Estas anomalías durante la tarde pueden explicarse mejor si se observa el comportamiento de la señal de irradiancia normal directa.

En torno a las 20:10, el sensor de radiación solar muestra un valor nulo, debido a un problema de sombra en el sensor por la ubicación de elementos próximos que no pueden

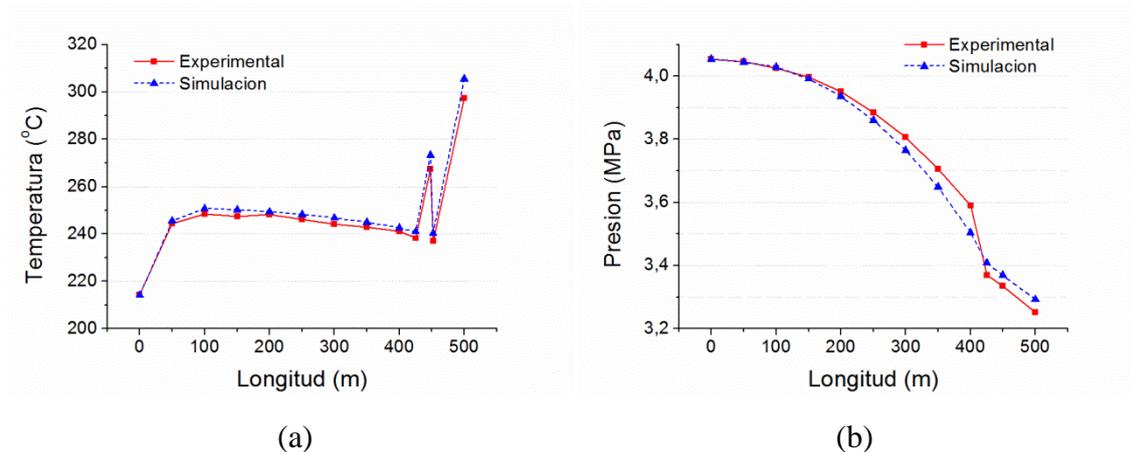
evitarse e influyen en la medida a esa hora del día. También se aprecia una cierta pérdida de simetría a lo largo de la tarde de la señal de DNI con respecto a la obtenida durante la mañana, lo cual sugiere una deriva o error sistemático en el sistema de seguimiento solar del instrumento. Este hecho podría explicar tanto la discrepancia entre los caudales medidos y simulados como la inestabilidad de la temperatura de salida del modelo al atardecer. A estos efectos se puede añadir la hipótesis de sobreestimación del modificador por ángulo de incidencia para ángulos bajos comentada en el modo once-through para los casos #1 y #2. En esta ocasión, por ser el mes de junio, el ángulo de incidencia es mayor al atardecer y, por tanto, el efecto sería el contrario, es decir, una subestimación del efecto que provocaría el descenso gradual de la temperatura obtenida del modelo, lo cual no sucede en la realidad.

En la Fig. 35 se incluye la gráfica de caudales máscicos de entrada (agua líquida) y salida (vapor de agua, real y simulado) para el caso #6, que permite evaluar la cantidad de vapor generado por el lazo, incluyendo también el caudal de inyección, en relación con el caudal de agua introducido en el mismo. Durante la tarde se aprecia una diferencia entre los caudales medidos y simulados en línea con la observada para la temperatura. Cualquiera de las dos hipótesis mencionadas anteriormente, bien un error en la medida de radiación o una subestimación del modificador por ángulo de incidencia, encajan bastante bien con las desviaciones encontradas en el caudal de salida.



**Figura 35. Caudales máscicos en el lazo de captadores para el caso #6, con presión de unos 4 MPa**

Siguiendo los mismos criterios que en el modo once-through, se ha elegido un instante en condiciones estacionarias, marcado con línea roja discontinua en las Fig. 34 y 35 (15:55), para analizar las variables de entrada y salida de cada captador. Así, la Fig. 36 muestra la distribución de temperaturas (a) y presiones (b) según la distancia desde la entrada del lazo hasta el punto de medida.



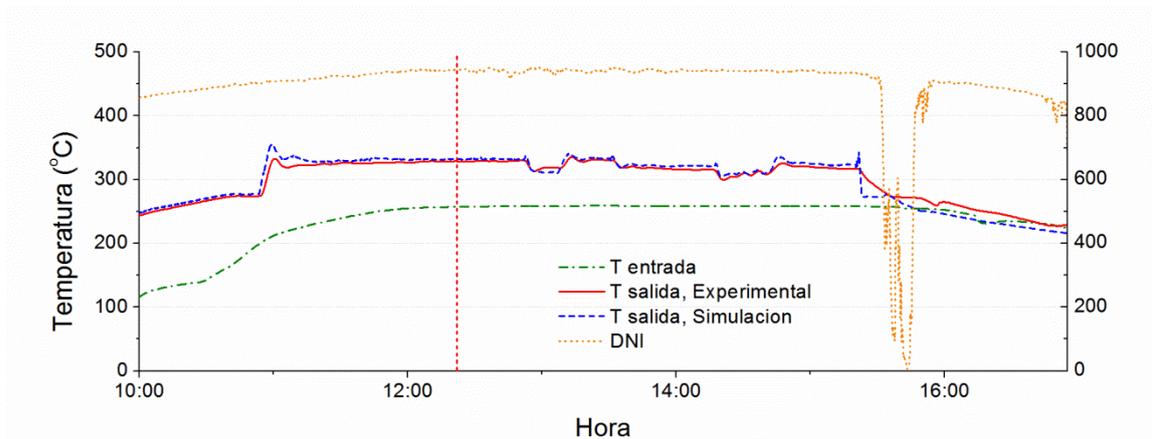
**Figura 36. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #6, con presión de unos 4 MPa**

Dado que también se emplea la inyección de agua antes del último captador, en la Fig. 36a se han incluido puntos de evaluación de la temperatura justo antes y después del inyector. En este caso la temperatura no aumenta tanto como en el apartado anterior (casos #4 y #5), lo que indica un caudal de vapor más apropiado y por tanto parece un modo a priori más seguro para los tubos absorbedores.

Según puede verse en la Fig. 36a, la concordancia entre los valores de temperatura medidos y simulados es bastante buena. Además, resulta interesante destacar la reducción gradual de la temperatura en la zona de evaporación, debida fundamentalmente a la importante pérdida de carga a lo largo de la fila de captadores (ver Fig. 36b), alrededor de 0,8 MPa. La gran caída de presión, mayor que en otros casos, provoca un descenso paulatino de la temperatura de saturación según el fluido atraviesa la fila de captadores.

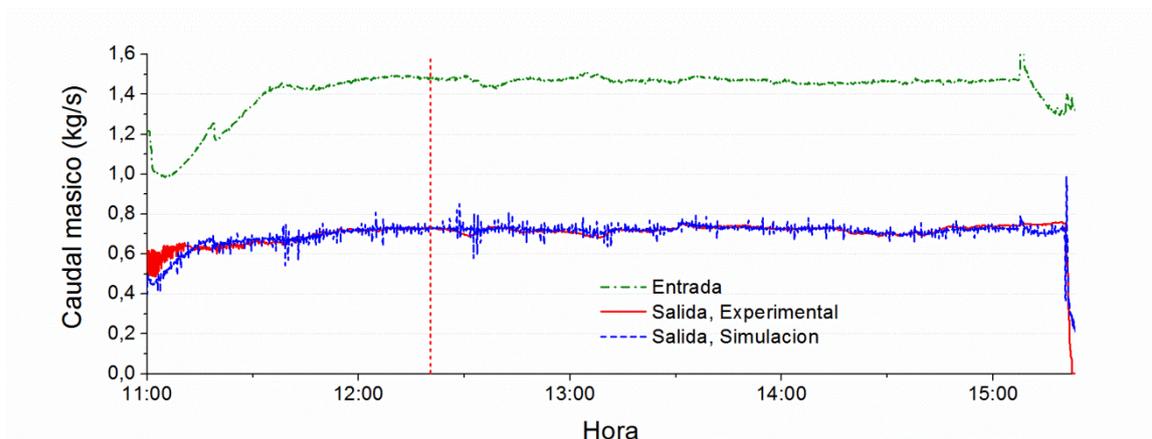
En cuanto a los resultados de pérdida de carga, la Fig. 36b muestra una gran proximidad entre los valores del modelo y los medidos en casi todos los captadores, exceptuando el captador #9 que presenta una diferencia de presión mayor en la realidad, probablemente por la influencia del separador. Como resultado, la pérdida de carga total del lazo es un 5% menor en la simulación que en los datos experimentales, la desviación más pequeña de todos los casos analizados.

En la Fig. 37 se muestra la evolución de temperaturas de salida a lo largo del día para el caso #7, con presión de unos 7 MPa. Como puede apreciarse, los resultados de temperatura de salida en la simulación concuerdan muy bien con los datos experimentales del lazo, obteniéndose un error medio absoluto de 7,2 °C durante todo el período representado. Este día de ensayo resulta interesante porque presenta transitorios de radiación simulados mediante el desenfoque y enfoque del captador #10 (por ejemplo, alrededor de las 13 y las 14:20 h), lo cual permite comprobar que los resultados del modelo se ajustan de forma precisa a los datos experimentales en condiciones dinámicas.



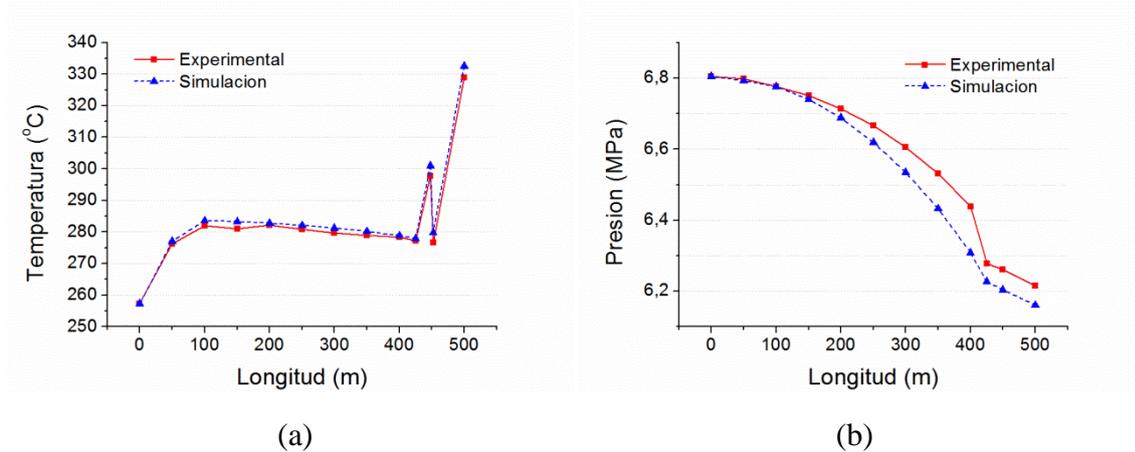
**Figura 37. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #7, con presión de unos 7 MPa**

En la Fig. 38 se incluye también la gráfica de caudales máscicos. En este caso, una vez que empieza a generarse vapor el caudal de salida estimado por el modelo es muy similar al medido experimentalmente durante casi todo el período de ensayo.



**Figura 38. Caudales máscicos en el lazo de captadores para el caso #7, con presión de unos 7 MPa**

Al igual que en el caso anterior, la línea roja discontinua en las Figs. 37 y 38 indica el momento concreto (12:20) elegido para la validación estacionaria de temperaturas y presiones a lo largo del lazo, representada en las Figs. 39a y 39b respectivamente.

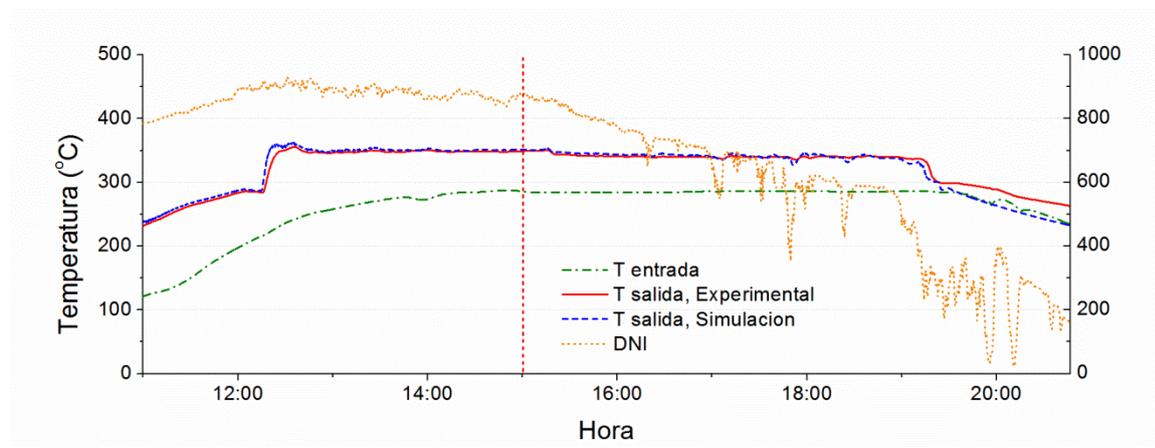


**Figura 39. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #7, con presión de unos 7 MPa**

En la Fig. 39a se observa bastante similitud entre la simulación y los datos experimentales, salvo pequeñas diferencias, en las temperaturas de cada captador. Continúa existiendo un descenso apreciable en la temperatura de saturación para la zona de evaporación, aunque menos acusado que en el caso #6. Al igual que en el caso anterior, en la zona de sobrecalentamiento la temperatura no supera en ningún punto el valor de salida, por lo que el caudal de vapor parece apropiado también para esta presión.

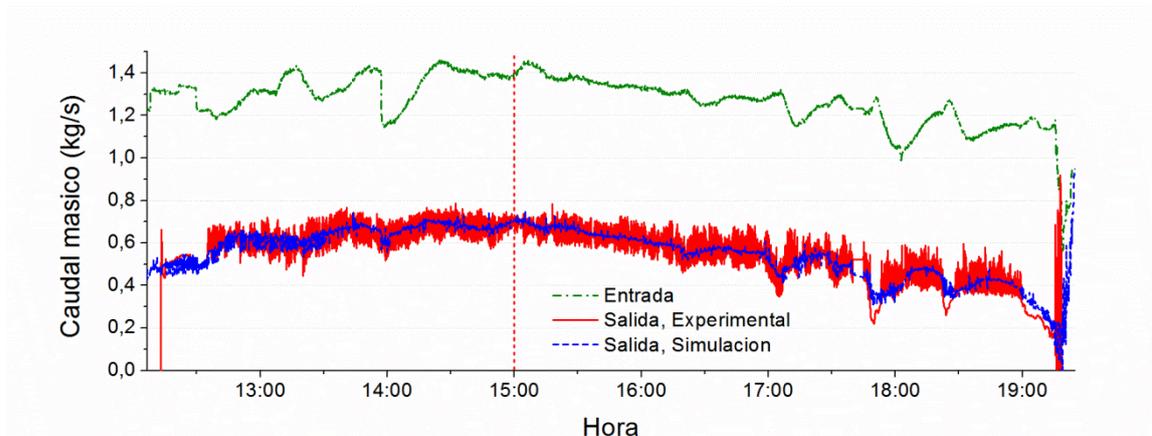
Por otra parte, los resultados de pérdida de carga mostrados en la Fig. 39b son parecidos al modo once-through para presiones similares (caso #2), obteniéndose para el caso #7 una pérdida de carga un 9,5% mayor en la simulación que en los datos experimentales.

Finalmente, en la Fig. 40 se representa la evolución de temperaturas a lo largo del día para el caso #8 a unos 10 MPa, en la cual puede verse cómo existe una concordancia muy precisa entre temperaturas simuladas y medidas, sobre todo cuando existe circulación de fluido, obteniéndose un error medio absoluto de 6,7 °C durante todo el período analizado.



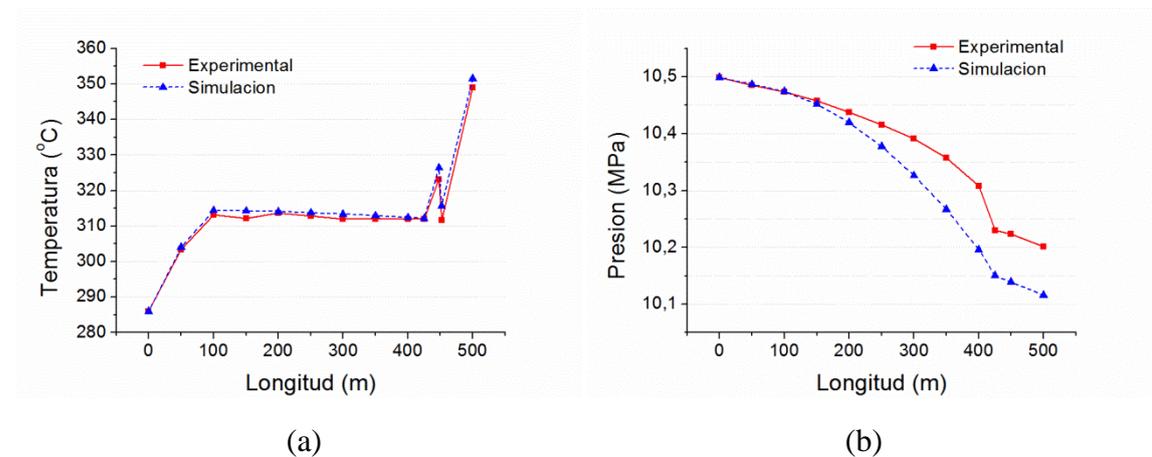
**Figura 40. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #8, con presión de unos 10 MPa**

También se incluye la gráfica de caudales máscicos, representados en la Fig. 41. En ella se observa que el modelo es capaz de reproducir bastante bien la tendencia del caudal de vapor de salida, a pesar de que en este caso los datos experimentales presentan valores inestables.



**Figura 41. Caudales máscicos en el lazo de captadores para el caso #8, con presión de unos 10 MPa**

Como en el resto de casos de validación, la línea roja discontinua en las Fig. 40 y 41 marca el momento (15:00) para la validación estacionaria de temperaturas (Fig. 42a) y presiones (Fig. 42b) a lo largo del lazo.



**Figura 42. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #8, con presión de unos 10 MPa**

De acuerdo con la Fig. 42b, la evolución de temperaturas a lo largo de la fila de captadores obtenida por el modelo es bastante correcta comparándola con los datos experimentales. No obstante, al igual que en el caso #5, existe una pequeña discrepancia de temperatura tras la inyección de agua antes del último captador, probablemente debida a una mezcla irregular de los dos caudales.

De forma análoga a lo que sucedía en el caso #3 del modo once-through con presiones similares, el modelo sobreestima la pérdida de carga del lazo con un error del 28,6%, significativamente mayor que para presiones inferiores. No obstante, es importante señalar

que ese porcentaje corresponde a un error de 0,085 MPa en términos absolutos, por lo que los resultados se consideran dentro de la incertidumbre esperada para el modelo.

## ***2.7 Conclusiones del capítulo***

En este capítulo se ha definido el modelo de lazo de captadores cilindroparabólicos que constituirá la base para simular el campo solar en centrales de generación directa de vapor en capítulos posteriores. Los componentes descritos en el modelo de lazo incluyen captadores solares, tuberías de interconexión y elementos auxiliares como inyectores, separadores agua/vapor y controladores de caudal. Estos elementos permiten simular el comportamiento térmico e hidráulico de un lazo de captadores en el entorno software TRNSYS, teniendo en cuenta condiciones dinámicas como el arranque, la parada y transitorios nubosos de radiación, lo cual permite considerarlo un modelo “cuasidinámico”.

Para evaluar su precisión y robustez, el modelo de lazo de captadores se ha validado con datos de ensayo del proyecto DISS en varios modos de operación: un-solo-paso, inyección en el último captador y recirculación. Para la comparativa se han escogido ocho días de operación que incluyen los modos mencionados, observándose una buena concordancia entre los valores medidos y los de la simulación en términos de temperatura de salida y pérdida de presión del lazo completo. Así, el error medio absoluto obtenido entre las temperaturas reales y las del modelo va desde 4,5 °C hasta 11,8 °C durante los períodos de tiempo considerados en cada día. Por otro lado, se ha evaluado la precisión en la predicción de la pérdida de carga del lazo en condiciones estacionarias, encontrándose desviaciones entre un 5% y un 28,6% respecto a los datos reales. La simulación de cada día de ensayo se ha realizado en un equipo convencional, requiriendo unos 5 min de tiempo de computación para 10 h de tiempo real con un paso temporal de 5 s.

En resumen, el modelo es capaz de alcanzar una precisión razonable en la simulación de un lazo de captadores para generación directa de vapor, sin necesidad de grandes recursos o tiempo de computación comparado con modelos totalmente dinámicos. Si añadimos su flexibilidad y enfoque modular, la herramienta permite una fácil integración en un modelo completo de central termosolar, lo cual será de gran utilidad para simular y optimizar centrales de generación directa de vapor en capítulos posteriores.

## Capítulo 3. Modelo de bloque de potencia para centrales de generación directa de vapor

En este capítulo se describe el modelo utilizado para el bloque de potencia en las centrales termosolares a simular. Se trata básicamente de un ciclo Rankine de vapor regenerativo. Dado que se pretende analizar el impacto de distintos esquemas del ciclo en los resultados de producción, se ha definido un esquema flexible que permita aplicar una gran variedad de configuraciones por medio del mismo componente TRNSYS. Estas opciones incluyen el uso o no de recalentamiento, la posibilidad de determinar el número de extracciones, especificar el método de regulación, los parámetros principales, etc.

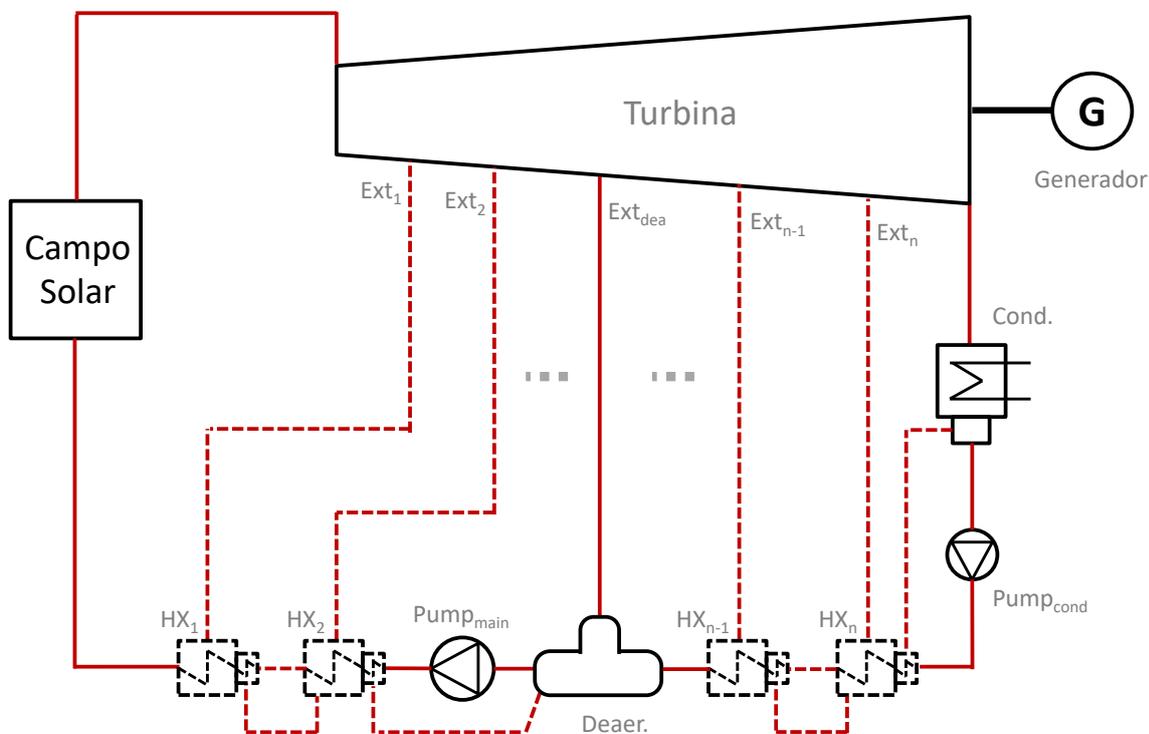
En primer lugar se define el esquema general empleado para el bloque de potencia, distinguiendo entre ciclos Rankine con o sin recalentamiento, incluyendo una breve descripción del algoritmo de cálculo. El análisis está basado en un procedimiento iterativo que emplea el método de Spencer-Cotton-Cannon, ampliamente utilizado en el estudio de ciclos de vapor, para determinar el rendimiento de turbinas y generadores. A continuación, se presenta una descripción detallada de la implementación concreta de este método en el modelo de simulación desarrollado. Además, las secciones siguientes especifican la formulación empleada para el análisis tanto en condiciones de operación nominales o de diseño como a cargas parciales, incluyendo los mecanismos para regulación del nivel de carga, la aplicación de una curva de arranque y el cálculo de los consumos por bombeo. Finalmente, se realiza una validación del modelo comparando sus resultados con los del bloque de potencia de una central termosolar comercial.

### ***3.1 Esquema general del bloque de potencia y método de análisis***

El bloque de potencia que se va a considerar en el modelo será un ciclo Rankine regenerativo con o sin recalentamiento, considerando un número de extracciones de vapor de la turbina  $n$ . Las presiones de las extracciones estarán distribuidas en saltos de igual entalpía, ya que se demuestra que esa disposición conduce a un máximo rendimiento (**Kostiyuk y Frolov, 1988**). En líneas generales, el bloque de potencia previsto incluye turbina de vapor, dividida en dos cuerpos o en uno según se use o no recalentamiento, condensador con refrigeración húmeda, desgasificador, generador eléctrico,

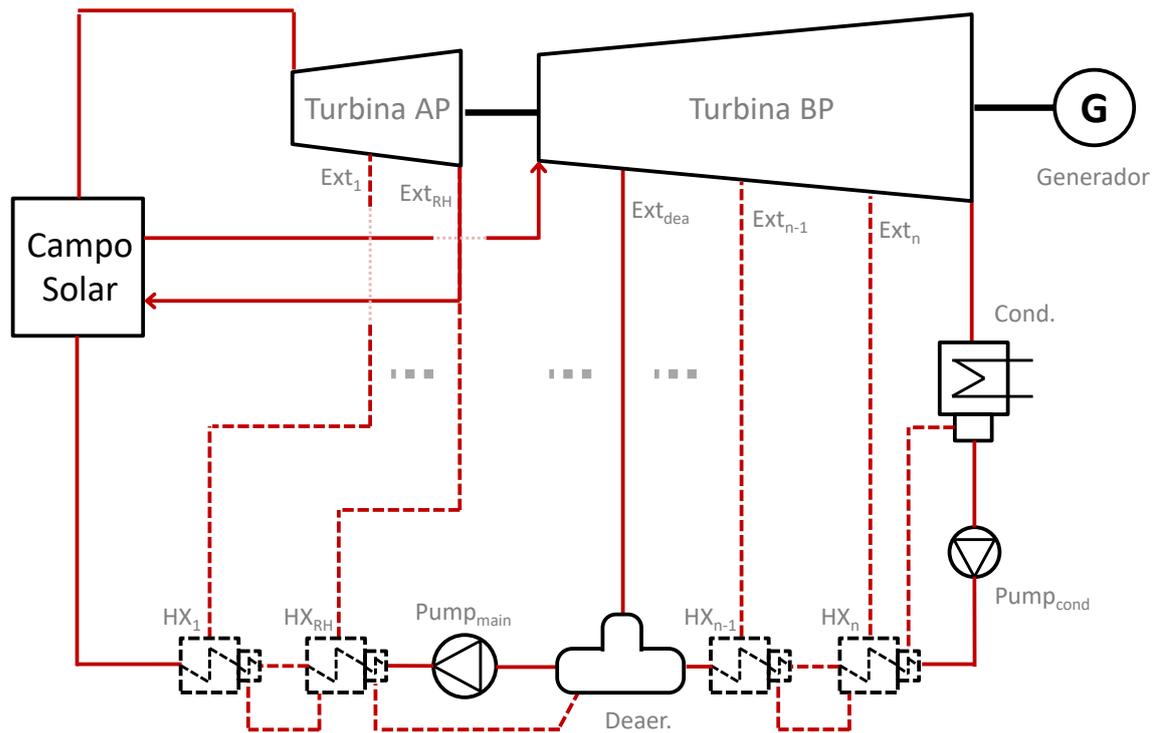
intercambiadores de superficie para precalentamiento del agua con vapor obtenido de las extracciones de la turbina y bombas de circulación. Dado que se pretende estudiar el efecto de distintas configuraciones, se ha definido un esquema flexible que permite variar el número de extracciones de la turbina, establecer el uso o no de recalentamiento, seleccionar la posición del desgasificador y modificar los parámetros básicos de bombas e intercambiadores.

El diagrama genérico para el ciclo sin recalentamiento se muestra en la Fig. 43. Las líneas discontinuas indican que el elemento y las conexiones correspondientes son opcionales. Así mismo, se permite incluir más extracciones con sus intercambiadores de calor asociados, tanto antes como después del desgasificador. La posición concreta del desgasificador en cuanto al orden de extracciones no está definida de antemano, sino que puede especificarse en el componente por medio de un parámetro del mismo.



**Figura 43. Esquema general del bloque de potencia sin recalentamiento**

La Fig. 44 muestra el diagrama básico para el ciclo con recalentamiento. Incluye dos cuerpos de turbina, el de alta (AP) y el de baja presión (BP), cada uno con un número indeterminado de extracciones. Además de las conexiones ya indicadas, se incluyen las líneas de recalentamiento que se dirige desde la salida del cuerpo AP de la turbina hasta el campo solar y desde el campo solar hasta la entrada del cuerpo BP de la turbina. Al igual que en el bloque sin recalentamiento, la posición concreta del desgasificador tampoco está definida de antemano, sino que puede especificarse en la configuración del componente.



**Figura 44. Esquema general del bloque de potencia con recalentamiento**

Para la implementación del modelo descrito en las siguientes secciones se ha desarrollado un nuevo componente TRNSYS (type250) que contiene toda la funcionalidad del bloque de potencia y permite su integración en el modelo completo de central termosolar. Tanto el tipo de ciclo (con o sin recalentamiento) como el número y posición de las extracciones se especifican mediante los parámetros del componente, proporcionando una gran flexibilidad para analizar un amplio abanico de configuraciones.

Tanto en la versión con recalentamiento como sin recalentamiento se utiliza un método similar para el modelo del bloque de potencia. En primer lugar, el componente realiza un análisis del sistema en condiciones de diseño durante el primer paso de la simulación. En líneas generales, se estima un caudal inicial de entrada para la potencia nominal que permite evaluar los balances de energía en cada elemento del sistema y así determinar la potencia eléctrica generada para esas condiciones. A partir del rendimiento obtenido para el ciclo se va recalculando el caudal de entrada, obteniendo iterativamente todas las variables del sistema hasta que se consigue la potencia nominal requerida.

Los principales resultados del análisis en condiciones de diseño se almacenan dentro del componente para proporcionar los valores de referencia que se utilizarán en el análisis a cargas parciales, que se llevará a cabo en cada paso de la simulación. En este caso, al venir dado el caudal de entrada por los resultados del campo solar, lo que se recalcula es el caudal de salida de la turbina de forma iterativa hasta que su valor converja, es decir, no cambie significativamente entre una iteración y otra. Una vez alcanzada la convergencia, se determina la potencia eléctrica generada a partir de la potencia térmica producida en el

campo solar, así como resultados adicionales como los consumos por bombeo y la temperatura de entrada al campo.

Tanto para condiciones de diseño como para cargas parciales, el método de cálculo descrito requiere estimar los valores de rendimiento de la turbina de vapor y del generador eléctrico. Para ello se emplea el método de Spencer-Cotton-Cannon (SCC), cuya implementación se describe en el apartado 3.2. En las secciones sucesivas de este capítulo se detalla el procedimiento de análisis para condiciones de diseño o para carga parcial y se describen las expresiones utilizadas en cada caso.

### ***3.2 Implementación del método de Spencer-Cotton-Cannon***

El método de **Spencer, Cotton y Cannon (1974)**, en adelante método SCC, permite estimar el rendimiento de una turbina de vapor y del generador eléctrico a partir de un número reducido de parámetros que definen su geometría y condiciones de operación básicas. La metodología descrita por los autores se basa en un enfoque semi-empírico, ya que combina un análisis termodinámico del ciclo de Rankine con una amplia base de datos de operación de turbinas de vapor comerciales. En el trabajo se proporcionan las correcciones y las curvas de forma gráfica pero se incluyen además casi todas las expresiones matemáticas correspondientes, lo cual facilita su implementación en modelos de simulación.

La metodología propuesta por los autores para estimar el rendimiento de una turbina de vapor puede aplicarse a grupos de etapas de la turbina o a etapas individuales. Para ello se asume la hipótesis de que, considerando una relación de expansión por etapa y un caudal volumétrico inicial, todas las etapas tendrán un diseño similar, sin importar las condiciones iniciales del vapor. Como consecuencia, la eficiencia será básicamente la misma en todas las etapas, por lo que solo hace falta determinar un rendimiento para todo el cuerpo de la turbina. Dado que en este capítulo se pretende realizar un estudio genérico del ciclo, no conocemos a priori la geometría ni las características detalladas de la turbina. Por ello se va a estimar el rendimiento por grupos de etapas, distinguiendo entre cuerpo de alta o baja presión si existe recalentamiento o considerando la turbina completa si no hay recalentamiento.

La etapa de regulación de la turbina debe realizar el control de admisión del vapor, lo que supone diferencias en su geometría respecto al resto de etapas y conlleva pérdidas adicionales. Esto hace que la etapa de regulación sea menos eficiente que las etapas intermedias, lo cual implica que no se cumple estrictamente la hipótesis de partida del método, y provoca una disminución en el rendimiento global de la turbina. No obstante, para el estudio de un ciclo genérico no se suele disponer de información detallada sobre esa etapa, por lo que es conveniente simplificar el tratamiento. Para ello se considera una eficiencia conjunta para todo el cuerpo de turbina y se introducen varias correcciones para

tener en cuenta el efecto de la etapa de regulación, tanto en condiciones de diseño como a carga parcial.

Para la estimación del rendimiento isoentrópico de la turbina se parte de un valor base que depende del tipo de turbina, con recalentamiento o sin recalentamiento, y del cuerpo, de alta o baja presión, que se está analizando. A este rendimiento base se le aplican unas correcciones en función de una serie de factores como el caudal de vapor, la relación de expansión o el efecto de las etapas de regulación.

En primer lugar, en todos los tipos de turbina considerados el rendimiento isoentrópico aumenta si se incrementa el caudal volumétrico de entrada, ya que las pérdidas mecánicas y por fricción en la turbina son menores proporcionalmente cuanto mayor es el volumen de vapor. Para tener en cuenta este efecto, al valor de rendimiento base  $\eta_{s,turb,ref}$  se le aplica una corrección según el caudal volumétrico de entrada ( $\dot{V}_{in} = \dot{m}_{in}/\rho$ , en  $m^3/s$ , donde  $\dot{m}_{in}$  es el caudal másico de entrada en  $kg/s$  y  $\rho$  la densidad del vapor en  $kg/m^3$ ) a esa sección de la turbina. Así, el rendimiento isoentrópico corregido según el caudal de vapor se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{s,turb,flow} = \eta_{s,turb,ref} \cdot \left(1 - \frac{c_1}{\dot{V}_{in}}\right) \quad (3.1)$$

Los valores concretos de rendimiento base y los coeficientes de corrección aplicables para las turbinas consideradas en este estudio se incluyen en la Tabla 8, empleando unidades del Sistema Internacional. Dado que el tamaño de las turbinas utilizadas en centrales termosolares es en general pequeño comparado con otras tecnologías, se tomarán los valores correspondientes a velocidades de giro de 3600 rpm especificados en el método.

**Tabla 8. Valores de rendimiento base de turbinas y parámetro de corrección por caudal de vapor para el método de Spencer-Cotton-Cannon en unidades del S.I.**

Tipo de turbina	$\eta_{s,turb,ref}$	$c_1$
Sin recalentamiento	0,8948	0,0338478
Recalentamiento, alta presión, regulación 1 sección	0,87	0,0790774
Recalentamiento, alta presión, regulación 2 secciones	0,84	0,1062
Recalentamiento, baja presión, sin regulación	0,9193	0,1

En turbinas con recalentamiento el método distingue entre cuerpos de alta y baja presión, y dentro de los de alta presión, que corresponderán a las primeras etapas de la turbina, escalonamientos de control con 1 o 2 secciones de regulación.

Una vez determinado el rendimiento corregido por caudal  $\eta_{s,turb,flow}$  se aplican correcciones adicionales según el tipo de turbina (por etapa de regulación, relación de expansión, carga

parcial, condiciones iniciales, etc.). Así, el valor de rendimiento isoentrópico se obtiene multiplicando el efecto de todas ellas, es decir:

$$\eta_{s,turb} = \eta_{s,turb,flow} \cdot \prod_i (1 + \Delta\eta_{s,turb,corr}[i]) \quad (3.2)$$

Los valores relativos de cada corrección  $\Delta\eta_{s,turb,corr}[i]$  se proporcionan en el método tanto de forma gráfica como analítica en función de una o varias variables de entrada, lo cual permite su implementación sencilla en el modelo. No obstante, algunas correcciones son aplicables a unos tipos de turbina y otras no. Por otra parte, algunas de las correcciones descritas en el método tienen un efecto muy pequeño para las turbinas que se van a emplear en este estudio. Para simplificar el cálculo, solo se han incluido en el modelo los ajustes que implican una variación significativa en el rendimiento. Las correcciones concretas consideradas para cada tipo de turbina se recogen en la Tabla 9.

**Tabla 9. Correcciones aplicadas en el modelo para cada tipo de turbina en la implementación del método de Spencer-Cotton-Cannon.**

Corrección	Sin recalentamiento	Recalent., AP, regulación	Recalent., BP, sin regulación
Por relación de expansión		•	
Por condiciones iniciales	•		•
Por carga parcial	•	•	
Por etapa de regulación	•		
Por etapa de regulación a carga parcial	•		

El efecto de cada una de las correcciones indicadas en la Tabla 9, así como las variables de entrada requeridas, se describe a continuación:

- **Corrección por relación de expansión:** el rendimiento en un cuerpo de turbina es mayor según aumenta el cociente entre las presiones de entrada y salida del mismo. Sin embargo, esta corrección en concreto solo se aplica al cuerpo de alta presión en turbinas con recalentamiento, ya que la relación de presiones también se tiene en cuenta en otras correcciones para tipos distintos de turbina. Además de la relación de expansión, se emplea como variable el caudal volumétrico de vapor.
- **Corrección por condiciones iniciales:** si las condiciones iniciales de presión y temperatura del vapor son diferentes de las de referencia, es necesaria una corrección adicional para turbinas sin recalentamiento o etapas de baja presión de turbinas con recalentamiento. En esta corrección se tiene en cuenta, respectivamente, el valor de presión y temperatura del vapor vivo a la entrada del cuerpo de alta presión o del vapor recalentado en el cuerpo de baja presión.

- **Corrección por carga parcial:** en las turbinas con etapa de regulación (con o sin recalentamiento), el rendimiento se reduce al trabajar a cargas menores a la nominal. Esta corrección se aplica de forma general en todo el cuerpo de turbina y utiliza como variables la relación entre el caudal de entrada y el de diseño y la relación de expansión a carga nominal.
- **Corrección por etapa de regulación:** dado que la etapa que realiza el control de admisión de vapor a la turbina es menos eficiente que las etapas intermedias, esta corrección considera el efecto de la etapa de regulación en condiciones de diseño, tomando como variables la relación de expansión y el caudal nominal de vapor. Sin embargo, este ajuste solo se aplica a las turbinas sin recalentamiento, ya que en los casos con recalentamiento la reducción ya va incluida en el rendimiento base indicado en la Tabla 8.
- **Corrección por etapa de regulación trabajando a carga parcial:** las etapas de regulación en turbinas sin recalentamiento conllevan una reducción adicional de rendimiento al trabajar a cargas parciales (además de la corrección general por carga parcial explicada anteriormente), debido a las pérdidas aerodinámicas asociadas al control de admisión al reducir el caudal. Emplea las mismas variables que la corrección por carga parcial (la relación entre el caudal de entrada y el de diseño y la relación de expansión a carga nominal) pero, al igual que la corrección anterior, solo se aplica a las turbinas sin recalentamiento.

Las expresiones concretas empleadas para cada una de las correcciones, incluyendo las unidades necesarias para las variables de entrada y los coeficientes numéricos correspondientes, se especifican en el Anexo.

A partir del valor de rendimiento obtenido para la turbina se puede determinar de forma preliminar la entalpía de salida de la misma  $i_{out}$  (J/kg), también llamado punto final de la línea de expansión (Expansion Line End Point, *ELEP*) teórica, por medio de la siguiente ecuación:

$$i_{out,ref} = i_{in} - \eta_{s,turb} \cdot (i_{in} - i_{out,s}) \quad (3.3)$$

En la ecuación 3.3,  $i_{in}$  representa la entalpía del vapor a la entrada e  $i_{out,s}$  la entalpía correspondiente a la expansión isoentrópica desde la entrada hasta la presión de salida, es decir, la entalpía del punto con la misma entropía de entrada pero a la presión de salida, ambos en J/kg. En el caso del último cuerpo de la turbina, la presión de salida sería la presión en el condensador. Sin embargo, la presión considerada por el método para el condensador es de 1,5 inHg (unos 5080 Pa), por lo que se debe introducir otra corrección para tener en cuenta presiones distintas a la de referencia. El incremento de entalpía  $\Delta i_{ELEP}$  correspondiente, en J/kg, puede obtenerse mediante la expresión 3.4 en función de la

presión real de salida  $p_{out}$ , siempre que la presión venga dada en inHg ( $p_{out} \text{ (inHg)} = p_{out} \text{ (Pa)} \cdot 29,53 \cdot 10^{-5}$ ):

$$\Delta i_{ELEP} = -55788,67 + 134588,04 \cdot \ln p_{out} + 7408,17 \cdot (\ln p_{out})^2 \quad (3.4)$$

Una vez hallado el incremento de entalpía correspondiente se puede determinar el punto final de la línea de expansión (*ELEP*) real, en J/kg, mediante correlaciones que dependen de si se trata de vapor saturado o sobrecalentado. Si estamos en zona bifásica, tenemos en cuenta el título de vapor  $\dot{x}_{out,ref}$  a la presión de referencia:

$$i_{out,ELEP} = i_{out,ref} + \Delta i_{ELEP} \cdot 0,87 \cdot \dot{x}_{out,ref} \cdot (0,65 \cdot \dot{x}_{out,ref} + 0,35) \quad (3.5)$$

Por el contrario, si estamos en la zona de sobrecalentamiento consideramos la relación entre la densidad a la presión de referencia  $\rho_{ref}$  y la densidad real de salida  $\rho$  (ambas en kg/m<sup>3</sup>):

$$i_{out,ELEP} = i_{out,ref} + \Delta i_{ELEP} \cdot 0,87 \cdot \rho_{ref} / \rho \quad (3.6)$$

Finalmente, la entalpía de salida real, en J/kg, denominada en el método punto final de la energía utilizada (*UEEP, Used Energy End Point*), tiene en cuenta las pérdidas en el escape  $\Delta i_{exh,loss}$  (J/kg) y el título de vapor en el punto final de la línea de expansión,  $\dot{x}_{out,ELEP}$ , y se obtiene mediante una expresión similar a la ecuación 3.5:

$$i_{out,UEEP} = i_{out,ELEP} + \Delta i_{exh,loss} \cdot 0,87 \cdot \dot{x}_{out,ELEP} \cdot (0,65 \cdot \dot{x}_{out,ELEP} + 0,35) \quad (3.7)$$

Las pérdidas de escape  $\Delta i_{exh,loss}$  se proporcionan gráficamente en el método mediante curvas para un área de salida determinada en función de la velocidad anular ( $v_{an} = \dot{V}_{out} \cdot \dot{x}_{out} / A_{out}$ , en m/s, donde  $\dot{V}_{out}$  es el caudal volumétrico de salida en m<sup>3</sup>/s,  $\dot{x}_{out}$  el título de vapor y  $A_{out}$  el área de escape en m<sup>2</sup>). Dado que no se incluyen ecuaciones analíticas, en la implementación se han utilizado correlaciones polinómicas para ajustar esas curvas realizadas en un trabajo posterior (**Muñoz-De La Torre, 2013**), que se especifican en el Anexo.

Además del rendimiento de turbinas, el método SCC proporciona varias curvas para obtener las pérdidas mecánicas y eléctricas en el generador eléctrico cuando se trabaja a cargas menores a la nominal. Estas pérdidas pueden englobarse en un factor  $F_{gener,part}$  que multiplica a las pérdidas en condiciones de diseño. Así, el rendimiento a carga parcial del

generador puede determinarse a partir del rendimiento nominal  $\eta_{gener,ref}$  mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{gener} = 1 - F_{gener,part} \cdot (1 - \eta_{gener,ref}) \quad (3.8)$$

Y el factor  $F_{gener,part}$  se obtiene en función del cociente  $\dot{W}/\dot{W}_{ref}$  entre la potencia eléctrica real y nominal, es decir, de la carga del bloque de potencia. Considerando refrigeración convencional del generador, la expresión utilizada es la siguiente:

$$F_{gener,part} = \frac{-20.525 - 35,019 \cdot \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}} + 25,514 \cdot \left(\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}}\right)^2 - 25,1824 \cdot \left(\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}}\right)^3}{1 - 56,2185 \cdot \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}}} \quad (3.9)$$

A pesar de su antigüedad, el método de SCC (**Spencer, Cotton y Cannon, 1974**) ha demostrado su validez durante muchos años para estimar de forma aproximada el valor del rendimiento de turbinas y generadores, y sigue siendo utilizado en la actualidad dado que proporciona una manera relativamente sencilla de determinar los resultados de un ciclo de vapor sin conocer información detallada sobre la geometría de los equipos. No obstante, la tecnología de turbomáquinas ha experimentado avances desde la publicación de ese estudio, por lo que los rendimientos esperados de las turbinas actuales pueden ser ligeramente superiores a los estimados por el método SCC. Para tener en cuenta estos avances, en el modelo se ha incorporado un factor de mejora tecnológica que se introduce como parámetro y que se aplica como una corrección adicional  $\Delta\eta_{s,turb,corr}[i]$  al rendimiento isoentrópico del mismo modo que el resto de las correcciones en la ecuación 3.2. El valor concreto de este factor deberá ajustarse mediante la validación con resultados reales de un bloque de potencia.

### 3.3 Análisis del bloque de potencia en condiciones de diseño

El modelo realiza un análisis del bloque de potencia en condiciones de diseño durante el primer paso de la simulación, cuyos resultados se utilizarán como referencia para el cálculo a carga parcial que se llevará a cabo en cada uno de los pasos temporales siguientes.

El análisis en condiciones de diseño se basa en un método iterativo para determinar las incógnitas del sistema, que serán básicamente el caudal de entrada, la proporción de caudal en cada una de las extracciones y las propiedades del fluido en cada punto del circuito. En primer lugar, a partir de la potencia nominal deseada y de los parámetros del componente

se estima un caudal inicial de entrada que permite obtener un valor preliminar de la entalpía de salida de la turbina mediante el método SCC, descrito en la sección 3.2, y así hallar la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida.

Debe señalarse que el cálculo de las pérdidas de escape en el método SCC, explicado en el apartado anterior, utiliza como parámetro el área de salida de la turbina, cuyo diámetro se especifica entre unos valores concretos que corresponden a los modelos evaluados en ese estudio. Sin embargo, dado que el modelo realiza un análisis genérico del ciclo, el tamaño de las turbinas no se conoce a priori y puede ser diferente de los valores estándar considerados en el método SCC. Por ello, para utilizar las mismas curvas se ha decidido estimar un área de escape razonable que limite las pérdidas en la última etapa de la turbina. Esta estimación se realiza una sola vez al computar el primer paso temporal a partir de los valores nominales de caudal, presión y entalpía a la salida, y el área de escape obtenida se emplea en el resto de la simulación, también a cargas parciales.

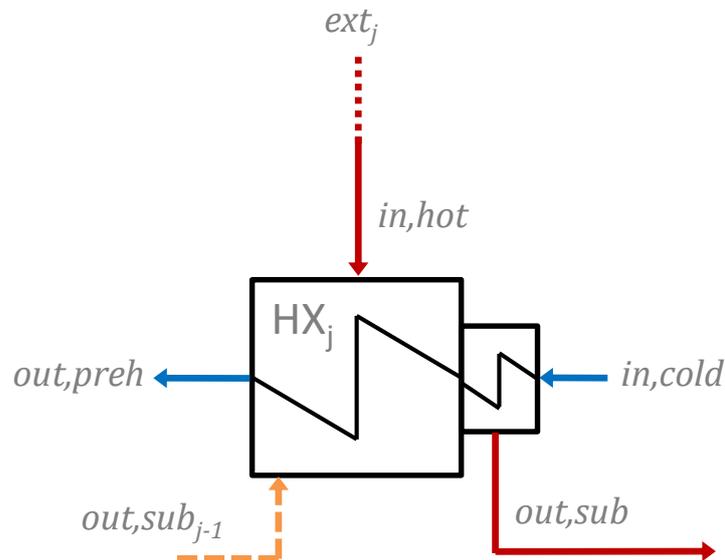
Como se ha mencionado al principio del capítulo, se van a considerar saltos de entalpía iguales en cada etapa dado que, según **Kostiyuk y Frolov (1988)**, esa disposición optimiza el rendimiento del ciclo. Así, la entalpía en cada extracción se calculará dividiendo la diferencia de entalpía total de la turbina entre el número de etapas y restando el salto entálpico obtenido por etapa tantas veces como corresponda al número de extracción. Sin embargo, en el caso de turbinas con recalentamiento la entalpía de entrada en el cuerpo de baja presión viene dada por las condiciones del vapor recalentado. Por ello, en ciclos con recalentamiento la división en saltos de igual entalpía se va a realizar por separado en cada uno de los cuerpos de la turbina, de alta o baja presión.

Una vez conocidos los valores de entalpía en cada extracción, es posible determinar la presión en cada una de ellas conociendo las condiciones de entrada y el rendimiento isoentrópico, de manera que se obtenga la entalpía deseada a la salida de la etapa. Sin embargo, el método SCC da como resultado la entalpía de salida de la turbina, por lo que será necesario obtener el rendimiento isoentrópico global del cuerpo de turbina correspondiente. De forma análoga a la ecuación 3.3, el rendimiento puede calcularse a partir de la entalpía final  $i_{out}$  e inicial  $i_{in}$  mediante la siguiente ecuación, donde  $i_{out,s}$  es la entalpía correspondiente a la expansión isoentrópica desde la entrada hasta la presión de salida:

$$\eta_{s,turb} = \frac{i_{in} - i_{out}}{i_{in} - i_{out,s}} \quad (3.10)$$

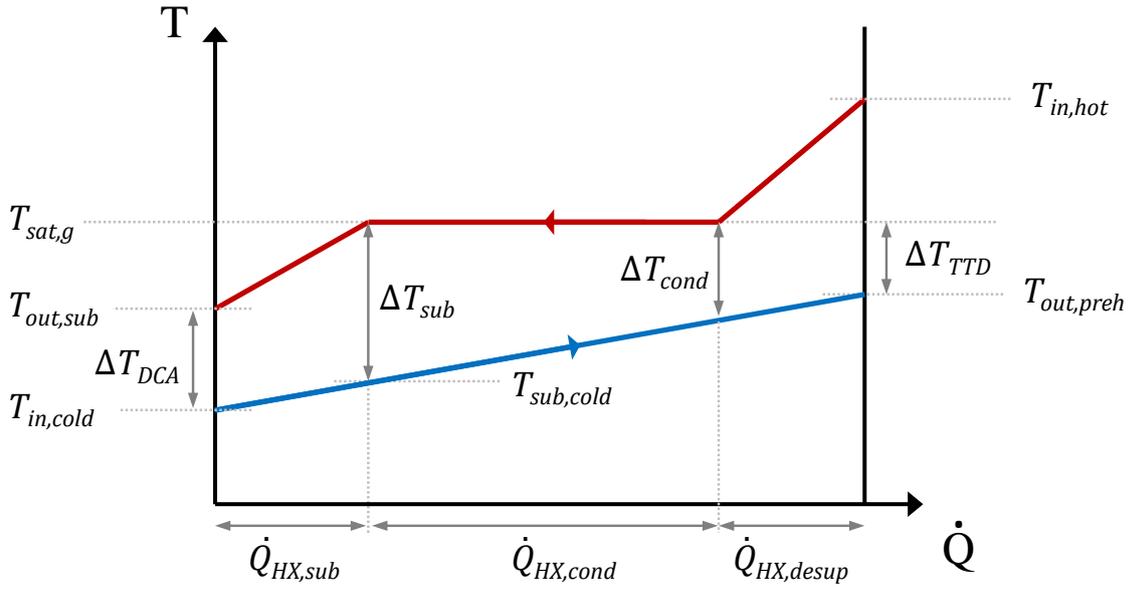
Los valores de presión resultantes a la salida de cada etapa van a permitir evaluar los balances de energía en cada elemento del sistema: intercambiadores, desgasificador, condensador y bombas.

La proporción de caudal en cada una de las extracciones se va a calcular por medio de un balance de energía en el intercambiador de precalentamiento correspondiente a esa extracción. Para facilitar la identificación de cada una de las corrientes, caliente (vapor) o fría (agua), y puntos de entrada o salida involucrados en cada intercambiador se utilizará el diagrama de la Fig. 45.



**Figura 45. Diagrama de entradas y salidas de cada intercambiador de precalentamiento de agua**

Los intercambiadores de superficie para precalentamiento del agua quedan definidos en condiciones de diseño mediante su  $\Delta T_{TTD}$  (*TTD: Terminal Temperature Difference*), que representa la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la de salida del agua precalentada, y su  $\Delta T_{DCA}$  (*DCA: Drain Cooling Approach*), que es la diferencia de temperatura entre la salida del vapor subenfriado y la entrada de agua fría. En la Fig. 46 se representa la evolución de la temperatura con respecto al calor intercambiado en un precalentador, donde puede apreciarse gráficamente el significado de esos dos parámetros respecto a las temperaturas de entrada y salida, además de otros parámetros relevantes para el análisis.



**Figura 46. Evolución de la temperatura respecto al calor intercambiado para los flujos de agua y vapor en un precalentador de superficie**

Considerando las variables empleadas en el gráfico, las temperaturas de salida de cada uno de los dos flujos pueden expresarse mediante:

$$T_{out,preh} = T_{sat,g} - \Delta T_{TTD} \quad (3.11)$$

$$T_{out,sub} = T_{in,cold} + \Delta T_{DCA} \quad (3.12)$$

Las temperaturas obtenidas, junto con las presiones de entrada, van a permitir determinar los valores de entalpía necesarios para evaluar el balance de energía en el precalentador. Para determinar las presiones en cada punto será necesario también considerar tanto las pérdidas de carga a través de cada corriente como las de la línea de extracción. El valor de ambas puede especificarse como parámetro del componente, bien en condiciones de diseño en el caso de los flujos del intercambiador, bien como un porcentaje de la presión en las extracciones. Una vez determinada la entalpía en cada punto, el balance de energías de acuerdo con el diagrama de la Fig. 45 será el siguiente:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{in,cold} \cdot (i_{out,preh} - i_{in,cold}) \\ = \dot{m}_{in,hot} \cdot (i_{ext,j} - i_{out,sub}) + \dot{m}_{out,sub,j-1} \cdot (i_{out,sub,j-1} - i_{out,sub}) \end{aligned} \quad (3.13)$$

A partir de ese balance podemos calcular la proporción de caudal  $\alpha_{ext,j}$  en cada extracción sabiendo que es el cociente entre el caudal de vapor extraído y el caudal de entrada total a

la turbina. No obstante, dado que el caudal de entrada del flujo frío es distinto si estamos antes o después del desgasificador (ver Figs. 43 y 44), la expresión a utilizar dependerá de la posición del precalentador respecto al mismo. Así, si el precalentador está antes del desgasificador, la proporción de caudal en la extracción  $j$  puede obtenerse teniendo en cuenta la suma de extracciones anteriores  $\sum_1^{j-1} \alpha_{ext}$  mediante la siguiente fórmula:

$$\alpha_{ext,j} = \frac{i_{out,preh} - i_{in,cold} + \sum_1^{j-1} \alpha_{ext} \cdot (i_{out,sub} - i_{out,sub,j-1})}{i_{ext,j} - i_{out,sub}} \quad (3.14)$$

Por el contrario, si la extracción está después del desgasificador, se tienen en cuenta tanto la suma de las extracciones hasta el desgasificador,  $\sum_1^{dea} \alpha_{ext}$ , como desde después del desgasificador hasta la anterior,  $\sum_{dea+1}^{j-1} \alpha_{ext}$ , según la siguiente expresión:

$$\alpha_{ext,j} = \frac{(1 - \sum_1^{dea} \alpha_{ext}) \cdot (i_{out,preh} - i_{in,cold}) + \sum_{dea+1}^{j-1} \alpha_{ext} \cdot (i_{out,hot} - i_{out,sub,j-1})}{i_{ext,j} - i_{out,sub}} \quad (3.15)$$

En el caso del desgasificador, puede aplicarse la ecuación 3.14 considerando que el flujo de vapor subenfriado no sale del mismo, y por tanto debe cumplirse que  $i_{out,sub} = i_{in,cold}$ .

Por otra parte, la entalpía de salida del condensador puede obtenerse simplemente a partir de las propiedades del agua a la presión de condensación, teniendo en cuenta que el título de vapor en ese punto debe ser 0. Para reducir las incógnitas del sistema será necesario determinar también la entalpía en los puntos de salida de cada bomba, principal y de condensación, a partir de la entalpía de entrada y de su rendimiento isoentrópico. Estos valores pueden hallarse mediante la ecuación 3.16, sabiendo que  $i_{out,s}$  es la entalpía correspondiente a una compresión isoentrópica, es decir, la entalpía del punto con la misma entropía de entrada pero a la presión de salida de la bomba:

$$i_{out} = i_{in} + \frac{i_{out,s} - i_{in}}{\eta_{s,pump}} \quad (3.16)$$

Una vez conocida la proporción de caudal en cada extracción y las entalpías en cada punto del circuito, el trabajo específico  $w_j$  en cada etapa de la turbina, en J/kg, puede calcularse a partir de la diferencia de entalpía, dada también en J/kg, entre la entrada y la salida, la suma de extracciones anteriores y los rendimientos electro-mecánicos de turbina y generador,  $\eta_{m,turb}$  y  $\eta_{gener}$ , en este caso en condiciones de diseño:

$$w_j = \eta_{m,turb} \cdot \eta_{gener} \cdot \left(1 - \sum_1^{j-1} \alpha_{ext}\right) \cdot (i_{in,j} - i_{out,j}) \quad (3.17)$$

El trabajo específico del ciclo completo será la suma del producido en todas las etapas. Dado que la potencia eléctrica bruta, en  $W$ , es el producto del trabajo específico por el caudal de entrada de vapor ( $\dot{W}_{gross} = \dot{m}_{in,turb} \sum w_j$ , con el caudal en kg/s), comparando el resultado con la potencia nominal  $\dot{W}_{ref}$  podremos saber si la estimación inicial de caudal era correcta y, en caso contrario, determinar un nuevo valor hipotético de caudal de entrada a la turbina ( $\dot{m}_{in,turb} = \dot{W}_{ref} / \sum w_j$ ). Con este caudal se evaluará de nuevo el rendimiento de la turbina y se realizarán otra vez los balances descritos para cada elemento a carga nominal. El proceso se repite tantas veces como sea necesario, recalculando todas las variables del sistema hasta que se consigue la potencia nominal requerida en el ciclo.

A partir de los caudales de entrada y salida de la turbina y de las entalpías en los puntos correspondientes del circuito pueden obtenerse resultados adicionales como la potencia térmica requerida del campo solar y evacuada en el condensador y el rendimiento global del ciclo. En el caso de ciclos con recalentamiento, será necesario también considerar el caudal en la línea de recalentamiento y las condiciones del fluido en la misma, que vendrán dados por la extracción correspondiente y los parámetros especificados en el modelo para condiciones de diseño.

La potencia térmica requerida del campo solar  $\dot{Q}_{SF}$ , en  $W$ , puede obtenerse mediante la siguiente expresión a partir del caudal de entrada a cada cuerpo de la turbina, en kg/s, y de las entalpías de entrada y salida del campo solar, en J/kg, incluyendo si existe la línea de recalentamiento:

$$\dot{Q}_{SF} = \dot{m}_{in,turb} \cdot (i_{out,SF} - i_{in,SF}) + \dot{m}_{RH} \cdot (i_{out,RH} - i_{in,RH}) \quad (3.18)$$

Y la potencia evacuada en el condensador puede obtenerse a partir del balance energético en el último intercambiador  $n$ , teniendo en cuenta que el caudal del agua de entrada al último precalentador  $\dot{m}_{in,cold,n}$  (kg/s) es la suma del caudal de salida de la turbina más las extracciones  $\sum_{dea+1}^n \alpha_{ext}$  desde después del desgasificador hasta la última. Si llamamos  $i_{out,turb}$  (J/kg) a la entalpía de salida de la última etapa de la turbina y sabemos que la entalpía  $i_{out,cond}$  (J/kg) de salida del condensador es la de saturación a título de vapor 0, la potencia térmica  $\dot{Q}_{cond}$ , en  $W$ , evacuada en el condensador será:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{in,cold,n} \cdot \left( \left( 1 - \sum_{dea+1}^n \alpha_{ext} \right) \cdot i_{out,turb} + \sum_{dea+1}^n \alpha_{ext} \cdot i_{out,sub,n} - i_{out,cond} \right) \quad (3.19)$$

Los principales resultados del análisis a carga nominal se almacenan dentro del componente TRNSYS para proporcionar los valores de referencia que se utilizarán en el análisis a cargas parciales. Los resultados a almacenar incluyen el caudal nominal de entrada, el área de escape, la potencia térmica requerida del campo solar y evacuada en el condensador, las condiciones en los puntos de extracción y los balances en los intercambiadores.

Los intercambiadores de superficie para el precalentamiento del agua de alimentación se caracterizarán a carga nominal mediante la capacidad calorífica por unidad de tiempo ( $C = \dot{m} \cdot c_p$ , en W/K, con el caudal  $\dot{m}$  en kg/s y el calor específico  $c_p$  en J/(kg·K)) para cada corriente y el producto  $UA$ , que representa el producto del coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , en W/(m<sup>2</sup>K), por el área de intercambio  $A$ , en m<sup>2</sup>. Se van a considerar valores de  $UA$  distintos para las zonas de subenfriamiento, condensación y sobrecalentamiento en cada precalentador, reflejadas en la Fig. 46 por medio del calor intercambiado en cada una de ellas  $\dot{Q}_{HX,sub}$ ,  $\dot{Q}_{HX,cond}$  y  $\dot{Q}_{HX,desup}$ , en W, que se calcularán con la metodología descrita a continuación.

Llamamos  $\Delta T_{sub}$  a la diferencia de temperatura entre las dos corrientes en el punto entre la zona de subenfriamiento y condensación, que según se indica en la Fig. 46 presentada anteriormente será:

$$\Delta T_{sub} = T_{sat,g} - T_{sub,cold} \quad (3.20)$$

Y para hallar la temperatura  $T_{sub,cold}$  correspondiente a la corriente fría en ese punto, podemos emplear el balance de energía entre las dos corrientes para la zona de subenfriamiento, donde  $i_{sat,l}$  será la entalpía de saturación del flujo de vapor en ese punto, es decir, para título de vapor nulo (0):

$$\dot{m}_{in,cold} \cdot (i_{sub,cold} - i_{in,cold}) = \dot{m}_{out,sub} \cdot (i_{out,sub} - i_{sat,l}) \quad (3.21)$$

El valor de entalpía  $i_{sub,cold}$  permite obtener el calor intercambiado en la zona de subenfriamiento indicada en la Fig. 46:

$$\dot{Q}_{HX,sub} = \dot{m}_{in,cold} \cdot (i_{sub,cold} - i_{in,cold}) \quad (3.22)$$

Si suponemos un cambiador en contracorriente puro, el producto  $UA_{sub}$  en condiciones de diseño puede determinarse a partir del calor intercambiado en la zona de subenfriamiento y de las diferencias de temperatura  $\Delta T_{sub}$  y  $\Delta T_{DCA}$  por medio de la diferencia de temperatura media logarítmica (**Incropera et al., 2006**):

$$UA_{sub} = \dot{Q}_{HX,sub} \frac{\ln(\Delta T_{DCA}/\Delta T_{sub})}{\Delta T_{DCA} - \Delta T_{sub}} \quad (3.23)$$

Es necesario precisar que, si las dos diferencias de temperatura involucradas presentan valores similares, el denominador en la expresión 3.23 puede llegar a ser muy pequeño y el valor de  $UA$  resulta difícil de evaluar computacionalmente (ya que puede provocar una división por cero y error por desbordamiento). Por ello, si el cociente en valor absoluto entre ambas diferencias de temperatura (cualquiera de las dos dividida por la otra) es menor que 1,2, para estimar  $UA_{sub}$  se emplea en su lugar la ecuación siguiente:

$$UA_{sub} = \dot{Q}_{HX,sub} \frac{2}{\Delta T_{DCA} + \Delta T_{sub}} \quad (3.24)$$

El calor intercambiado en las zonas de condensación y de sobrecalentamiento,  $\dot{Q}_{HX,cond}$  y  $\dot{Q}_{HX,desup}$ , se obtiene del mismo modo que en la zona de subenfriamiento, multiplicando el caudal de agua a calentar por el aumento de entalpía experimentado por el fluido en cada zona. Para ello se hace uso de la diferencia de temperatura entre las dos corrientes  $\Delta T_{cond}$ , especificada en la Fig. 46, en el punto que divide las zonas de condensación y sobrecalentamiento. La diferencia  $\Delta T_{cond}$  se determina de forma análoga a  $\Delta T_{sub}$  considerando que la entalpía del flujo de vapor en ese punto es la de saturación, es decir, para título de vapor igual a 1. Así, en condiciones de diseño los productos  $UA_{cond}$  para la zona de condensación y  $UA_{desup}$  para la zona de sobrecalentamiento se calculan a partir de las diferencias de temperatura en los extremos de cada zona mediante las expresiones:

$$UA_{cond} = \dot{Q}_{HX,cond} \frac{\ln(\Delta T_{cond}/\Delta T_{sub})}{\Delta T_{cond} - \Delta T_{sub}} \quad (3.25)$$

$$UA_{desup} = \dot{Q}_{HX,desup} \frac{\ln((T_{in,hot} - T_{out,preh})/\Delta T_{cond})}{T_{in,hot} - T_{out,preh} - \Delta T_{cond}} \quad (3.26)$$

Como en el caso de subenfriamiento, si la relación en cada caso entre las diferencias de temperatura es menor que 1,2 se utilizan las siguientes ecuaciones en lugar de la 3.25 o la 3.26:

$$UA_{cond} = \dot{Q}_{HX,cond} \frac{2}{\Delta T_{cond} + \Delta T_{sub}} \tag{3.27}$$

$$UA_{desup} = \dot{Q}_{HX,desup} \frac{2}{T_{in,hot} - T_{out,preh} + \Delta T_{cond}} \tag{3.28}$$

Otros resultados relevantes del análisis en condiciones de diseño son la temperatura de entrada al campo solar, que viene dada por la temperatura de salida del agua del primer precalentador, y el título de vapor de salida de la turbina. Según **Hirsch y Khenissi (2014)**, es recomendable un título de vapor final superior al 85% para evitar daños en los álabes de la última etapa de la turbina por la existencia de gotas de agua. Estas variables se dan como salidas del modelo y también se almacenan en el componente como valor de referencia.

La Fig. 47 resume en un diagrama de flujo el algoritmo seguido en el modelo para el análisis del bloque de potencia en condiciones nominales, de acuerdo con los pasos mencionados.

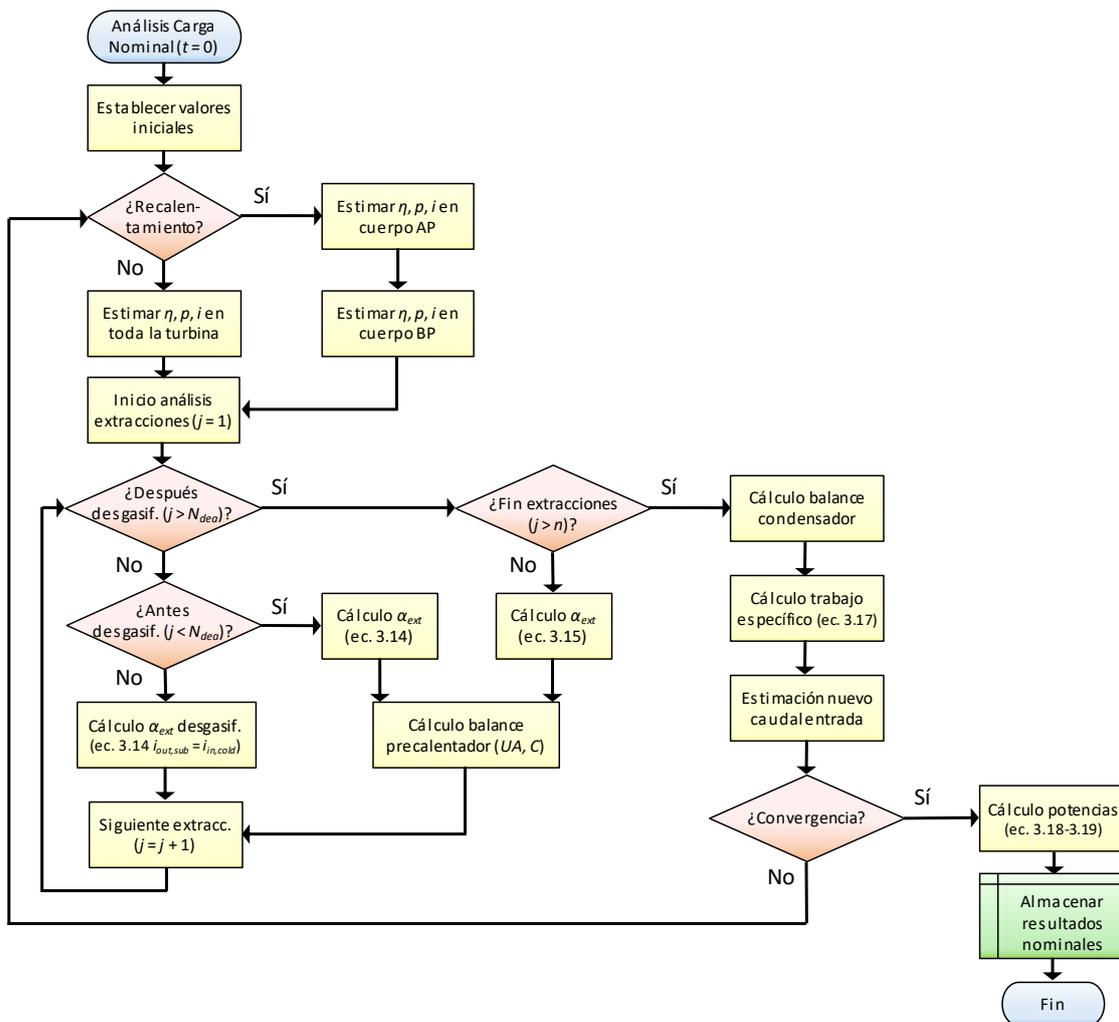


Figura 47. Diagrama de flujo para el análisis del bloque de potencia en condiciones nominales

En el diagrama de flujo de la Fig. 47 se incluye un doble bucle: uno externo que refleja la iteración para conseguir la convergencia en el valor de caudal de entrada a la turbina y uno interno que va iterando a lo largo de las extracciones de vapor (incrementando el valor de  $j$ ) hasta que se llega al final de la turbina ( $j > n$ ). En cada iteración del bucle externo se estiman los valores de rendimiento, presiones y entalpías en las extracciones de vapor bien en todo el cuerpo de la turbina, si no existe recalentamiento, o bien en cada cuerpo de la turbina por separado, de alta o baja presión, si hay recalentamiento. Por otra parte, en cada iteración del bucle interno se analiza si la extracción considerada se encuentra después ( $j > N_{dea}$ ) o antes ( $j < N_{dea}$ ) del desgasificador, o corresponde al desgasificador mismo ( $j = N_{dea}$ ) para aplicar la ecuación apropiada (3.15, 3.14 o 3.14 con  $i_{out,sub} = i_{in,cold}$ , respectivamente) al calcular la proporción de caudal de vapor en la extracción. Si se trata de un precalentador, se evaluará el balance energético en el mismo para obtener sus valores nominales ( $UA, C$ ). Finalmente, cuando se alcanza la convergencia en el valor de caudal de entrada se calculan las potencias y resultados finales, que son almacenados internamente en el componente para servir de referencia en el análisis a cargas parciales.

### ***3.4 Análisis del bloque de potencia a cargas parciales***

El análisis del comportamiento del bloque de potencia a cargas parciales se lleva a cabo en cada uno de los pasos temporales de la simulación. El procedimiento es similar al empleado para el análisis en condiciones de diseño, descrito en el apartado anterior. Sin embargo, en este caso el caudal de entrada no es una incógnita del sistema, sino que viene dado por los resultados del campo solar. El resultado principal a determinar será ahora la potencia final generada por el ciclo, que en condiciones de diseño venía fijada como parámetro.

Una vez establecidas las presiones en cada extracción, se lleva a cabo un proceso iterativo similar al descrito para condiciones de diseño, evaluando el balance de energía en cada elemento del sistema hasta que el caudal de salida converge. A partir de las variables de entrada al ciclo y de los caudales en las extracciones calculados en la anterior iteración, se aplica el método SCC con todas las correcciones necesarias para estimar el rendimiento de la turbina. Como punto de partida para la primera iteración se toman las proporciones de extracción obtenidas a carga nominal.

A continuación se emplea una metodología análoga a la del trabajo de **Montes et al. (2009b)** para hallar los coeficientes de transferencia de calor y las diferencias de temperatura en los intercambiadores, lo cual permite conocer las propiedades del fluido en cada punto del circuito. A partir de esos valores puede calcularse la proporción de caudal a través de cada extracción de la turbina mediante las expresiones empleadas para condiciones de diseño, obteniéndose así los caudales para la siguiente iteración. El proceso finaliza cuando el caudal de salida de la turbina no cambia de forma significativa entre una iteración y otra (en concreto, cuando la diferencia relativa entre los caudales obtenidos en

una iteración y en la siguiente es menor del 0,01%). En ese momento se considera que se ha alcanzado la convergencia y se determinan el resto de los resultados del análisis.

Como se ha dicho, al inicio del análisis deben determinarse los valores de presión en cada extracción de la turbina, que dependen del método de regulación empleado. Las turbinas de vapor utilizadas normalmente en centrales termosolares presentan dos opciones para regular su presión de entrada a cargas parciales: presión fija y presión deslizante. Según las recomendaciones habituales para turbinas de vapor, el mecanismo de control debe ir dirigido a mantener la velocidad del fluido a la entrada aproximadamente constante. Por un lado, el método de presión fija se basa en reducir el área de admisión en la primera etapa de la turbina por medio de válvulas de control, mientras se mantiene la presión nominal de entrada. De esta manera, la admisión de vapor a la etapa de gobierno de la turbina se regula mediante varias válvulas, normalmente cuatro, que se van cerrando secuencialmente para controlar el caudal de vapor (**Jonshagen y Genrup, 2010**). Por el contrario, la estrategia de presión deslizante consiste en reducir la presión del vapor a la entrada de acuerdo con el caudal másico para provocar una reducción en la densidad del fluido, consiguiendo así mantener un valor estable de caudal volumétrico y, así, de la velocidad del vapor de entrada.

En la estrategia de presión fija las presiones en cada extracción, así como la presión de entrada a la turbina, se consideran constantes para cualquier valor de carga. Como consecuencia, esta estrategia permite una regulación más fácil de las condiciones del vapor en el campo solar para centrales de generación directa de vapor. No obstante, la regulación a cargas parciales mediante presión fija se lleva a cabo normalmente mediante válvulas de admisión por sectores, lo cual implica una reducción de rendimiento asociada a fricción por cierre de válvulas y pérdidas aerodinámicas. Por ello se ha incluido un factor adicional de pérdidas  $\eta_{valve,turb}$  que multiplica al rendimiento isoentrópico de la turbina y que viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{valve,turb} = \left( 1 - \sum_{j=0}^2 a_j y^j / \sqrt{N_{stages}} \right) \left( 1 - \frac{c_k}{\sqrt{N_{stages}}} \sin \frac{\pi \cdot (y - b_k)}{b_{k+1} - b_k} \right) \quad (3.29)$$

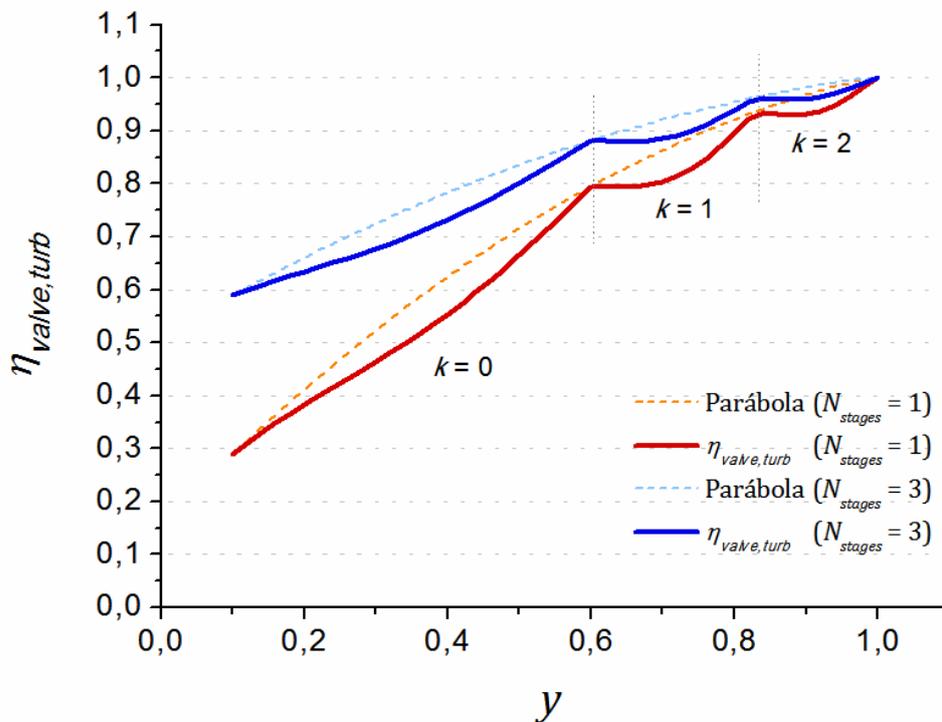
La ecuación 3.29 emplea como variable la carga relativa de caudales y presiones ( $y = \dot{m}/\dot{m}_{ref} \cdot p/p_{ref}$ ) y se ha inferido a partir del análisis de etapas de turbina con este tipo de regulación (**Ma et al., 2013**). La expresión 3.29 consta de dos términos que se multiplican: el primer término tiene forma de parábola y representa el efecto de reducción gradual de rendimiento según desciende la carga de la turbina, mientras que el segundo término modeliza mediante una función senoide las pérdidas asociadas a la apertura parcial de la válvula correspondiente, que son más acusadas cuando la válvula está a medio cerrar. El subíndice  $k$  indica la válvula concreta que se está cerrando de entre las cuatro que se han considerado, y viene dado por el tramo de carga relativa en el que nos encontramos,

que se determina según los valores de la Tabla 10 de manera que  $b_k < y < b_{k+1}$ . En esa tabla se recogen también el resto de los coeficientes de la ecuación 3.29, obtenidos a partir de las curvas incluidas en los trabajos de **Ma et al. (2013)** y **Jonshagen y Genrup (2010)**. Además, dado que la pérdida de rendimiento afectaría solo a la primera etapa, mientras que el rendimiento se aplica en todo el cuerpo de turbina, cada factor de reducción se divide por la raíz cuadrada del número de etapas  $N_{stages}$  consideradas para ponderar el efecto de la primera etapa de regulación.

**Tabla 10. Coeficientes para la ecuación del factor adicional de pérdida de rendimiento de la turbina debido a la regulación a presión fija mediante válvulas de admisión por sectores.**

Subíndice	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
0	0,8445	0,1	0,12
1	-1,3915	0,6	0,07
2	0,5432	0,83	0,04
3	-	1	-

Para ilustrar los efectos involucrados en el factor de pérdida de rendimiento de la turbina mediante válvulas de admisión por sectores, en la Fig. 48 se representa ese factor en función de la carga relativa para dos valores distintos del número de etapas,  $N_{stages} = 1$  y  $N_{stages} = 3$ , incluyendo también el término parabólico correspondiente.



**Figura 48. Factor adicional de pérdida de rendimiento de la turbina debido a la regulación a presión fija mediante válvulas de admisión por sectores en función de la carga relativa para  $N_{stages} = 1$  y  $3$ , incluyendo también la reducción parabólica correspondiente**

Como puede apreciarse en la Fig. 48, el factor de pérdida por regulación a presión fija presenta una evolución irregular con el nivel de carga. Esto es una consecuencia de la ecuación 3.29 aplicada para simular el método de regulación mediante válvulas de admisión por sectores. La regulación considerada se lleva a cabo por medio de cuatro válvulas de admisión que se van cerrando secuencialmente. Según la carga desciende desde su valor máximo ( $y = 1$ ), la primera válvula se va cerrando gradualmente (lo que correspondería a un coeficiente  $k = 2$  en la ecuación 3.29). Esto provoca una reducción en el rendimiento de la turbina debida a pérdidas aerodinámicas y por fricción que es más pronunciada cuando la válvula está medio cerrada, a un 90% de carga aproximadamente. Al 83% de carga la primera válvula está totalmente cerrada, pero el cierre de la segunda válvula para cargas inferiores (coeficiente  $k = 1$ ) lleva a otro valle en la curva del factor de pérdida hasta que la válvula se cierra por completo, al 60% de carga. Las últimas dos válvulas se cierran simultáneamente para limitar las fuerzas sobre el eje (**Jonshagen y Genrup, 2010**), lo que conlleva una bajada menos abrupta de la curva para cargas entre el 10% y el 60% (coeficiente  $k = 0$ ). Por otra parte, para  $N_{stages} = 3$  la reducción en general es más suave que para  $N_{stages} = 1$  ya que el efecto relativo de la etapa de regulación sobre el rendimiento global del cuerpo de turbina es menor.

En la estrategia de presión deslizante el cálculo de las presiones de extracción en cada etapa de la turbina se basa en la ley de **Stodola (1945)**, que establece una relación constante para cualquier condición de carga entre las presiones en dos puntos de la turbina, el caudal de vapor y la temperatura en el punto de entrada:

$$\dot{m} \sqrt{\frac{T_{in}}{p_{in}^2 - p_{out}^2}} = cte = \dot{m}_{ref} \sqrt{\frac{T_{in,ref}}{p_{in,ref}^2 - p_{out,ref}^2}} \quad (3.30)$$

La ecuación 3.30 puede aplicarse a cualesquiera puntos de entrada y salida por los que circule el mismo caudal de vapor. Así, las presiones a carga parcial en cada extracción podrán determinarse a partir de los valores de diseño mediante la ley de Stodola empezando desde la última etapa hasta la primera. En la última etapa se empleará como presión de salida la presión de condensación, mientras que en el resto se utilizarán las presiones de entrada resultantes para cada etapa posterior. En caso de un ciclo con recalentamiento será necesario tener en cuenta la pérdida de presión sufrida por el vapor recalentado al evaluar la última etapa del cuerpo de alta presión. La pérdida de carga en la línea de recalentamiento se calcula de forma proporcional al cuadrado del caudal a partir del valor de diseño que se introduce como parámetro ( $\Delta p = \Delta p_{ref} \cdot \dot{m}^2 / \dot{m}_{ref}^2$ ). Finalmente, la presión de consigna de entrada a la turbina vendrá dada por la ley de Stodola aplicada a la primera etapa.

Al operar a cargas parciales, el título de vapor a la entrada del condensador aumenta debido al peor rendimiento de la turbina. Para aprovechar este efecto, para cargas eléctricas bajas

algunos bloques de potencia utilizados en centrales comerciales trabajan con valores de presión en el condensador menores que el nominal, manteniendo al mismo tiempo el caudal de agua de condensación. De esa forma se puede reducir la entalpía de salida de la turbina, mejorando así el rendimiento del sistema a cargas parciales. Para poder analizar el impacto de esta mejora, en el modelo se va a incluir la posibilidad de utilizar una presión variable en el condensador cuando se trabaje con la estrategia de presión deslizante. En ese caso, la presión a la entrada del condensador se obtendrá como una función lineal de la carga eléctrica, tomando un valor mínimo que se introduce como parámetro y un valor máximo igual al nominal.

Dado que la regulación a presión fija con variación del área de admisión requiere una etapa de control más compleja, con más secciones de regulación, al determinar el rendimiento base especificado en la Tabla 8 mediante el método SCC para turbinas con recalentamiento se considerará la línea correspondiente a 2 secciones para regulación mediante presión fija, mientras que la de 1 sección de regulación se utilizará para presión deslizante.

La reducción del rendimiento del generador eléctrico al trabajar a carga parcial se calcula también mediante el método SCC y viene dada por las ecuaciones 3.8 y 3.9. La caracterización del resto de elementos del circuito a cargas inferiores a la nominal se describe a continuación.

La variación en el rendimiento isoentrópico de las bombas a cargas parciales respecto a su valor nominal  $\eta_{s,pump,ref}$  puede obtenerse a partir del caudal relativo  $\dot{m}/\dot{m}_{ref}$  según la siguiente expresión (**Lippke, 1995**):

$$\frac{\eta_{s,pump}}{\eta_{s,pump,ref}} = e_{m0} + 2 \cdot (1 - e_{m0}) \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} - (1 - e_{m0}) \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 \quad (3.31)$$

En la ecuación 3.31,  $e_{m0}$  es un parámetro que define la forma de la curva de rendimiento. Para bombas de velocidad constante una buena aproximación, asumida para las bombas de las centrales a simular, es considerar ese parámetro igual a cero.

Los intercambiadores de superficie para el precalentamiento del agua de alimentación se habían caracterizado a carga nominal por su coeficiente global de transferencia de calor. Sin embargo, el coeficiente será menor cuanto menor sea la carga parcial del sistema. En una primera aproximación, la variación del producto  $UA$ , el coeficiente global de transferencia por el área de intercambio, respecto al valor nominal  $UA_{ref}$  puede estimarse a partir del caudal relativo  $\dot{m}/\dot{m}_{ref}$  que pasa a través del intercambiador mediante la siguiente expresión (**Patnode, 2006**):

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^{0,8} \quad (3.32)$$

El producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio ( $UA_{sub}$  en la zona de subenfriamiento,  $UA_{cond}$  en la de condensación y  $UA_{desup}$  en la de sobrecalentamiento) en cada zona del intercambiador permite hallar la diferencia de temperatura correspondiente si se conoce la variación de la capacidad calorífica por unidad de tiempo ( $C = \dot{m} \cdot c_p$ , en W/K, con el caudal  $\dot{m}$  en kg/s y el calor específico  $c_p$  en J/(kg·K)) para cada corriente ( $C_{cold}$  y  $C_{hot}$ ). Por otro lado, el calor intercambiado en cada zona puede calcularse si se tiene en cuenta la capacidad calorífica mínima de las dos corrientes,  $C_{min} = \min(C_{cold}; C_{hot})$ , la diferencia de temperatura máxima para esa zona  $\Delta T_{max}$  y la efectividad  $\varepsilon$  del intercambiador:

$$\dot{Q}_{HX} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (3.33)$$

En los intercambiadores de superficie donde se produce cambio de fase, la efectividad puede calcularse directamente a partir del número de unidades de transferencia  $NTU$  (**Incropera et al., 2006**):

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.34)$$

Y el número de unidades de transferencia del intercambiador,  $NTU$ , viene dado por:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.35)$$

Teniendo en cuenta la relación de temperaturas en cada zona del intercambiador y desarrollando las ecuaciones 3.33 a 3.35, puede obtenerse la variación en la diferencia de temperatura  $\Delta T_{DCA}$  respecto a su valor nominal:

$$\frac{\Delta T_{DCA}}{\Delta T_{DCA,ref}} = \exp\left(\frac{UA_{sub,ref}}{C_{hot,ref}} - \frac{UA_{sub}}{C_{hot}}\right) \quad (3.36)$$

En el caso de la diferencia de temperatura terminal, para simplificar su cálculo y teniendo en cuenta las semejanzas geométricas en la Fig. 46, la variación de  $\Delta T_{TTD}$  respecto al valor

nominal se va a aproximar mediante la variación correspondiente experimentada por  $\Delta T_{cond}$ :

$$\frac{\Delta T_{TTD}}{\Delta T_{TTD,ref}} \cong \frac{\Delta T_{cond}}{\Delta T_{cond,ref}} = \exp\left(\frac{UA_{cond,ref}}{C_{cold,ref}} - \frac{UA_{cond}}{C_{cold}}\right) \quad (3.37)$$

Del mismo modo que en la línea de recalentamiento, la pérdida de carga sufrida en cada flujo del intercambiador se considera proporcional al cuadrado del caudal que circula a través del mismo y se obtiene empleando un valor de diseño que se introduce como parámetro para cada una de las dos corrientes ( $\Delta p = \Delta p_{ref} \cdot \dot{m}^2 / \dot{m}_{ref}^2$ ). Por otra parte, la pérdida de carga en la línea de extracción se calcula de la misma manera que a carga nominal, aplicando a la presión de extracción el mismo porcentaje utilizado para condiciones de diseño, que es otro parámetro del componente.

Una vez conocidas las diferencias de temperatura en los precalentadores y las presiones de entrada y salida, pueden determinarse las condiciones del fluido en cada uno de los puntos del sistema a carga parcial. La proporción de caudal en cada extracción se obtendrá del mismo modo que en el análisis nominal mediante las ecuaciones 3.14 y 3.15. Finalmente, el trabajo específico del ciclo puede calcularse con la ecuación 3.17, utilizando esta vez el rendimiento a carga parcial del generador eléctrico. Esto permitirá hallar la potencia bruta producida por el bloque de potencia y el rendimiento global del mismo, dividiendo por la potencia térmica que viene del campo solar ( $\eta_{PB} = \dot{W}_{gross} / \dot{Q}_{SF}$ ). Además, al determinar la potencia térmica total procedente del campo solar será necesario tener en cuenta si existe recalentamiento.

Por otra parte, si las condiciones de temperatura o presión del vapor de entrada o de potencia eléctrica producida fueran menores que unos valores límite que se especifican como parámetros del componente, el bloque de potencia no operaría y la potencia bruta de salida sería 0. No obstante, para evitar paradas indeseadas durante transitorios del sistema se admite un margen de un 5% en la temperatura y la presión en caso de que el bloque de potencia ya esté operando previamente.

De forma análoga al análisis en condiciones nominales, la Fig. 49 muestra el diagrama de flujo para el análisis del bloque de potencia a carga parcial, que resume el algoritmo seguido en el modelo de acuerdo con los pasos mencionados.

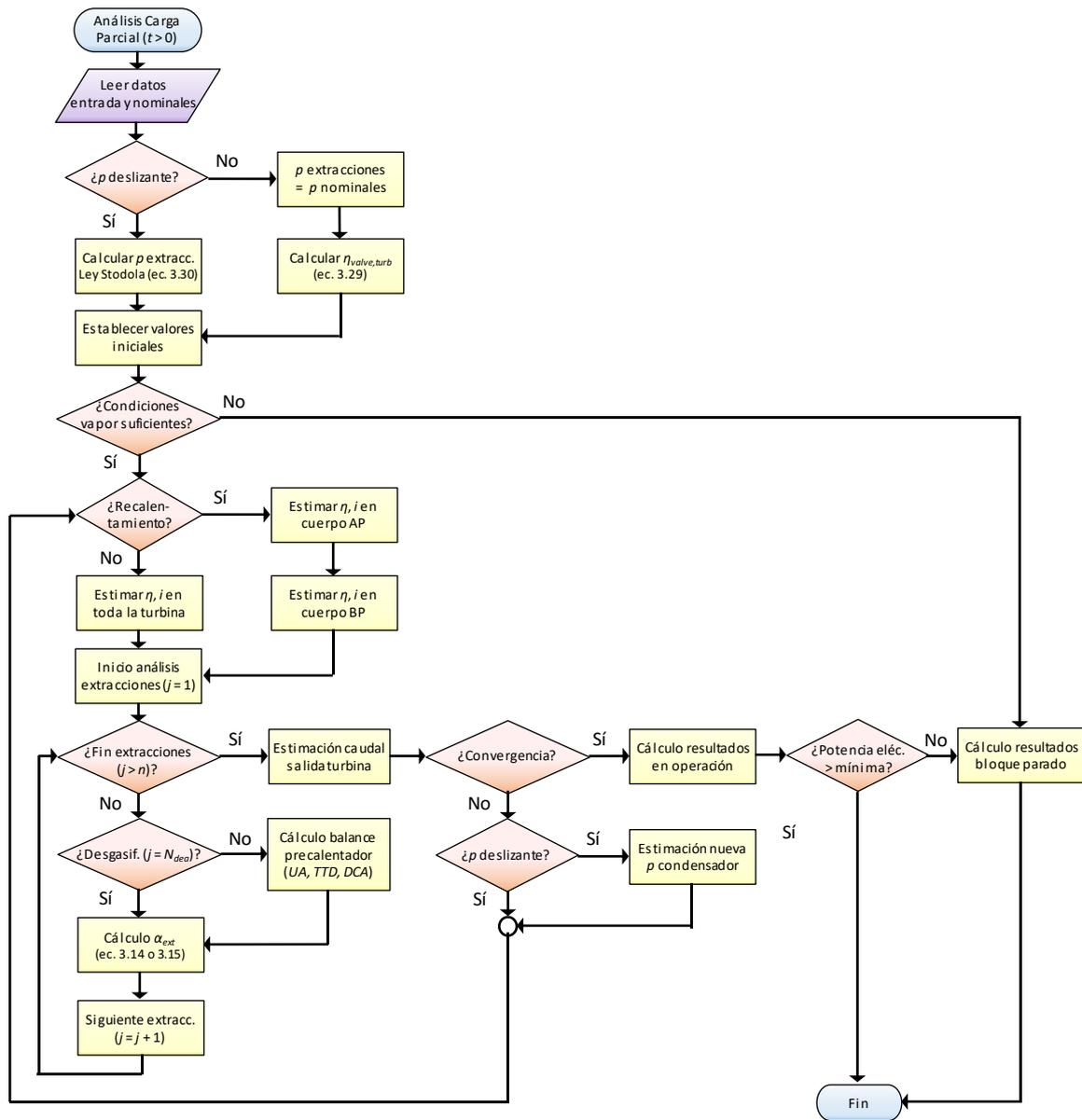


Figura 49. Diagrama de flujo para el análisis del bloque de potencia a carga parcial

Según se indica en el diagrama de la Fig. 49, el primer paso a realizar es la lectura tanto de los datos de entrada del componente como de los valores almacenados para carga nominal, que servirán como referencia para los cálculos a carga parcial. A continuación, dependiendo de si se emplea una estrategia de presión deslizante o de presión fija, se establecen los valores de presión en las extracciones de vapor mediante la Ley de Stodola (ecuación 3.30) o se mantienen las mismas presiones que a carga nominal. En este último caso, será necesario calcular el factor de pérdida de rendimiento por regulación a presión fija  $\eta_{valve,turb}$  utilizando la ecuación 3.29. Después se evalúa si las condiciones del vapor de entrada son suficientes para operar la turbina, según los criterios mencionados

anteriormente. En caso contrario, se asume que el bloque de potencia se encuentra parado y se calculan los resultados correspondientes.

Al igual que en el análisis a carga nominal, en el diagrama de flujo de la Fig. 49 se incluye también un doble bucle, similar al de la Fig. 47: uno externo que refleja la iteración para conseguir la convergencia en el valor de caudal, que en este caso sería el de salida de la turbina, y uno interno para la iteración de las extracciones de vapor (incrementando el valor de  $j$  desde  $j = 1$  hasta  $j > n$ ). En cada iteración del bucle externo se estiman los valores de rendimiento y entalpías en las extracciones de vapor bien en todo el cuerpo de la turbina, si no existe recalentamiento, o bien en cada cuerpo de la turbina por separado, de alta o baja presión, si hay recalentamiento.

En el bucle interno se lleva a cabo un análisis similar al de la Fig. 47, aunque en este caso el balance a carga parcial del precalentador (es decir, el cálculo de los valores de  $UA$ ,  $\Delta T_{TTD}$  y  $\Delta T_{DCA}$ ) debe realizarse antes del cálculo de la proporción de caudal de vapor en la extracción. Hay que puntualizar que el diagrama se ha simplificado ligeramente respecto al de la Fig. 47 y no se distingue la ecuación específica a aplicar (3.14 o 3.15). Al terminar las extracciones, se evalúa la convergencia en el caudal de salida comparándolo con el obtenido en la iteración anterior. Si no se alcanza la convergencia, antes de proceder a la siguiente iteración en el caso de presión deslizante debe recalcularse la presión de condensación en función de la carga esperada del ciclo. Al alcanzar la convergencia se sale del bucle externo y se calculan los resultados finales. Por último, es necesario comparar el valor de potencia eléctrica obtenido con un valor mínimo (que se introduce como un parámetro del componente) para determinar si el bloque de potencia se encuentra parado (de modo similar a cuando no hay condiciones suficientes del vapor de entrada a la turbina) o en operación.

### ***3.5 Curva de arranque y consumos por bombeo***

En condiciones estacionarias, una vez que se asume que el bloque de potencia lleva un tiempo operando, la potencia eléctrica bruta puede calcularse multiplicando la potencia térmica del vapor producido en el campo solar por el rendimiento bruto del ciclo ( $\dot{W}_{gross} = \eta_{PB} \cdot \dot{Q}_{SF}$ ). Sin embargo, las turbinas empleadas en centrales termosolares requieren un tiempo de arranque desde la condición de parada hasta que son capaces de entregar la potencia máxima. Este efecto provoca una curva de arranque en la potencia bruta generada por el bloque de potencia de forma aproximadamente cuadrática (**Biencinto et al., 2014**), empezando desde potencia cero y aumentando gradualmente la pendiente hasta llegar a su valor nominal.

Para simular el comportamiento de las turbinas comerciales, en el modelo se ha implementado un mecanismo que considera un tiempo de arranque variable incluyendo un

factor adicional  $F_{startup}$  en el cálculo de la potencia eléctrica bruta ( $\dot{W}_{gross} = \eta_{PB} \cdot F_{startup} \cdot \dot{Q}_{SF}$ ). Este factor de arranque tiene un valor de 0 al inicio del proceso de arranque y de 1 al final, aumentando paulatinamente para simular el comportamiento de las turbinas comerciales. Así, la expresión para  $F_{startup}$  consiste en una función cuadrática de la razón entre el tiempo transcurrido desde que el bloque de potencia empieza a operar,  $t - t_0$ , y el tiempo total de arranque,  $\Delta t_{startup}$ :

$$F_{startup} = \left( \frac{t - t_0}{\Delta t_{startup}} \right)^2 \quad (3.38)$$

El tiempo total de arranque,  $\Delta t_{startup}$ , va a depender del incremento de temperatura requerido por el bloque de potencia para alcanzar su valor nominal, es decir, de la diferencia entre la temperatura del metal de la turbina  $T_{metal}$  (°C) al empezar la operación y la temperatura de entrada del vapor  $T_{in,ref}$  (°C) en condiciones nominales, y vendrá dado, en minutos, por la siguiente expresión:

$$\Delta t_{startup} = 10 + \frac{\max(T_{in,ref} - T_{metal} - 10; 0)}{T_{in,ref} - 10} \cdot (\Delta t_{max,startup} - 10) \quad (3.39)$$

La ecuación 3.39 se ha obtenido simplificando las curvas de arranque proporcionadas por el fabricante de una turbina de vapor utilizada en plantas termosolares comerciales (Siemens, 2011; Topel et al., 2015). Así, el tiempo de arranque puede variar entre 10 min y  $\Delta t_{max,startup}$ , especificado como un parámetro del componente, dependiendo de la temperatura inicial de la turbina.

Los consumos eléctricos por bombeo que se dan como salida del componente incluyen la potencia eléctrica consumida por la bomba de alimentación principal y por la que se encuentra después del condensador. Una vez determinados los resultados del análisis a carga parcial en cada punto del circuito, la potencia eléctrica  $\dot{W}_{pump}$  consumida en cada bomba, en W, puede calcularse a partir del caudal de agua  $\dot{m}$  que circula a través de la misma en kg/s, su rendimiento electro-mecánico  $\eta_{m,pump}$  y las entalpías de entrada y salida en J/kg:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in})}{\eta_{m,pump}} \quad (3.40)$$

En algunos casos puede que no se disponga de las entalpías del fluido a la entrada y la salida de la bomba pero sí de la diferencia de presiones, bien porque no se han calculado

esos puntos del circuito o porque no sea necesaria esa información. Por ejemplo, durante el inicio del arranque de la planta la bomba principal debe impulsar el agua en el campo solar pero el ciclo puede que no entregue potencia por no tener el vapor de entrada a la turbina las condiciones mínimas de presión y temperatura. Al estar el bloque de potencia parado, no se entra en el bucle de cálculo iterativo descrito en la sección anterior, con lo cual no se conocen exactamente las propiedades del fluido en la bomba, pero sí puede estimarse la pérdida de carga sufrida en el campo solar. En estos casos, la potencia eléctrica consumida por la bomba, en  $W$ , puede obtenerse mediante la siguiente expresión, que incluye la diferencia de presiones  $\Delta p$  (Pa), la densidad media del fluido  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) y el rendimiento isoentrópico  $\eta_{s,pump}$  de la bomba:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta_{s,pump} \cdot \eta_{m,pump}} \quad (3.41)$$

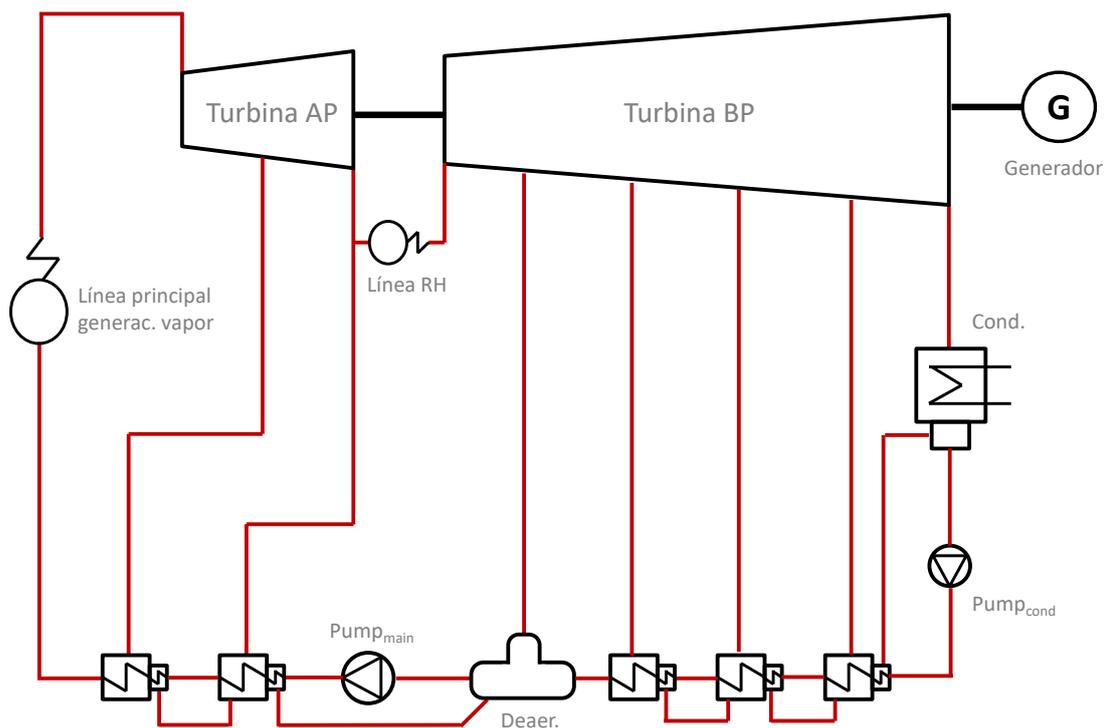
La ecuación 3.41 se utiliza también para estimar la potencia eléctrica consumida para bombear el agua de refrigeración, dada como un resultado aparte del modelo, para lo cual se emplea una pérdida de carga a través de ese circuito que se especifica como parámetro del componente. El caudal del agua de refrigeración  $\dot{m}_{cool}$ , en kg/s, se calcula teniendo en cuenta la potencia térmica evacuada en el condensador en condiciones nominales, en  $W$ , mediante un balance de energía:

$$\dot{m}_{cool} = \frac{\dot{Q}_{cond,ref}}{i_{out,cool} - i_{in,cool}} \quad (3.42)$$

La entalpía de entrada del agua de refrigeración  $i_{in,cool}$  (J/kg) viene dada por la temperatura del agua, mientras que la de salida  $i_{out,cool}$  (J/kg) se obtiene aplicando una diferencia de temperatura de diseño, introducida como parámetro, en el lado caliente del condensador. El componente proporciona como resultado adicional la temperatura de salida del agua de refrigeración, que se determina a partir de la entalpía  $i_{out,cool}$  asumiendo que el circuito se encuentra a presión atmosférica.

### 3.6 Validación del modelo de bloque de potencia

El modelo de bloque de potencia descrito en este capítulo se va a validar comparándolo con datos del ciclo de vapor de una central termosolar comercial con captadores cilindroparabólicos. Se trata de un ciclo Rankine con recalentamiento de 55 MW<sub>e</sub> de potencia nominal con 6 extracciones de turbina (Siemens, 2011). El esquema general del bloque de potencia se muestra en la Fig. 50.



**Figura 50. Esquema general utilizado para la validación del modelo de bloque de potencia**

La mayor parte de las centrales existentes con captadores cilindroparabólicos trabajan con aceite térmico como fluido de trabajo en el campo solar y, por tanto, requieren de un tren de generación de vapor en lugar de producir directamente el vapor en los captadores solares. Debido a ello, las condiciones del fluido y parámetros del ciclo están asociados a centrales con aceite térmico en campo solar. No obstante, la comparación de resultados se realizará a partir del vapor que entra a la turbina, por lo que las conclusiones obtenidas de la validación se van a considerar también aplicables a centrales GDV.

En condiciones de diseño, el vapor entra a la turbina a 380 °C y 105 bar. El recalentamiento se produce a la misma temperatura, aunque la presión en el mismo no se especifica como parámetro ya que dependerá de la estrategia adoptada en cada caso, bien en la central comercial o bien en el modelo, para determinar las extracciones de la turbina. Los principales parámetros considerados para el bloque de potencia en condiciones de diseño, tomados de información del fabricante o establecidos según valores razonables para este tipo de plantas, se recogen en la Tabla 11.

**Tabla 11. Parámetros nominales considerados para la validación del modelo de bloque de potencia**

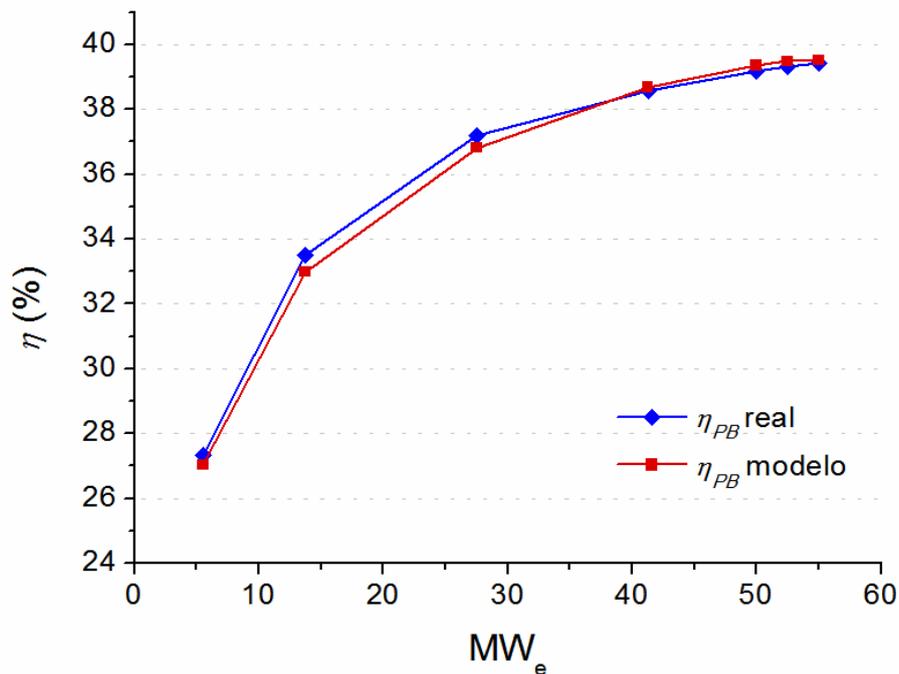
Parámetro	Valor
Potencia eléctrica (MW <sub>e</sub> )	55
Temperatura de entrada del vapor a la turbina (°C)	380
Presión de entrada del vapor a la turbina (Pa)	10,5·10 <sup>6</sup>
Temperatura de recalentamiento (°C)	380
Presión de condensación (Pa)	6,63·10 <sup>3</sup>
Número total de extracciones	6
Número de extracciones antes del recalentamiento	2
Posición del desgasificador según extracciones	3
Pérdida de carga en la línea principal (Pa)	1,5·10 <sup>6</sup>
Pérdida de carga en la línea de recalentamiento (Pa)	240·10 <sup>3</sup>
Pérdida de carga en cada línea de extracción (%)	3
Rendimiento electro-mecánico del generador (%)	98
Rendimiento isoentrópico de las bombas (%)	75
Rendimiento electro-mecánico de las bombas (%)	98
Intercambiadores de superficie para precalentamiento del agua:	
<i>TTD</i> , Terminal Temperature Difference (°C)	1,7
<i>DCA</i> , Drain Cooling Approach (°C)	5
Pérdida de carga en cada flujo (Pa)	0

El bloque de potencia trabaja a cargas parciales con una estrategia de presión deslizante. Además, tal como se describe en la sección 3.4, se aplica una presión de condensación variable que disminuye según se reduce la carga eléctrica del ciclo, llegando hasta un valor mínimo de 3970 Pa para el 10% de carga.

La evaluación de la validez del modelo se realizará básicamente a partir de la comparación de la curva de rendimiento bruto del ciclo a distintos niveles de carga eléctrica con los datos reales de la central comercial. Dado que el rendimiento es el resultado del bloque de potencia con más impacto en la producción final de una central, la comparación de esta variable con el ciclo de referencia permitirá una estimación de las capacidades y precisión del modelo. Los resultados de rendimiento se han ajustado mediante el factor de mejora tecnológica, definido en la sección 3.2, utilizando un valor del 1,5%.

Además del rendimiento bruto, para completar la validación y analizar la robustez del modelo se comparan también los consumos por bombeo, la temperatura de salida del agua y el título de vapor de salida de la turbina con los del bloque de potencia de la central comercial de referencia para distintos valores de carga.

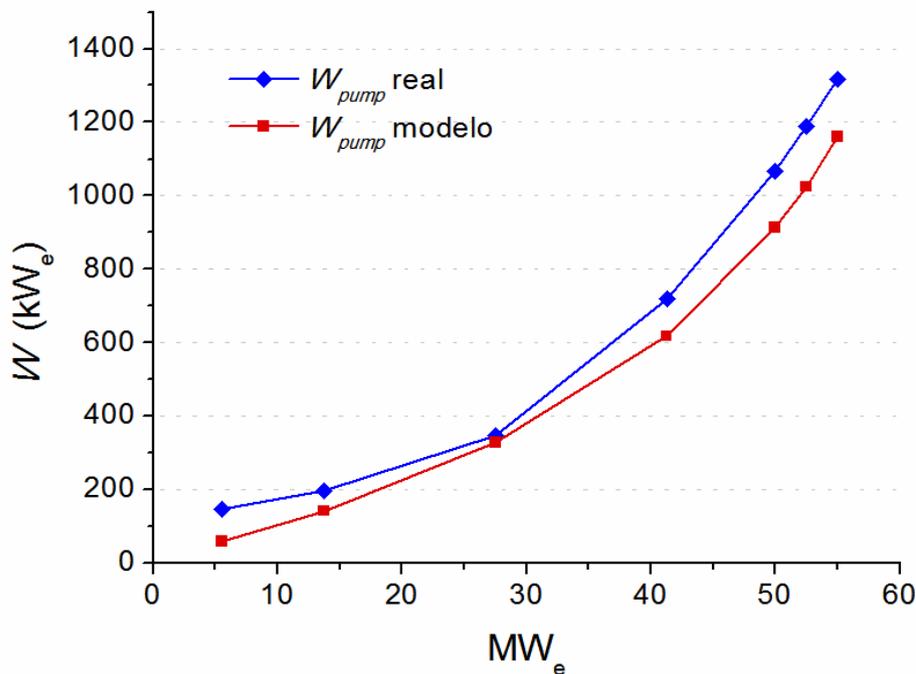
La curva de rendimiento bruto del bloque de potencia en función de la carga eléctrica para el caso real y la obtenida de la simulación se muestra en la Fig. 51.



**Figura 51. Resultados de rendimiento bruto del bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo**

Según se observa en la Fig. 51, existe una gran concordancia entre el rendimiento bruto del ciclo obtenido con el modelo y el del bloque de potencia real. Así, la diferencia es siempre menor de 0,6 puntos porcentuales en todos los niveles de carga considerados. Como se ha dicho, el rendimiento es el parámetro más importante en cuanto al impacto del bloque de potencia sobre la producción eléctrica de la central. Considerando los resultados, el modelo descrito constituye una herramienta muy útil para simular ciclos de vapor que puede integrarse fácilmente en un modelo completo de central termosolar, ya sea de GDV o de otro tipo.

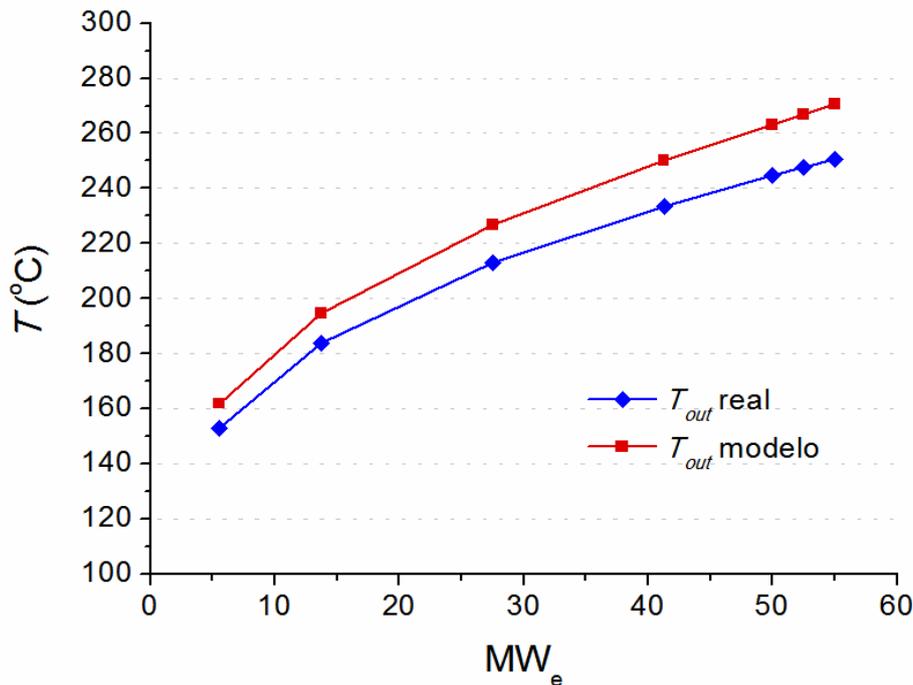
Por otra parte, en la Fig. 52 se representa la comparación de los consumos por bombeo para el ciclo real y para el simulado con el modelo en función de la potencia eléctrica generada.



**Figura 52. Resultados de consumos por bombeo en el bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo**

Como se muestra en la Fig. 52, la evolución de los consumos por bombeo en función de la carga del bloque de potencia es bastante similar en el modelo y en los datos de una central real. Sin embargo, los valores para el caso real son ligeramente mayores que en la simulación, unos 100 kW<sub>e</sub> de media a lo largo de todo el rango de niveles de carga. Estas diferencias se deben principalmente al consumo de la bomba del condensador. En una planta real esta bomba presenta un rendimiento isoentrópico muy bajo comparado con el de la bomba de circulación principal debido a que trabaja con presiones de entrada muy reducidas. Con el fin de simplificar el modelo, se ha considerado un rendimiento genérico para todas las bombas, que en la validación se ha ajustado para la bomba principal al ser la que más potencia de bombeo requiere. Como consecuencia, en este caso el consumo de la bomba del condensador estimado por el modelo resulta ser bastante menor que el del bloque de potencia tomado como referencia. No obstante, dado que el impacto global de esa diferencia es pequeño comparado con los consumos totales de una planta, se ha decidido evitar parámetros adicionales en el modelo y mantener un mismo rendimiento nominal para todas las bombas del circuito. Para compensar la discrepancia detectada en los consumos por bombeo, ese valor puede tenerse en cuenta dentro del resto de consumos parásitos de la central a la hora de calcular la potencia neta generada.

A continuación se muestran los resultados de temperatura de salida del agua del bloque de potencia, es decir, la del agua precalentada en el primer intercambiador del ciclo (ver Fig. 50), para el modelo y para el caso real en función de la potencia eléctrica.



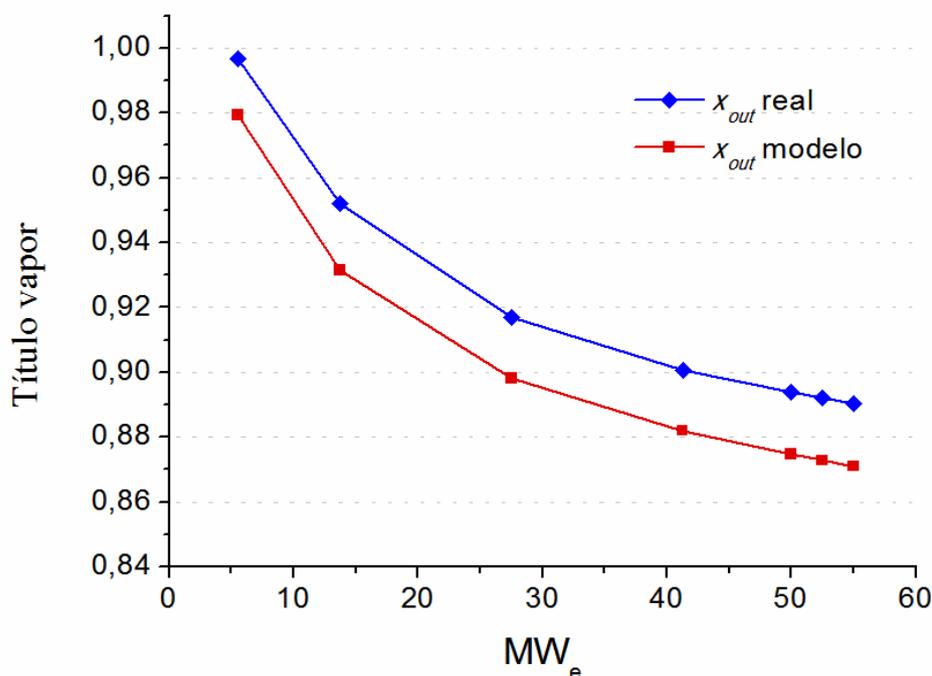
**Figura 53. Resultados de temperatura de salida del agua del bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo**

Las temperaturas de salida del bloque de potencia observadas en la Fig. 53, que corresponderían a las de entrada al campo solar en una central de GDV, son mayores en el modelo que en el ciclo de la central comercial. La diferencia de temperaturas es de unos 9 °C para carga mínima y va creciendo paulatinamente según aumenta la carga, llegando hasta unos 20 °C para la potencia máxima. Esta discrepancia se debe principalmente a la presión de salida de la primera etapa, que es menor en el caso real debido al método empleado en el modelo para determinar los puntos de extracción.

Tal como se explica en la sección 3.3, en el modelo se consideran saltos de la misma entalpía para todas las etapas como criterio para optimizar el ciclo, dado que se asume un mismo valor de rendimiento para todo el cuerpo de turbina. Sin embargo, en un ciclo real cada etapa tiene un rendimiento distinto, con lo que suelen elegirse saltos de entalpía diferentes para cada etapa, asociados a unas presiones de extracción, para optimizar el rendimiento global. Como resultado de esta estrategia, las extracciones en las primeras etapas de la turbina del ciclo de referencia se realizan a presiones menores que las consideradas en el modelo. La presión menor del vapor en el ciclo real al final de la primera etapa conlleva una presión del vapor también menor en el primer intercambiador. Esto implica una temperatura de saturación inferior que condiciona a su vez la temperatura de salida, explicando así los resultados encontrados.

Si se tiene en cuenta que una temperatura de entrada menor al campo solar implica un mayor salto térmico para la misma temperatura nominal, será necesario menos caudal de

fluido para obtener la misma potencia térmica. Como consecuencia, la pérdida de carga en el circuito en una planta real será menor que la estimada en el modelo y también serán menores los consumos eléctricos requeridos para bombear ese caudal. Por tanto, los resultados de producción obtenidos de la simulación serán conservadores en este aspecto. Por otra parte, dado que el modelo subestimaba los consumos por bombeo según lo reflejado en la Fig. 52, ese error puede compensarse de alguna manera con el citado efecto de sobreestimación de la temperatura de salida. Como conclusión, teniendo en cuenta que la magnitud de las discrepancias es relativamente pequeña, los resultados del modelo pueden considerarse razonables de cara a realizar estudios de producción de centrales GDV. Finalmente, en la Fig. 54 se representan los resultados del título de vapor de salida de la turbina obtenidos con el modelo y para la central real.



**Figura 54. Resultados de título de vapor de salida de la turbina reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo**

Según se aprecia en la Fig. 54, el título de vapor obtenido en el modelo es aproximadamente 0,02 menor que el de la central de referencia a lo largo de todo el rango de niveles de carga, aunque la evolución de la curva es muy similar en ambos casos. La diferencia observada es una consecuencia del método SCC aplicado. En este método se considera el mismo rendimiento para todo el cuerpo de baja presión de la turbina, mientras que en el caso real la última etapa presenta un rendimiento menor que el resto de etapas debido a la humedad y a las pérdidas de escape. Esto provoca que el salto de entalpía en la última etapa sea menor en la turbina real, con lo que la entalpía de salida es mayor y el título de vapor es

también más alto para la misma presión de condensación. No obstante, esta discrepancia no representa un problema ya que el error cometido va a ser siempre por defecto, es decir, que el título de vapor real de salida será mayor que el estimado por el modelo. Por tanto, el resultado proporcionado por la simulación puede considerarse un valor conservador de cara a garantizar la humedad máxima admitida en la turbina.

### ***3.7 Conclusiones del capítulo***

En este capítulo se ha definido y descrito un modelo de bloque de potencia que simula un ciclo Rankine de vapor regenerativo con refrigeración húmeda. En líneas generales, el modelo se basa en un algoritmo iterativo que emplea el método de Spencer-Cotton-Cannon para determinar el rendimiento de turbinas y generadores, y que es capaz de calcular las variables principales del sistema tanto en condiciones de diseño como a cargas parciales. Además del rendimiento bruto del ciclo, el modelo proporciona resultados como los consumos por bombeo, la temperatura de salida o el título de vapor en el escape de la turbina.

La validación del modelo se ha realizado comparando los resultados más relevantes con los del bloque de potencia de una central termosolar comercial para todo el rango de niveles de carga. Así, la diferencia máxima obtenida entre el rendimiento bruto del modelo y el del bloque de potencia comercial es de 0,6 puntos porcentuales en toda la curva de carga. Por otra parte, se ha observado que el modelo subestima el consumo eléctrico en unos 100 kW<sub>e</sub> de media a lo largo de todo el rango de carga, mientras que la temperatura de salida del mismo es entre 9 y 20 °C mayor que la del bloque de potencia real. No obstante, dado que el rendimiento es el parámetro más importante en cuanto al impacto del bloque de potencia sobre la producción eléctrica de una central, los resultados obtenidos parecen indicar que el modelo es capaz de reproducir de forma razonablemente precisa el comportamiento de un ciclo de vapor.

La implementación se ha realizado en un componente TRNSYS que permite seleccionar distintos esquemas de bloque de potencia, incluyendo el uso o no de recalentamiento, la posibilidad de determinar el número de extracciones, la posición del desgasificador, escoger el método de regulación o especificar los parámetros más importantes del ciclo. La gran flexibilidad del componente facilitará su integración en un modelo completo de central termosolar y permitirá así el análisis, en capítulos posteriores, de una gran variedad de posibilidades de cara a la optimización de centrales GDV.



## Capítulo 4. Modelo de central de generación directa de vapor y análisis de aspectos operativos

Para simular el comportamiento de una central termosolar es preciso integrar los subsistemas y componentes que se han descrito en los capítulos anteriores. Así, en este capítulo se define una central termosolar completa de generación directa de vapor, incluyendo el campo solar con lazos de captadores cilindroparabólicos, las tuberías de distribución, el control del campo y el bloque de potencia.

Este modelo general se va a emplear para simular una central GDV típica en determinadas condiciones y de esta manera analizar diversos aspectos de la operación de la central que pueden resultar de interés para evaluar la tecnología. Entre estos aspectos, se estudiará el efecto de emplear presión deslizante frente a presión fija del vapor, así como el impacto de considerar valores de radiación solar no homogéneos en cada zona del campo solar. El análisis de los aspectos operativos mencionados servirá para estimar diferencias entre estrategias en cuanto a producción eléctrica y valores de incertidumbre esperada de los modelos de simulación GDV.

### ***4.1 Descripción y modelo de central de generación directa de vapor***

La central GDV a considerar para los análisis de este capítulo está formada por un campo solar con 40 lazos de captadores de 1000 metros de longitud efectiva (10 captadores de 100 m de longitud por lazo) con orientación Norte-Sur y por un bloque de potencia basado en un ciclo Rankine con una turbina de vapor de 38,5 MW<sub>e</sub>. Cada lazo del campo solar funciona como precalentador, evaporador y sobrecalentador del agua de alimentación, empleando la radiación solar como fuente primaria de energía. El vapor generado en el campo solar, a 450 °C de temperatura y 6 MPa de presión en condiciones nominales, se lleva a la turbina para completar el ciclo Rankine.

El esquema básico de la central se muestra en la Fig. 55, donde el campo solar está distribuido en 4 subcampos, siguiendo una configuración en H: Noroeste (NW), Sudoeste (SW), Noreste (NE) y Sudeste (SE), cada uno de ellos con 10 lazos de captadores, con el bloque de potencia situado en el centro.

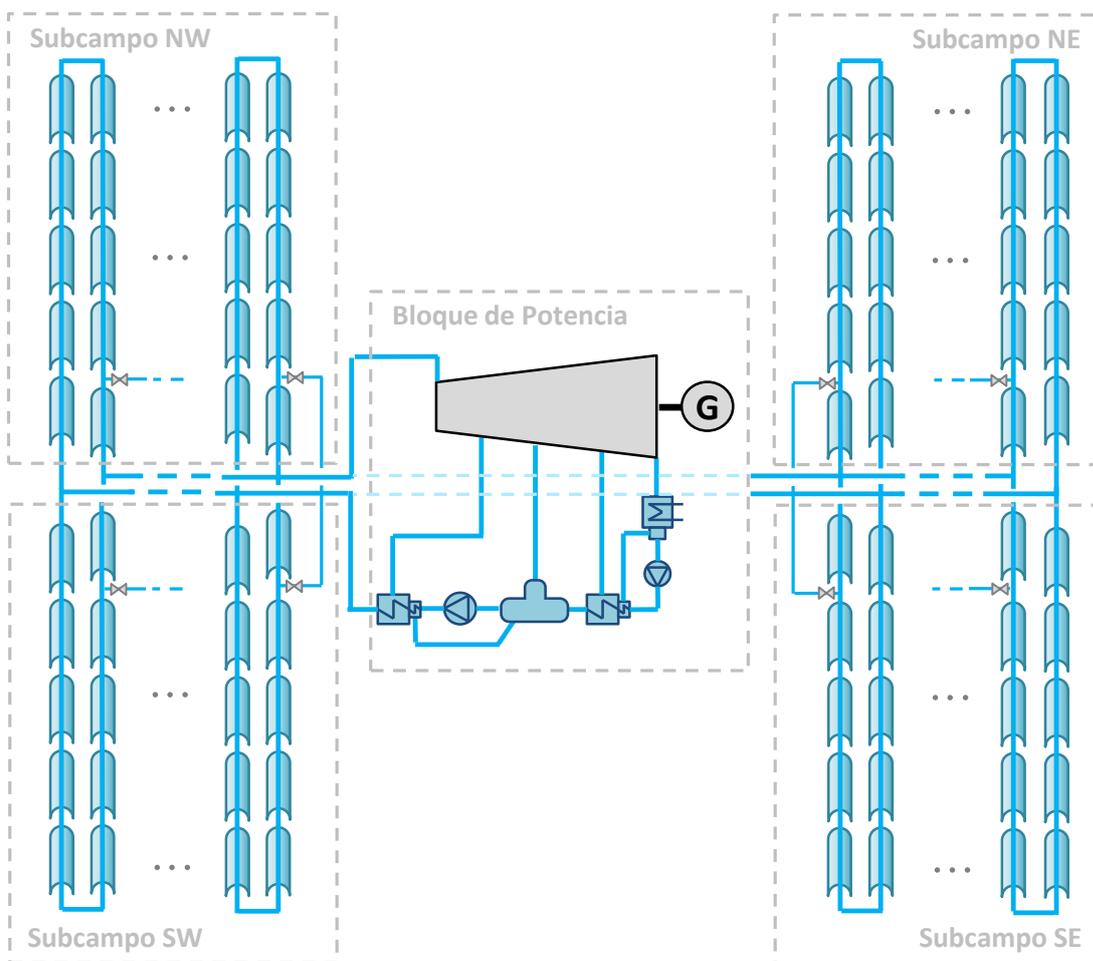


Figura 55. Esquema básico de la central GDV de referencia

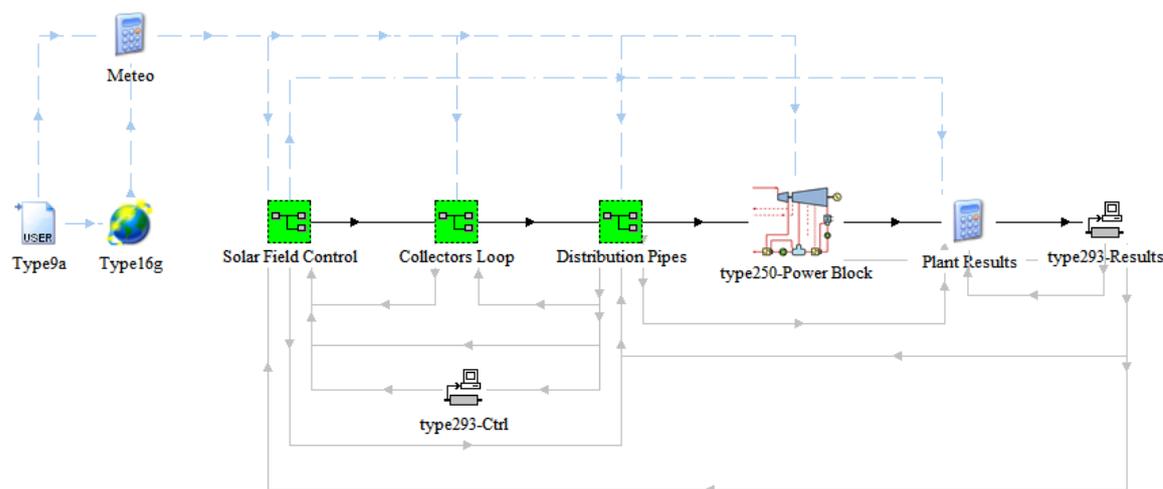
Según se observa en la Fig. 55, los lazos de captadores están dispuestos en la configuración Un-solo-paso (once-through) con inyección antes del último captador. Dado que el modo Un-solo-paso es el más restrictivo en cuanto al control del campo solar y el más eficiente en términos de producción, se ha decidido aplicar este modo de operación de cara al análisis de los aspectos operativos previstos en este capítulo. No obstante, teniendo en cuenta los esquemas planteados para futuras plantas comerciales (Feldhoff et al., 2016), se va a incluir una inyección antes del último captador de cada lazo para facilitar el control preciso de la temperatura del vapor de salida.

El valor de potencia bruta seleccionado para la central, 38,5 MW<sub>e</sub>, se basa en considerar 35 MW<sub>e</sub> de potencia eléctrica neta más un 10% en consumos eléctricos. Las capacidades eléctricas adoptadas recientemente para centrales termosolares con fluidos de trabajo convencionales suelen ir desde 50 hasta 150 MW<sub>e</sub> (IRENA, 2018). Sin embargo, para el caso de centrales GDV con captadores cilindroparabólicos estos valores pueden resultar demasiado altos, considerando que la única planta en el mundo en operación comercial es de 5 MW<sub>e</sub> (SolarPACES, 2017). Teniendo en cuenta las altas presiones de trabajo en un campo solar GDV, las especificaciones de las tuberías de distribución y los límites de

trabajo de componentes críticos requeridos para grandes plantas pueden suponer un gran salto tecnológico. Es más, algunos análisis económicos (Feldhoff et al., 2012) sugieren que capacidades menores a 50 MWe podrían ser más rentables para centrales de GDV sin almacenamiento. Para ser conservadores, en este capítulo se asume que una central GDV de tamaño mediano podría ser más factible con la tecnología actual, y de ahí el valor escogido para la potencia eléctrica bruta.

El modelo de central termosolar GDV simula el comportamiento de la misma por medio de bloques y componentes en el entorno software TRNSYS. El modelo toma las entradas de un fichero de datos meteorológicos y ofrece como salidas principales la potencia térmica y eléctrica de la central en varios puntos de referencia para el período de tiempo considerado en la simulación.

En la Fig. 56 se muestra un esquema del modelo general en TRNSYS de la central GDV completa. Está dividido en varios bloques que representan cada uno de los principales subsistemas de la misma: el lazo de captadores (‘Collectors Loop’) que constituye la unidad básica para simular el campo solar, el control del mismo (‘Solar Field Control’), las tuberías de distribución del campo (‘Distribution Pipes’) y el bloque de potencia (‘type250-Power Block’). Los tres primeros se implementan por medio de unos componentes especiales, llamados macros en TRNSYS, que aglutinan grupos de componentes de forma compacta, mientras que el último consiste en un componente específico (type250) que simula el bloque de potencia realizando toda la funcionalidad descrita en el capítulo 3.



**Figura 56. Modelo TRNSYS global de central de GDV**

Un editor de ecuaciones (‘Plant Results’) se encarga de evaluar y calcular los principales resultados de la central. También se cuenta con un componente adicional (type293) para almacenar y devolver los valores de retorno de las tuberías de distribución para el control (‘type293-Ctrl’) o resultados globales (‘type293-Results’) del paso temporal anterior. Además, el modelo incluye los mismos componentes para lectura de datos de entrada (Type9a) y cálculo de ángulos solares (Type16g) que en los modelos de lazo utilizados para

la validación (capítulo 2). Los parámetros meteorológicos y de ángulos solares se procesan en un editor de ecuaciones ('Meteo') que se encarga de redirigirlos al resto de subsistemas.

En la Tabla 12 se recogen los principales componentes TRNSYS utilizados en los distintos modelos de central GDV definidos en esta tesis, incluyendo el identificador del componente ('type'), la descripción abreviada de su funcionalidad y si ha sido desarrollado específicamente para este trabajo ('Desarrollado') o se encuentra disponible en la librería estándar de TRNSYS ('Estándar'). Algunos de los componentes de la Tabla 12, como el separador agua-vapor o el intercambiador para recalentamiento interno, no aparecen en los modelos de este capítulo, pero servirán para simular y evaluar otras configuraciones de central termosolar GDV en el capítulo 5.

**Tabla 12. Principales componentes TRNSYS utilizados en el modelo de central GDV**

<b>Componente</b>	<b>Descripción</b>	<b>Desarrollado/Estándar</b>
Type9a	Lectura de ficheros de datos de entrada	Estándar
Type16g	Cálculo de ángulos solares	Estándar
Type25c	Exportación de resultados a un fichero	Estándar
Type65d	Presentación gráfica de resultados	Estándar
type214	Tubería de interconexión	Desarrollado
type218	Captador solar cilindroparabólico	Desarrollado
type219	Controlador de caudal	Desarrollado
type221	Propiedades del agua-vapor	Desarrollado
type228	Inyector de agua	Desarrollado
type230	Separador agua-vapor	Desarrollado
type250	Bloque de potencia con ciclo de vapor Rankine	Desarrollado
type265	Intercambiador para recalentamiento interno	Desarrollado
type293	Retorno de valores del paso temporal anterior	Desarrollado

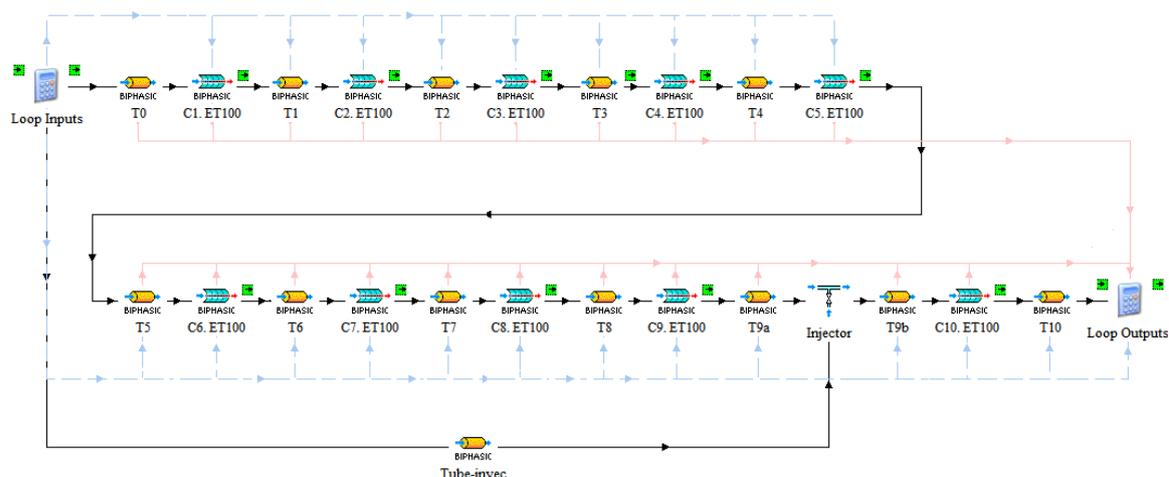
En los dos subapartados siguientes se describe, por una parte, el modelo del campo solar, que comprende el lazo de captadores, las tuberías de distribución y el control del campo, y, por otra parte, el modelo del bloque de potencia, incluyendo el cálculo de los resultados de producción y pérdidas eléctricas globales de la central.

El modelo general de central descrito en esta sección constituirá el punto de partida para todas las simulaciones de este capítulo, aunque en cada análisis de las secciones posteriores podrán detallarse o modificarse determinadas características del mismo para evaluar un aspecto en particular. Por ejemplo, al comparar el efecto de usar presión fija frente a presión deslizante deberá alterarse el método de regulación de la presión tanto en el campo solar como en el bloque de potencia. Por otra parte, para evaluar el impacto de condiciones no homogéneas de radiación en el campo solar se utilizarán distintos modelos de lazo de captadores y de control para cada subcampo, en lugar de uno general para todo el campo.

### 4.1.1 Modelo del campo solar de la central GDV

La base del modelo de campo solar es el lazo de captadores cilindroparabólicos (‘Collectors Loop’). Así, los resultados del campo en su conjunto se obtienen extrapolando el resultado de un lazo al número total de lazos que lo componen. El lazo de captadores operará en el modo un-solo-paso (once-through), lo cual significa que no existe recirculación y que el caudal de agua de entrada circula por todo el lazo. No obstante, para permitir un control preciso de la temperatura del vapor al final del lazo se ha incluido un inyector entre los captadores #9 y #10, que añade una pequeña cantidad de agua al caudal principal. De esta manera, el modelo del lazo de captadores es similar a los desarrollados para la validación del modelo en modo un-solo-paso con inyección antes del último captador (sección 2.6.2).

El esquema TRNSYS del lazo puede verse en la Fig. 57, incluyendo algunos de los componentes descritos hasta ahora: captador cilindroparabólico (type218), tuberías de interconexión (type214) e inyector (type228). A diferencia de los modelos usados en la validación, en la Fig. 55 se incluyen componentes para simular las tuberías de inyección. Además, dos editores de ecuaciones se encargan de evaluar las variables de entrada y salida del lazo.



**Figura 57. Modelo TRNSYS del lazo de captadores (‘Collectors Loop’) en la central GDV**

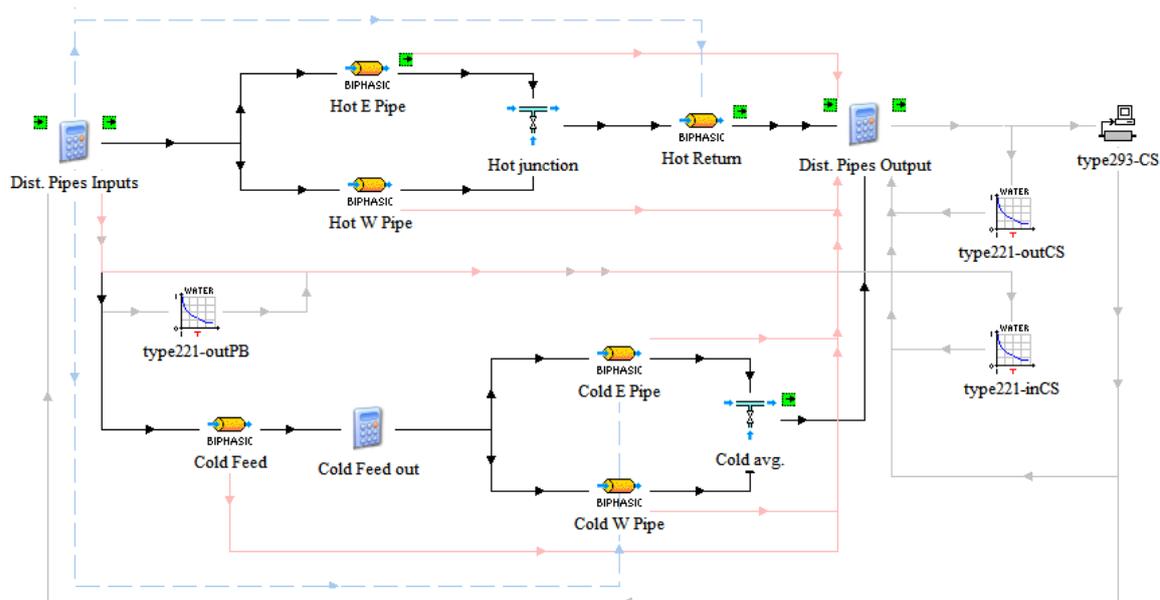
Los captadores solares considerados para la central GDV son de tipo EuroTrough-II de 100 m de longitud con tubos receptores SCHOTT PTR®70 avanzados (para alta presión y temperatura), aunque se asumirá una evolución de las pérdidas térmicas similar a las de los tubos estándar. Las expresiones que se utilizarán para el modificador por ángulo de incidencia y pérdidas térmicas son, respectivamente, las especificadas por las ecuaciones 2.6 y 2.9 en el capítulo 2. Los principales parámetros para captadores y tubos receptores que se aplicarán en el modelo se recogen en la Tabla 13.

**Tabla 13. Parámetros principales considerados para los captadores solares de la central GDV**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Ancho de parábola (m)	5,76
Área neta de apertura de cada captador (m <sup>2</sup> )	548,35
Distancia focal (m)	1,71
Rendimiento óptico pico (%)	76,5
Factor de limpieza de los espejos (%)	97
Longitud de tubo receptor por cada captador (m)	98,5
Diámetro externo del tubo receptor metálico (m)	0,07
Diámetro interno del tubo receptor metálico (m)	0,0588
Rugosidad interna del tubo receptor (m)	$4 \cdot 10^{-5}$

Los lazos del campo solar están conectados por un doble circuito de tuberías de distribución (fría y caliente) que comunica los lazos con el bloque de potencia. Se van a distinguir dos alas en el campo solar, Este y Oeste, cada una con su propia tubería de distribución fría, que reparte el agua a los lazos de captadores de los dos subcampos correspondientes, y caliente, que recoge el vapor producido por los lazos. Además, en las tuberías de distribución se incluye una tubería de alimentación que lleva el agua fría desde la isla de potencia hasta la bifurcación hacia las dos alas, y una de retorno que reúne el vapor de ambas y lo lleva a la turbina.

Las tuberías de distribución, alimentación y retorno se modelizan mediante el componente tubería (type214) descrito en el capítulo 2, que tiene en cuenta el efecto de la inercia térmica del fluido y del metal. No obstante, para simplificar el tratamiento, las tuberías de distribución de cada ala (Este u Oeste), bien las frías de entrada a lazos o las calientes de salida de los mismos, se simulan teniendo en cuenta un promedio de los parámetros de las tuberías de distribución a temperatura similar. El esquema TRNSYS correspondiente se muestra en la Fig. 58.



**Figura 58. Modelo TRNSYS de las tuberías de distribución ('Distribution Pipes') del campo solar en la central GDV**

El modelo representado en la Fig. 58 incluye varios editores de ecuaciones para obtener resultados globales del campo, básicamente multiplicando los valores de caudal y potencia térmica por el número total de lazos, así como para establecer los valores de entrada del campo solar y a los lazos de captadores a partir de los valores de retorno anteriores.

En la Fig. 58 aparece también el componente inyector (type228) descrito en el apartado 2.5.1, que en este caso se encarga de combinar los flujos de agua/vapor de las tuberías de distribución calientes de ambas alas (Este y Oeste) del campo o de evaluar una media de las condiciones del fluido entre las dos tuberías de distribución frías. El componente se utilizará en modo mezclador en lugar de inyector, lo cual implica que la presión del fluido se calculará como la media de la presión en las dos ramas ponderada según el caudal.

Por otra parte, en la Fig. 58 se incluye un componente (type221) que devuelve las propiedades del agua-vapor y que se usará para realizar los balances de potencia térmica correspondientes. Así, la potencia térmica ganada por el fluido en el campo solar puede calcularse a partir del caudal másico y la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida utilizando la ecuación 2.19. Las salidas de las tuberías de distribución y retorno del campo solar constituyen a su vez las entradas para el modelo del bloque de potencia.

Los parámetros principales de las tuberías del campo solar considerados en el modelo se recogen en la Tabla 14, indicando longitudes, diámetros, accesorios y espesor del aislamiento tanto para las tuberías de interconexión en los lazos de captadores, incluyendo la línea de inyección, como para las tuberías de distribución del campo, incluyendo alimentación y retorno de la isla de potencia. Los valores de esta tabla se han establecido teniendo en cuenta las dimensiones del campo solar inferidas a partir de la Fig. 55, así como las velocidades del fluido necesarias para garantizar la turbulencia según el nivel de

temperatura (fría para las tuberías de entrada o caliente para las de salida) en cada parte del campo.

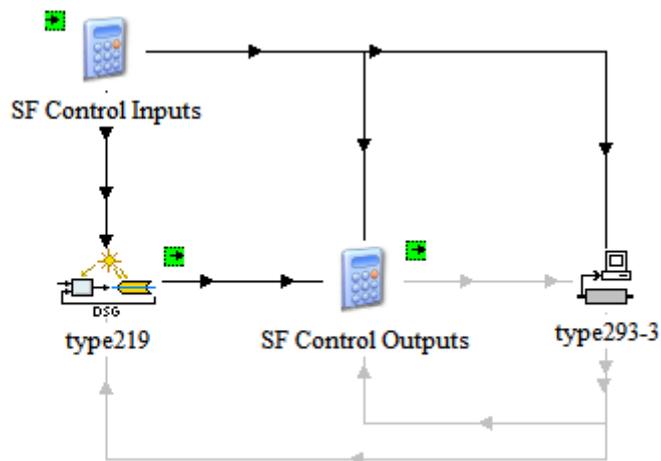
**Tabla 14. Parámetros principales considerados para las tuberías de interconexión en los lazos de captadores y para las tuberías de distribución del campo solar**

Parámetro	Valor
Longitud de tubería de interconexión en cada lazo de captadores (m)	92
Diámetro interior de tuberías de interconexión en lazos (m)	0,063
Diámetro exterior de tuberías de interconexión en lazos (m)	0,073
Espesor del aislamiento de tuberías de interconexión en lazos (m)	0,15
Número de codos de 90° en cada lazo de captadores	52
Número de juntas rotativas en cada lazo de captadores	46
Distancia entre filas de captadores adyacentes (m)	18
Longitud de tubería en la línea de inyección de cada lazo (m)	200
Número de codos de 90° en la línea de inyección de cada lazo	10
Longitud de cada tubería de distribución (m)	300
Longitud de las tuberías de alimentación y retorno (m)	100
Diámetro interior medio de tuberías de distribución frías (m)	0,15
Diámetro exterior medio de tuberías de distribución frías (m)	0,16
Diámetro interior medio de tuberías de distribución calientes (m)	0,35
Diámetro exterior medio de tuberías de distribución calientes (m)	0,36
Diámetro interior de la tubería de alimentación fría (m)	0,3
Diámetro exterior de la tubería de alimentación fría (m)	0,32
Diámetro interior de la tubería de retorno caliente (m)	0,5
Diámetro exterior de la tubería de retorno caliente (m)	0,52
Espesor del aislamiento de tuberías de distribución/alimentación frías (m)	0,2
Espesor del aislamiento de tuberías de distribución/retorno calientes (m)	0,3
Número de codos de 90° en cada tubería de distribución	40
Número de codos de 90° en cada tubería de alimentación y retorno	10
Rugosidad interna de tuberías (m)	$4 \cdot 10^{-5}$

En los valores de la Tabla 14, los diámetros de las tuberías de distribución corresponden a un promedio de los esperados en una planta real. Para mantener aproximadamente constante la velocidad del fluido, las tuberías de distribución en el campo solar deben diseñarse de modo que su diámetro sea creciente según nos acercamos al centro del campo, ya que el caudal es cada vez mayor. No obstante, las pérdidas térmicas e hidráulicas en la parte más estrecha de la tubería se compensarán en cierta medida con las de la parte más ancha, y por tanto se ha considerado razonable utilizar un valor promedio del diámetro para simplificar su modelizado. Por otra parte, las tuberías de inyección de cada lazo tienen las mismas características en cuanto a diámetros y espesor del aislamiento que las tuberías de interconexión especificadas en la Tabla 14.

En la Fig. 59 se muestra el modelo TRNSYS del control del campo solar ('Solar Field Control'), que se encarga de establecer el caudal de agua y la presión de entrada en el campo

de acuerdo con los criterios de operación y las condiciones existentes en la central. Esta macro contiene el componente que simula el controlador de caudal del lazo (type219) descrito en el capítulo 2. Además, se incluye un componente (type293) para almacenar y devolver valores del paso temporal anterior y dos editores de ecuaciones para transferir y calcular las variables de entrada y salida necesarias.



**Figura 59. Modelo TRNSYS del control del campo solar ('Solar Field Control') en la central GDV**

El estado de la central, de operación o de parada, se evalúa por medio de los editores de ecuaciones dependiendo de la radiación y posición solar y considerando las condiciones del sistema en el paso temporal anterior. Se considera que la central se encuentra en operación cuando es de día, es decir, cuando el ángulo cenital solar es menor que  $90^\circ$ , y además la radiación solar directa es mayor que  $100 \text{ W/m}^2$ . En condiciones de operación, el caudal a través del campo solar viene determinado por el controlador de caudal descrito en la sección 2.5.3, con un valor mínimo de  $0,4 \text{ kg/s}$  por cada lazo, siguiendo el mismo criterio que en el proyecto INDITEP (Zarza et al., 2006). Si la central no se encuentra en operación, se considera en estado de parada y la circulación del fluido se detiene.

El vapor generado en el campo solar se enviará al bloque de potencia solo cuando éste supere unas condiciones mínimas de temperatura ( $330 \text{ }^\circ\text{C}$ ), presión ( $2 \text{ MPa}$ ) y caudal másico (el correspondiente a una carga eléctrica del 10%). De lo contrario, la energía térmica no se considera útil para la turbina y el fluido será recirculado en campo solar, bien para acelerar el calentamiento del circuito durante el arranque o para mantener la temperatura en condiciones de baja radiación solar. Durante el arranque de la planta, que puede conllevar valores elevados de irradiancia solar directa, para evitar riesgos a los tubos receptores y garantizar una evolución homogénea de las temperaturas del campo, el caudal mínimo por lazo se aumentará a  $0,6 \text{ kg/s}$  en lugar de los  $0,4 \text{ kg/s}$  especificados para operación normal.

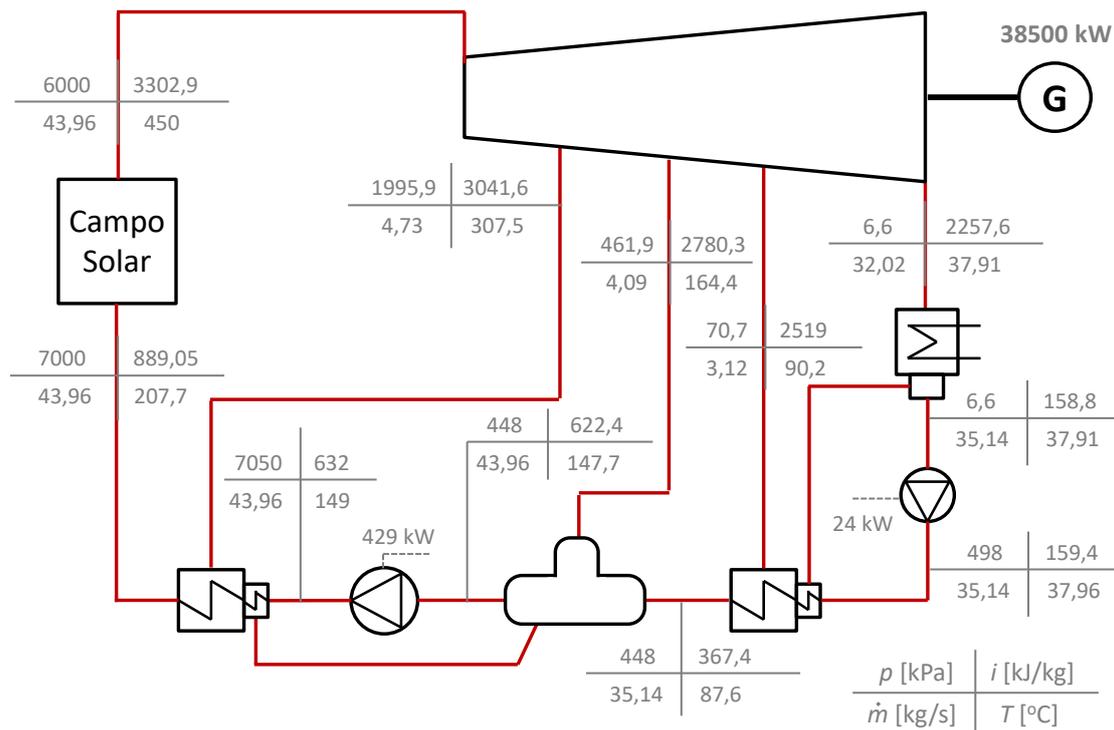
### 4.1.2 Modelo del bloque de potencia de la central GDV

El bloque de potencia propuesto para la central GDV consiste en un ciclo Rankine sin recalentamiento e incluye una turbina de vapor con tres extracciones, un condensador con refrigeración húmeda, un desgasificador y dos intercambiadores de calor de superficie para precalentamiento del agua de condensado y del agua de alimentación, con sus correspondientes bombas. Los principales parámetros considerados para el bloque de potencia en condiciones de diseño, establecidos según valores razonables para este tipo de plantas, se recogen en la Tabla 15.

**Tabla 15. Parámetros nominales considerados para el bloque de potencia de la central GDV**

Parámetro	Valor
Potencia eléctrica (MW <sub>e</sub> )	38,5
Temperatura de entrada del vapor a la turbina (°C)	450
Presión de entrada del vapor a la turbina (Pa)	6·10 <sup>6</sup>
Presión de condensación (Pa)	6,6·10 <sup>3</sup>
Número de extracciones	3
Posición del desgasificador según extracciones	2
Pérdida de carga en la línea principal (Pa)	10 <sup>6</sup>
Pérdida de carga en cada línea de extracción (%)	3
Rendimiento electro-mecánico del generador (%)	98
Rendimiento isoentrópico de las bombas (%)	75
Rendimiento electro-mecánico de las bombas (%)	98
Intercambiadores de superficie para precalentamiento del agua:	
TTD, Terminal Temperature Difference (°C)	3
DCA, Drain Cooling Approach (°C)	5
Pérdida de carga en el flujo frío (Pa)	5·10 <sup>4</sup>
Pérdida de carga en el flujo caliente (Pa)	5·10 <sup>3</sup>

El modelo del bloque de potencia se basa en aplicar el método descrito en el capítulo 3 por medio de un componente TRNSYS (type250) en el cual se han seleccionado y configurado los parámetros de la Tabla 15. Este componente es capaz de determinar el comportamiento y las variables principales del sistema tanto en condiciones de diseño como a cargas parciales. Como resultado del análisis en condiciones nominales, en la Fig. 60 se muestra el diagrama básico del bloque de potencia incluyendo las propiedades del fluido en puntos relevantes del circuito, junto con los consumos eléctricos de las dos bombas.



**Figura 60. Diagrama básico del bloque de potencia de la central GDV, incluyendo valores relevantes en condiciones de diseño**

De los valores indicados en la Fig. 60 se obtiene un valor del rendimiento bruto del ciclo del 36,28% a carga nominal. Por otra parte, las propiedades del fluido a la entrada del condensador corresponden a un título de vapor del 87%, el cual es suficientemente alto para evitar daños en los álabes de la última etapa por la existencia de gotas de agua, según las recomendaciones habituales para turbinas de condensación (Hirsch y Khenissi, 2014).

El modelo del bloque de potencia proporciona como salida del componente tanto la potencia eléctrica bruta como los consumos por bombeo. Además, en el modelo de central se estiman los consumos eléctricos de la central para obtener la potencia eléctrica neta  $\dot{W}_{net}$  a partir de la potencia bruta  $\dot{W}_{gross}$  ( $\dot{W}_{net} = \dot{W}_{gross} - \dot{W}_{loss}$ ). La potencia eléctrica consumida  $\dot{W}_{loss}$  incluye consumos por bombeo del fluido de trabajo, consumos del sistema de seguimiento de captadores, sistemas electrónicos, sistema de refrigeración y bombeo del agua del mismo, sistemas anti-congelación del fluido, sistemas auxiliares, pérdidas en la línea de transmisión, etc. Así, el valor de los consumos parásitos, en  $\text{kW}_e$ , se obtendrá como la suma de consumos por bombeo  $\dot{W}_{pump}$ , calculados mediante las ecuaciones 3.40 y 3.41, más un valor fijo y un valor variable en función del cuadrado de la carga eléctrica ( $\dot{W}_{gross}/\dot{W}_{ref}$ ), según la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{loss}(\text{kW}_e) = \dot{W}_{pump} + 300 + 800 \cdot F_{oper} + 1400 \cdot \left(\frac{\dot{W}_{gross}}{\dot{W}_{ref}}\right)^2 \quad (4.1)$$

El valor fijo será de 300 kW<sub>e</sub> en cualquier caso y se añadirán 800 kW<sub>e</sub> adicionales cuando la central se encuentre en operación ( $F_{oper} = 1$ ). Los coeficientes de la ecuación 4.1 se han ajustado a partir de la experiencia en modelado, simulación y validación con datos de centrales termosolares comerciales (Biencinto et al., 2014).

## ***4.2 Análisis del efecto del uso de presión deslizante frente a presión fija***

Como se ha mencionado en el capítulo 3, las turbinas de vapor que se suelen plantear para centrales termosolares, y por tanto para centrales de generación directa de vapor, requieren el mantenimiento de la velocidad del fluido a la entrada aproximadamente constante. Para cumplir esa condición, en funcionamiento a carga parcial existen dos opciones principales en cuanto a la regulación de la presión de entrada: presión fija y presión deslizante. Cada una de las dos estrategias presenta ventajas e inconvenientes al aplicarse a centrales de generación directa de vapor. Por una parte, el método de presión fija facilita la regulación del vapor en el campo solar, aunque penaliza el rendimiento del bloque de potencia debido a la fricción por cierre de válvulas y a pérdidas aerodinámicas. Por otro lado, al emplear presión deslizante se consiguen mayores rendimientos de la turbina pero se requiere un sistema de regulación de la presión del vapor en campo dependiendo del caudal.

Hasta ahora se han llevado a cabo diversos estudios para estimar la producción eléctrica de centrales termosolares con GDV usando estrategias de presión fija (Eck et al., 2008a) o de presión deslizante (Eck y Zarza, 2006). Como resultado de estos análisis, se ha observado que la presión deslizante es capaz de proporcionar un mayor rendimiento del bloque de potencia a cargas parciales. No obstante, para una central de GDV la estrategia de presión deslizante conlleva una regulación más lenta de la presión del vapor en el campo solar y presenta varias incertidumbres en condiciones transitorias que no se han analizado específicamente.

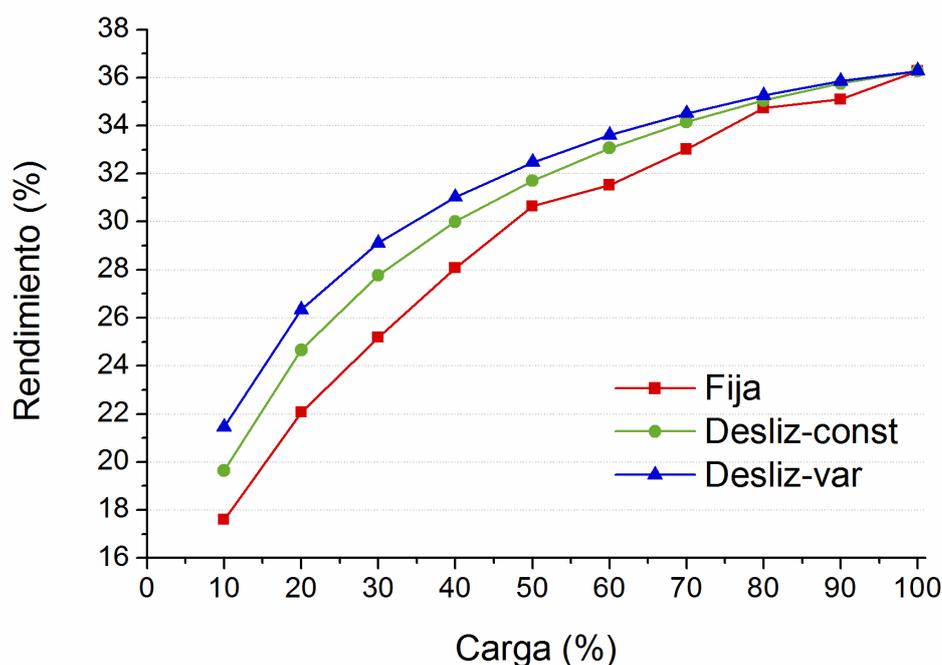
En esta sección se pretende analizar, bajo las mismas condiciones de diseño, el impacto de usar estrategias de presión deslizante en la producción eléctrica de una central GDV frente al método de presión fija. Para ello se aplicarán las distintas estrategias al modelo de central GDV definida en este capítulo, simulando el comportamiento de la misma durante un año para determinar las diferencias en términos de producción eléctrica anual.

### **4.2.1 Estrategias de operación del bloque de potencia a carga parcial**

Con objeto de comparar el impacto en el rendimiento del sistema, se van a analizar las dos opciones planteadas, presión fija y presión deslizante, en la regulación del bloque de

potencia. La estrategia de presión fija implica que las presiones en todos los puntos del ciclo se mantienen constantes para cualquier valor de carga, mientras que con presión deslizante las presiones de trabajo varían dependiendo del nivel de carga. Tal como se explica en la sección 3.4, al operar a cargas bajas el aumento en el título de vapor de entrada al condensador puede aprovecharse para utilizar valores de presión de condensación menores que el nominal. Esto permite reducir la entalpía de salida de la turbina e incrementar así el rendimiento del ciclo a cargas parciales. Para evaluar el impacto de esta mejora, en la estrategia de presión deslizante se van a considerar a su vez dos versiones distintas: presión constante y presión variable en el condensador. En este último caso, la presión a la entrada del condensador se obtendrá como una función lineal de la carga eléctrica, tomando un valor mínimo de 4 kPa y uno máximo de 6,6 kPa, igual al valor nominal especificado en la Tabla 15.

El comportamiento del bloque de potencia a cargas parciales siguiendo las tres estrategias propuestas se simula mediante el modelo descrito en el capítulo 3. Como resultado, la Fig. 61 muestra la evolución del rendimiento bruto del ciclo en función de la carga eléctrica para cada uno de los tres métodos.



**Figura 61.** Curvas de rendimiento bruto frente a carga eléctrica obtenidas para el bloque de potencia de la central GDV aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)

En la Fig. 61 se aprecia cómo las estrategias con presión deslizante presentan un rendimiento bruto a cargas parciales mayor que con presión fija, aunque a carga nominal sea igual para las tres opciones. Entre las dos versiones con presión deslizante, como era de esperar, la estrategia con presión variable en el condensador muestra rendimientos más altos que la de presión constante. Las diferencias entre las dos versiones de presión

deslizante aumentan según disminuye la carga eléctrica, llegando hasta casi un 2% más de rendimiento para carga mínima con presión variable en el condensador.

Por otra parte, según se observa en la Fig. 61, la forma de la curva de rendimiento es distinta para presión fija y presión deslizante. Mientras que en los casos de presión deslizante el rendimiento bruto desciende suavemente según disminuye la carga, debido a la reducción gradual del rendimiento de la turbina, en el caso de presión fija la curva presenta una evolución irregular con el nivel de carga, con varios picos y valles diferenciados. Esta forma irregular se debe al factor de pérdida de rendimiento de la turbina, descrito en la sección 3.4, aplicado para simular el método de regulación mediante válvulas de admisión por sectores. En la estrategia de presión fija, tal como se explica en el capítulo 3, la presión se regula por medio de cuatro válvulas de admisión que se van cerrando secuencialmente. Cuando la carga baja del valor nominal (100%), el cierre gradual de la primera válvula provoca una reducción en el rendimiento de la turbina, asociada a pérdidas por fricción y aerodinámicas, mostrando un valle alrededor del 90% de carga, con la válvula a medio cerrar. La válvula se cierra completamente al 80% de carga, con lo que la curva de rendimiento presenta un pico en este punto. Al seguir descendiendo la carga, el cierre de la segunda válvula conduce a otra depresión en la curva de rendimiento hasta que la válvula se cierra por completo, al 50% de carga. Por último, para cargas menores del 50% la curva desciende con más suavidad, ya que las dos válvulas restantes se cierran simultáneamente para limitar las fuerzas sobre el eje de la turbina.

Las tres estrategias mencionadas se van a implementar en el modelo de central mediante el componente TRNSYS para el bloque de potencia descrito en el capítulo 3, que permite seleccionar el método de regulación de presión a cargas parciales, así como configurar los parámetros necesarios de manera que la operación del ciclo pueda integrarse con la del resto de la central.

#### 4.2.2 Regulación de la presión en el campo solar

Teniendo en cuenta las estrategias propuestas en la sección anterior para la regulación del bloque de potencia a carga parcial, la presión de salida del campo solar debe controlarse de forma precisa para garantizar las condiciones requeridas por la turbina. Para ello, el sistema utiliza un mecanismo de control proporcional-integral (PI), basado en los sistemas de control desarrollados en la planta experimental DISS (Valenzuela et al., 2005; Valenzuela et al., 2006), que regula la presión de salida del campo solar a un valor de consigna,  $p_{out,ref}$ , establecido de acuerdo con la estrategia concreta de regulación. En el caso de la estrategia de presión fija,  $p_{out,ref}$  corresponderá al valor de diseño, 6 MPa, mientras que en el caso de presión deslizante el valor de consigna será una función lineal del caudal másico en el campo solar.

El mecanismo de control PI utiliza la desviación en la presión de salida anterior respecto al valor de consigna,  $\Delta p_{error} = p_{out,ref} - p_{out,old}$ , y la suma de esas desviaciones durante el período de tiempo considerado, aplicando un coeficiente para cada elemento,  $K_P$  y  $K_I$ , también llamados ganancia proporcional y constante integral. Así, el modelo determina la presión de entrada al campo solar mediante la expresión 4.2, donde se emplean valores de  $K_P = 0,001$  y  $K_I = 0,1$ , que han demostrado buenos resultados para regular la presión de salida en simulaciones diarias (**Biencinto, 2016**):

$$p_{in} = p_{out,ref} + K_P \cdot \Delta p_{error} + K_I \cdot \sum_i \Delta p_{error,i} \quad (4.2)$$

Con el fin de evitar diferencias de presión excesivas que pudieran dañar equipos como las bombas de agua, se permite una tasa máxima de variación de 83 kPa/min en la presión de consigna del campo solar. Este valor condiciona también la rampa de subida de presión durante el arranque, aumentando linealmente la presión de salida del campo hasta alcanzar las condiciones requeridas.

Finalmente, cuando se termina la operación diaria y se detiene la circulación del fluido, el modelo simula la reducción paulatina de la presión causada por la apertura total de la válvula que desaloja el vapor al tanque principal. Para obtener la presión actual  $p$  (Pa) en el circuito a partir de la presión anterior  $p_{old}$  (Pa) tras un paso temporal, se realiza un balance de presiones y volúmenes haciendo una aproximación mediante la ecuación de los gases ideales. Aunque el vapor no puede considerarse un gas ideal, este enfoque va a permitir disponer de una expresión coherente, en términos dimensionales, que represente de forma cualitativa el comportamiento de los datos experimentales y pueda ajustarse mediante determinados coeficientes para reproducir esos datos. Si  $V$  es el volumen del circuito en  $m^3$ , el volumen ocupado por el gas aumentará en  $v \cdot A \cdot \Delta t$  tras un paso temporal de  $\Delta t$  segundos, siendo  $A$  ( $m^2$ ) el área de la abertura de la válvula y  $v$  (m/s) la velocidad a la que pasa el vapor del circuito al tanque. De acuerdo con la ley de Boyle, si no hay variación de temperatura el producto presión por volumen se mantiene constante, y tendremos:

$$p_{old} \cdot V = p \cdot (V + v \cdot A \cdot \Delta t) \quad (4.3)$$

Podemos estimar la velocidad  $v$  mediante la ecuación de Bernoulli, teniendo en cuenta que no hay diferencia de altura entre la tubería y el tanque, que la presión en el tanque es igual a la atmosférica  $p_{amb}$  (Pa) y que la velocidad del fluido en el mismo es nula:

$$\frac{v^2 \cdot \rho}{2} = p_{old} - p_{amb} \quad (4.4)$$

Despejando la velocidad y sustituyendo en la ecuación 4.3:

$$p = \frac{p_{old}}{1 + \frac{A \cdot \Delta t}{V} \sqrt{2 \cdot \frac{p_{old} - p_{amb}}{\rho}}} \quad (4.5)$$

Como la abertura de la válvula y el volumen del circuito son constantes difíciles de determinar, y haciendo la aproximación de que la densidad  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) varía poco entre dos pasos consecutivos de la simulación, vamos a agrupar varias de las variables de la ecuación 4.5 en un factor global  $F_{stop}$  que ajustaremos a partir de datos experimentales, de manera que:

$$p_{out} = \frac{p_{out,old}}{1 + F_{stop} \cdot \Delta t \cdot \sqrt{p_{out,old} - p_{amb}}} \quad (4.6)$$

Teniendo en cuenta datos experimentales del lazo DISS al terminar la operación (**Biencinto, 2016**), el factor  $F_{stop}$  en el denominador de la ecuación 4.6 se ha ajustado a  $F_{stop} = 2,1 \cdot 10^{-7}$ .

### 4.2.3 Resultados de la comparación

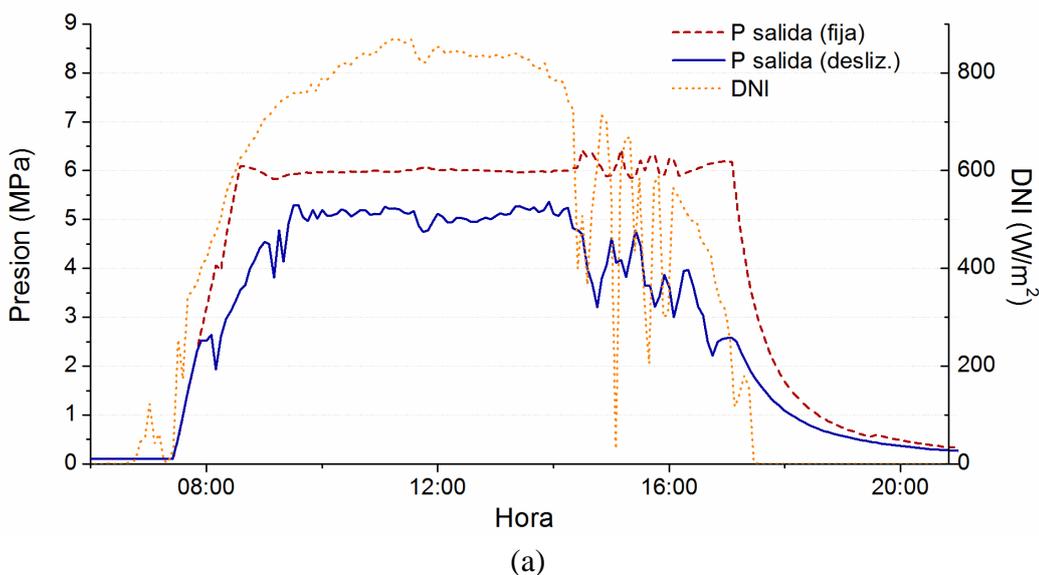
El modelo descrito en la sección 4.1 se ha utilizado para simular el comportamiento anual de una central termosolar GDV en captadores cilindroparábolicos aplicando las tres estrategias propuestas: presión fija y presión deslizante, esta última con dos versiones, presión constante o variable en el condensador. El emplazamiento considerado para la central es la Plataforma Solar de Almería (37°05'30" latitud Norte y 2°21'19" longitud Oeste), y los datos de entrada utilizados corresponden a un año meteorológico típico (TMY) para esa localización (**Ramírez-Santigosa, 2004**). Los datos contenidos en ese fichero incluyen irradiancia solar normal directa (W/m<sup>2</sup>) y temperatura ambiente (°C), con un paso temporal de 5 min.

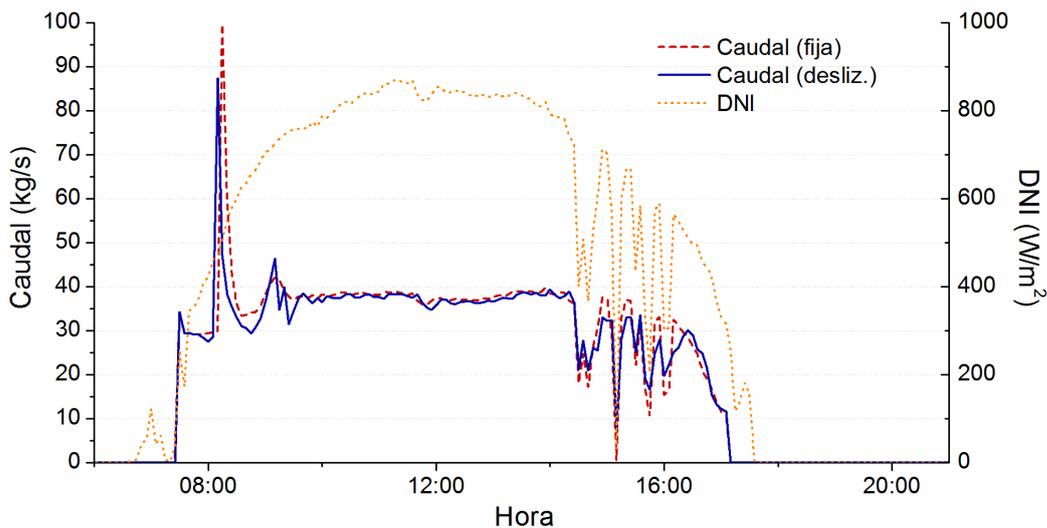
El análisis global de los datos meteorológicos contenidos en el fichero TMY da un resultado anual de 2071,46 kWh/m<sup>2</sup> de irradiancia normal directa y 3658 horas de sol (con radiación solar mayor que 2 W/m<sup>2</sup>). El valor de temperatura ambiente está entre 0,2 °C y 43,3 °C, con un valor medio anual de 17,9 °C.

El paso temporal de las simulaciones descritas en este apartado es el mismo que el de los datos del fichero de entrada, 5 min, lo cual permite utilizar un registro del fichero por cada paso de cálculo. El modelo TRNSYS se ha implementado y ejecutado en un equipo

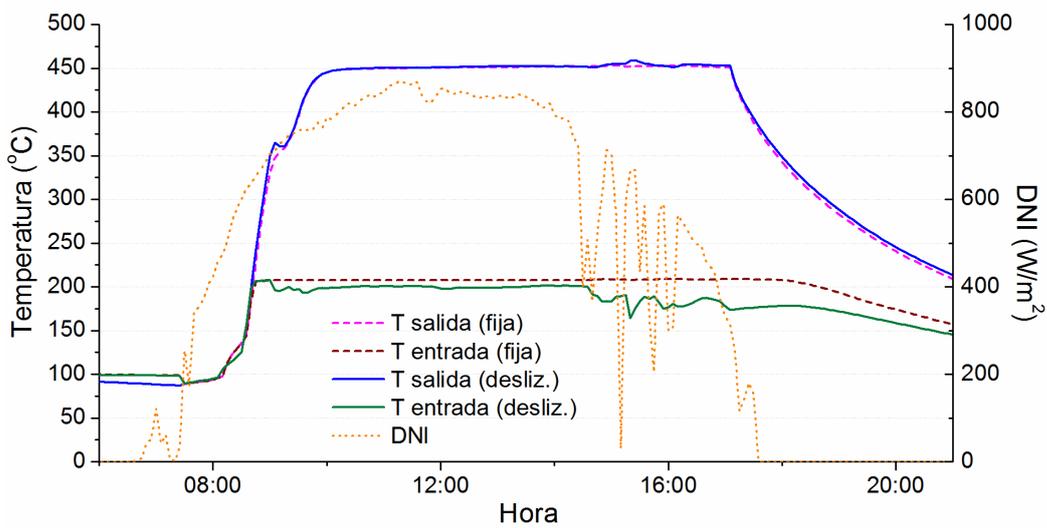
convencional con procesador Intel Core i5-3550 a 3,3 GHz, empleando alrededor de 3 h de tiempo de computación para completar cada simulación anual.

En primer lugar, para ilustrar las diferencias entre presión fija y presión deslizante se ha escogido un día significativo que permite comparar la influencia del método de regulación de presión. El día seleccionado, el 29 de septiembre, es soleado en su mayor parte pero presenta también algunos transitorios nubosos durante la tarde, lo cual hace de él un ejemplo idóneo para evaluar el comportamiento del modelo en diversas condiciones de radiación solar. Así, la Fig. 62 muestra los resultados del campo solar obtenidos de la simulación para el 29 de septiembre del año meteorológico tipo utilizando las dos estrategias mencionadas, presión fija y presión deslizante. Dado que las variables del campo solar son las mismas para las dos versiones del método de presión deslizante, no hay distinción entre ambas en este caso. En las Figs. 62a a 62c se representa la evolución de la presión de salida, del caudal másico de salida y de la temperatura de entrada y salida del campo solar, incluyendo además en cada gráfico el valor de DNI como referencia.





(b)



(c)

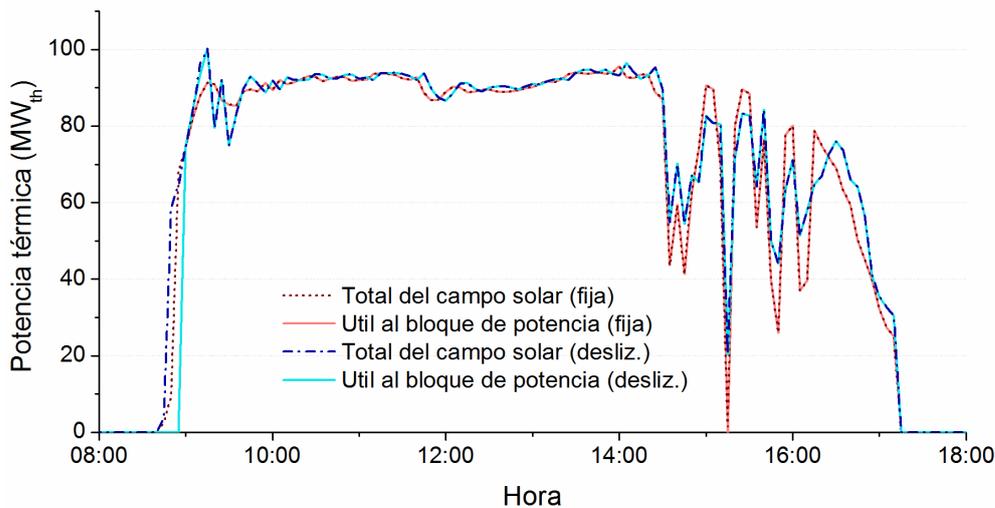
**Figura 62. Resultados diarios de presión de salida (a); caudal másico de salida (b); temperaturas de entrada y salida del campo solar (c) para el 29 de septiembre, incluyendo también la DNI, aplicando estrategias de presión fija o presión deslizando**

La evolución de la presión de salida del campo solar en la Fig. 62a muestra una rampa inicial para ambas estrategias durante el proceso de arranque de la planta, tal como se describe en la sección anterior. Sin embargo, en la estrategia de presión fija la presión de salida va aumentando hasta el valor nominal y se mantiene alrededor del mismo durante toda la operación, mientras que en la estrategia de presión deslizando la presión se establece en función del caudal másico de fluido y, por tanto, sigue a la radiación solar. No obstante, durante algunos transitorios solares el método de presión fija también muestra fluctuaciones en la presión de salida, que están asociadas a una menor pérdida de carga en el campo solar provocada por la variación repentina del caudal.

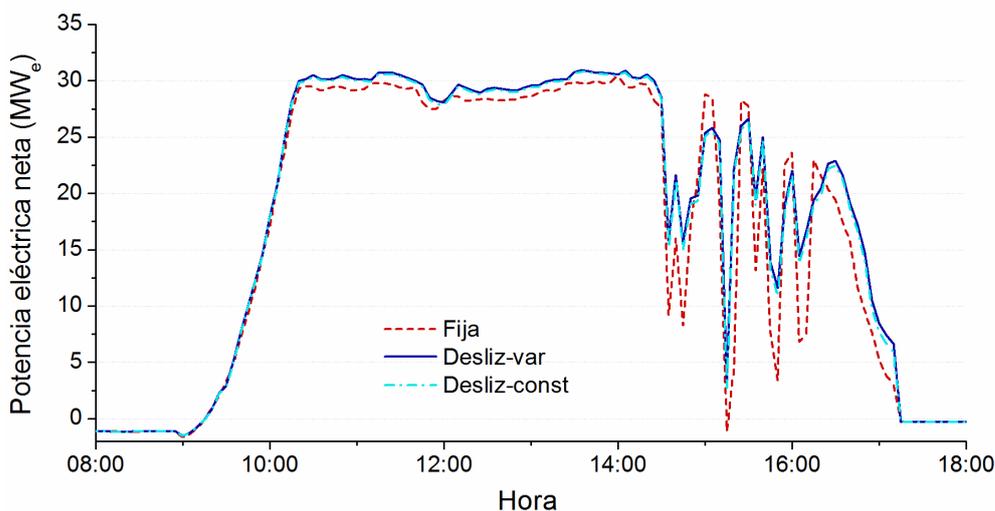
En cuanto a los resultados de la Fig. 62b, el caudal másico en el campo se regula de acuerdo con la radiación solar de manera que la temperatura de salida del vapor se mantenga en torno al valor nominal. Sin embargo, se observan picos muy pronunciados en el caudal de salida durante el proceso de arranque (a las 8:10) o en transitorios solares (por ejemplo, a las 15:05). Estas fluctuaciones son provocadas o bien por la evaporación del agua al calentarse o bien por la condensación del vapor al enfriarse. En el primer caso, la evaporación causa un aumento repentino del volumen de fluido, que debe desalojarse más rápido, desplazando el contenido de los tubos receptores y aumentando en gran medida el caudal másico de salida según la ecuación 2.25, tal como se observaba en los datos reales de la Fig. 24. Por el contrario, la condensación del vapor hace que una cantidad adicional de agua líquida pase a ocupar el volumen completo de la tubería y, por tanto, el caudal másico de salida disminuye. Como en la estrategia de presión fija la presión del fluido es mayor que en presión deslizante, la densidad del fluido es también mayor y el impacto de esas fluctuaciones en el caudal es también más pronunciado, como puede apreciarse en la Fig. 62b.

En la Fig. 62c se observa que la temperatura de salida del campo solar es muy similar en ambas estrategias. Sin embargo, en la estrategia de presión fija la temperatura de entrada al campo se mantiene constante durante toda la operación, mientras que su valor varía significativamente en el caso de la estrategia de presión deslizante. Dado que la temperatura de entrada al campo solar durante la operación de la turbina depende directamente de la temperatura de salida del bloque de potencia, este efecto se debe a la variación en las presiones de las extracciones, y en concreto del punto de saturación del primer precalentador del agua de alimentación, mostrado en la Fig. 60, cuando el bloque de potencia trabaja a carga parcial con presión deslizante.

Para evaluar el rendimiento de las estrategias propuestas en términos de producción, en la Fig. 63 se representa la evolución de las potencias térmica y eléctrica durante el día 29 de septiembre. Por una parte, en la Fig. 63a se muestran la potencia térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar, que se obtiene como el producto del caudal en el campo por la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada, y la potencia térmica útil para el bloque de potencia, que corresponde únicamente a la que puede aprovecharse en el ciclo, descartando el vapor que no cuenta con las condiciones apropiadas para alimentar la turbina y el que excede de la potencia máxima. En la Fig. 63b, por otro lado, se representa la potencia eléctrica neta generada por la central,  $\dot{W}_{net}$ , que se calcula como la potencia eléctrica bruta  $\dot{W}_{gross}$  menos los consumos eléctricos dados por la ecuación 4.1.



(a)



(b)

**Figura 63. Resultados diarios de potencia térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar y potencia térmica útil para el bloque de potencia (a); y potencia eléctrica neta (b) para el 29 de septiembre, aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)**

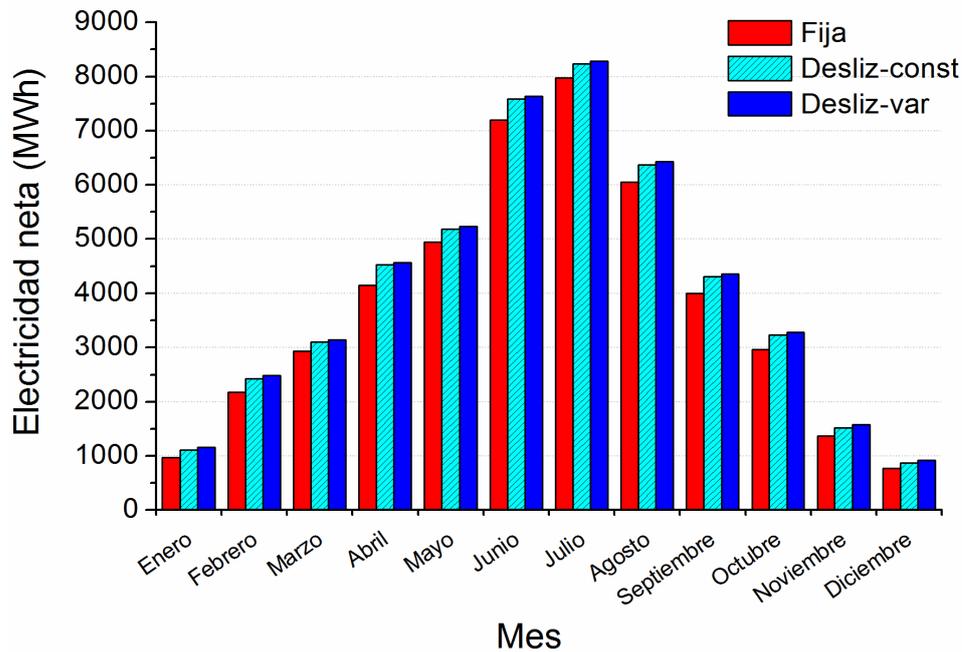
Los resultados de potencia térmica del campo solar mostrados en la Fig. 63a están directamente relacionados con los caudales observados en la Fig. 62b. Así, la potencia térmica es muy similar en ambas estrategias durante las horas con mucho sol y muestra fluctuaciones significativas en condiciones de transitorios nubosos. Por los mismos motivos que para los caudales máscicos, estas fluctuaciones son más acentuadas en el caso de presión fija. Sin embargo, la potencia térmica que puede utilizarse en el bloque de potencia presenta un retardo con respecto a los resultados brutos del campo solar porque el

vapor producido necesita algún tiempo para alcanzar las condiciones requeridas para alimentar la turbina (ver apartado 4.1.1).

En la Fig. 63b se muestran los resultados de potencia eléctrica neta, donde se observa que la estrategia de presión deslizante presenta un mayor rendimiento que el método de presión fija durante las horas soleadas del día. Por otra parte, aun siendo más estable la producción eléctrica con presión deslizante, los valores máximos de potencia eléctrica neta en los transitorios solares son menores que con presión fija. Este efecto se debe principalmente al ritmo máximo de variación de la presión de salida del campo solar establecido en el apartado anterior, lo que provoca que la presión de salida no sea óptima para el método de presión deslizante en ciertas situaciones de transitorios solares. Por el contrario, en el caso de presión fija la presión de salida está cerca del valor nominal durante casi toda la operación, generando en algunas ocasiones mayor potencia eléctrica que la estrategia de presión deslizante.

Los resultados de potencia térmica son los mismos para las dos versiones de la estrategia de presión deslizante. Es más, la evolución diaria de la potencia eléctrica neta es también muy similar para ambas, como se aprecia en la Fig. 63b. Pueden apreciarse diferencias muy pequeñas en ciertos puntos, por ejemplo 0,5 MWe a las 14:55 o 0,7 MWe a las 17:10, mostrando la versión con presión constante en el condensador una potencia eléctrica ligeramente inferior que con presión variable, debido al menor rendimiento del bloque de potencia reflejado en la Fig. 61. No obstante, las diferencias entre las dos versiones del método de presión deslizante se observan mejor teniendo en cuenta resultados de producción eléctrica para intervalos de tiempo mayores.

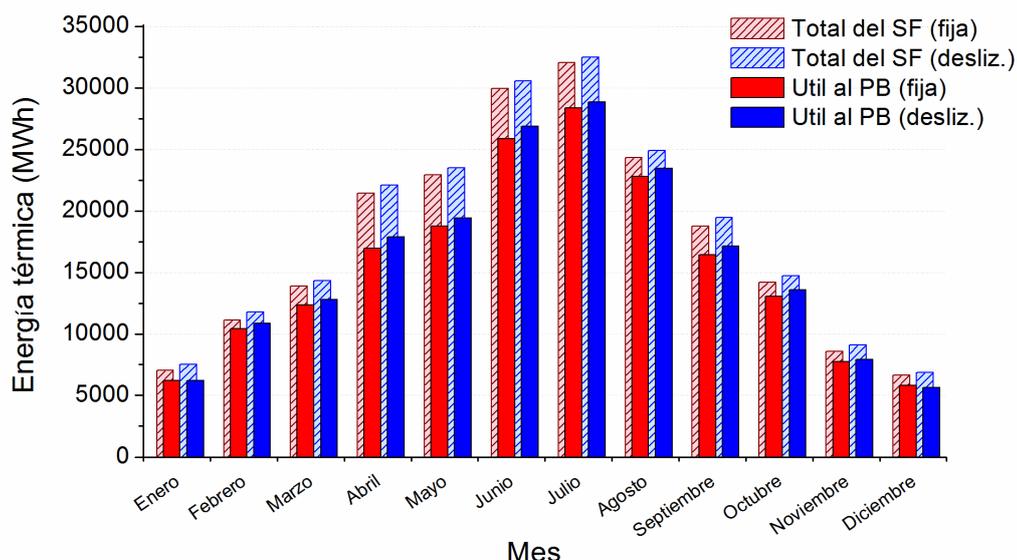
Con el fin de analizar la evolución estacional de la producción de la central, en la Fig. 64 se representan los resultados mensuales de electricidad neta para las tres estrategias de operación propuestas.



**Figura 64. Resultados mensuales de producción eléctrica neta aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)**

Como puede verse en la Fig. 64, la evolución estacional de la producción eléctrica se corresponde con el comportamiento de una central termosolar sin almacenamiento térmico, mostrando grandes diferencias entre los meses de verano y los de invierno. No obstante, la producción eléctrica neta mensual con presión fija es menor que con presión deslizante, alcanzando la máxima diferencia (443 MWh<sub>e</sub>) en junio y la mínima (151 MWh<sub>e</sub>) en diciembre para la versión de presión variable en el condensador. Las diferencias mensuales entre las dos versiones de la estrategia de presión deslizante son significativamente menores y aproximadamente constantes a lo largo del año, alrededor de 50 MWh<sub>e</sub> en cada mes.

Además de las curvas de rendimiento del bloque de potencia representadas en la Fig. 61, las diferencias en términos de producción eléctrica pueden explicarse más fácilmente si se observan los resultados de energía térmica mensual mostrados en la Fig. 65. Dado que las cifras son muy similares para las dos versiones de la estrategia de presión deslizante, solo se incluyen los valores para presión de condensación variable.



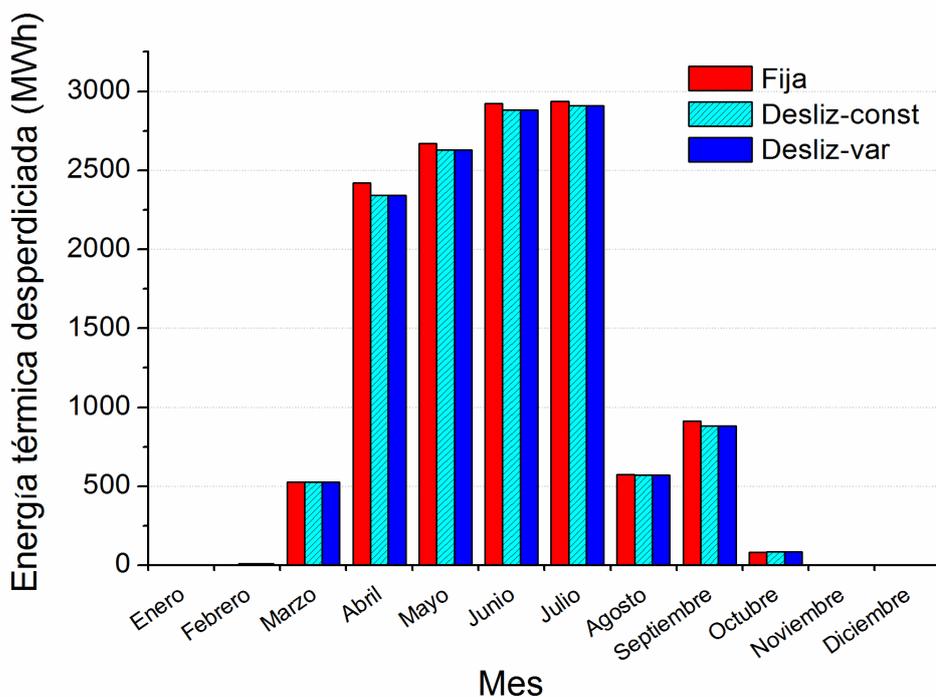
**Figura 65. Resultados mensuales de energía térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar (SF) y energía térmica útil para el bloque de potencia (PB) aplicando estrategias de presión fija o presión deslizando**

La energía térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar con la estrategia de presión fija es menor que con presión deslizando en un valor más o menos constante cada mes, alrededor de 500 MWh<sub>th</sub>. Esta diferencia puede estar relacionada con la temperatura media del campo solar, que es menor con presión deslizando que con presión fija. Como se observa en la Fig. 62a, las presiones de trabajo son normalmente menores en el caso del método de presión deslizando, lo cual conlleva menores temperaturas de saturación del fluido. Un punto de saturación más bajo, junto con la menor temperatura de entrada del campo solar explicada para la Fig. 63a, implica a su vez una menor temperatura media en el campo y por tanto menores pérdidas térmicas en los tubos receptores de los captadores solares.

Teniendo en cuenta datos de la simulación, las diferencias entre ambas estrategias en términos de temperatura media del fluido en circulación van desde los 15 °C en verano hasta los 40 °C en invierno. Este efecto provoca valores de pérdidas térmicas en los captadores solares desde un 11% (verano) hasta un 27% (invierno) inferiores para presión deslizando con respecto a presión fija. Como conclusión, estos resultados parecen justificar la hipótesis mencionada sobre la temperatura media para explicar las diferencias entre estrategias respecto a la energía térmica del campo solar.

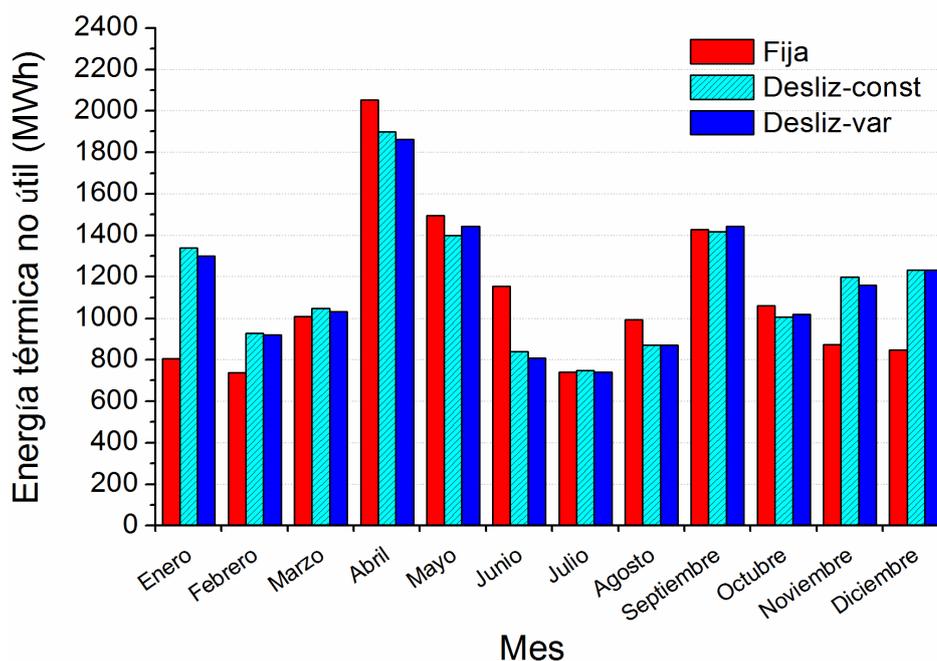
Como se aprecia en la Fig. 65, la cantidad de energía térmica que se pierde entre el campo solar y el bloque de potencia muestra una fuerte variación que depende tanto de la estrategia concreta como del mes del año. Existen dos motivos principales que hacen que una parte de la energía térmica que podría obtenerse teóricamente del campo solar no resulte útil para el bloque de potencia. Por un lado, cuando la potencia térmica generada por el campo solar excede del valor máximo permitido por la turbina, algunos captadores solares del campo

deben desenfocarse y la energía térmica sobrante se debe descartar como energía desperdiciada (lo que se conoce como “dumping de energía”). Por otra parte, en algunas ocasiones la energía térmica del campo solar puede no ser aprovechada en el bloque de potencia por no tener el vapor las condiciones de temperatura, presión o caudal requeridas por la turbina, descritas en el apartado 4.1.1. El desglose mensual de estos dos efectos se muestra en las Figs. 66 y 67 para las tres estrategias consideradas.



**Figura 66. Resultados mensuales de energía térmica desperdiciada por dumping aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)**

Como se aprecia en la Fig. 66, el dumping de energía resulta más relevante entre los meses de abril y julio. Durante estos meses, la energía térmica desperdiciada es mayor para la estrategia de presión fija que para las estrategias de presión deslizante, unos 40 MWh<sub>th</sub> superior en cada mes. Por otra parte, resulta llamativo que en el mes de agosto la energía desperdiciada sea pequeña comparada con el resto de los meses de verano. Este efecto puede estar relacionado con las condiciones concretas de radiación solar del emplazamiento, cerca de la costa. En esa época del año suelen aparecer fenómenos de calima con altas concentraciones de vapor de agua y de partículas en suspensión, que aumentan la radiación difusa y disminuyen la radiación directa, lo cual reduce también la energía desperdiciada.



**Figura 67. Resultados mensuales de energía térmica en vapor no útil para el bloque de potencia aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)**

La evolución mensual de la Fig. 67 muestra que en los meses de verano, principalmente entre abril y agosto, la cantidad de energía térmica en vapor no útil para el bloque de potencia es normalmente mayor para la estrategia de presión fija, mientras que en los meses de invierno, desde noviembre hasta marzo, la energía no útil llega a ser mayor para presión deslizante. Dado que los meses de invierno presentan valores mayores del ángulo de incidencia de los rayos solares, estos resultados parecen sugerir que las estrategias de presión deslizante serían capaces de aprovechar mejor el vapor del campo solar para ángulos de incidencia bajos, mientras que el método de presión fija podría ser más conveniente en términos de energía térmica útil para valores altos del ángulo de incidencia.

Finalmente, en la Tabla 16 se recogen los resultados globales de la simulación anual con cada estrategia, incluyendo energía solar, energía térmica del campo solar, producción eléctrica bruta y neta, valores de rendimiento y algunos parámetros derivados de la producción anual como la proporción de energía desperdiciada, las horas de funcionamiento o el factor de capacidad.

**Tabla 16. Resultados anuales de la simulación de la central GDV para las tres estrategias propuestas de regulación de presión: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable**

<b>Resultado \ Estrategia</b>	<b>Fija</b>	<b>Desliz-const</b>	<b>Desliz-var</b>
Energía solar radiante disponible (GWh)	454,35	454,35	454,35
Energía solar radiante útil (GWh)	383,22	383,22	383,22
Energía térmica bruta total del campo solar (MWh <sub>th</sub> )	210968,56	217195,82	217316,55
Energía térmica desperdiciada por dumping (MWh <sub>th</sub> )	13053,05	12843,38	12841,07
Energía térmica en vapor no útil (MWh <sub>th</sub> )	13196,98	13924,90	13827,42
Energía térmica útil para el bloque de potencia (MWh <sub>th</sub> )	184718,53	190427,54	190648,05
Energía eléctrica bruta (MWh <sub>e</sub> )	53993,72	56970,73	57583,50
Energía eléctrica neta (MWh <sub>e</sub> )	45505,26	48483,80	49075,99
Rendimiento bruto del campo solar (%)	46,43	47,80	47,83
Rendimiento neto del campo solar (%)	40,66	41,91	41,96
Rendimiento bruto del bloque de potencia (%)	29,23	29,92	30,20
Rendimiento neto del bloque de potencia (%)	24,63	25,46	25,74
Rendimiento bruto de la central (%)	11,88	12,54	12,67
Rendimiento neto de la central (%)	10,02	10,67	10,80
Proporción de energía desperdiciada por dumping (%)	7,07	6,74	6,74
Horas equivalentes de funcionamiento (h)	1402,43	1479,76	1495,68
Factor de capacidad anual (%)	16,01	16,89	17,07

Las cifras de rendimiento que aparecen en la Tabla 16 son el resultado de calcular cocientes entre los resultados de energía incluidos en la misma. El rendimiento del campo solar, bruto o neto, se calcula dividiendo la energía térmica del mismo, la bruta total o la que es útil para el bloque de potencia, respectivamente, entre la energía solar radiante disponible, mientras que el del bloque de potencia, bruto o neto, se halla dividiendo la producción eléctrica, bruta o neta a su vez, entre la energía térmica útil para el bloque de potencia. De forma análoga, el rendimiento (bruto o neto) de la central es el cociente entre la producción eléctrica (bruta o neta según corresponda) y la energía solar disponible.

En la Tabla 16 se incluyen algunos parámetros adicionales que pueden ser interesantes para caracterizar la central, teniendo en cuenta sus resultados de producción. La proporción de energía desperdiciada por dumping se calcula como el cociente entre la energía desperdiciada y la energía térmica útil para el bloque de potencia. Por otro lado, las horas equivalentes de funcionamiento se obtienen al dividir la producción eléctrica bruta en un año entre la potencia nominal de la central (38,5 MW<sub>e</sub>). Así mismo, el factor de capacidad anual se define como el cociente entre las horas equivalentes de funcionamiento y el número total de horas anuales (8760 h).

Los resultados de la Tabla 16 revelan que la energía térmica obtenida del campo solar es mayor con las estrategias de presión deslizante que con presión fija, debido fundamentalmente a la menor temperatura media en el campo solar, como se explica para

los resultados mensuales. El impacto anual de la energía térmica desperdiciada y en vapor no útil también arroja un valor superior de energía térmica útil para el campo solar con presión deslizante. Además, el mayor rendimiento del bloque de potencia para las estrategias de presión deslizante, representado en la Fig. 61, da como resultado un mayor rendimiento anual del sistema y por tanto una producción eléctrica superior que la estrategia de presión fija.

En cuanto a las dos versiones de presión deslizante, tal como se esperaba según las curvas de rendimiento de la Fig. 61, la opción con presión de condensación variable muestra una producción ligeramente superior (un 1,22%) a la de presión de condensación constante. Como resultado, la diferencia anual entre las estrategias de presión fija y presión deslizante en términos de producción eléctrica neta es de un 6,55% para presión constante en el condensador y de un 7,85% para presión variable.

### ***4.3 Análisis del efecto de condiciones de radiación no homogéneas en el campo solar***

La generación directa de vapor en captadores cilindroparabólicos presenta tiempos de reacción menores si la comparamos con el uso de fluidos de trabajo basados en calor sensible, como el aceite térmico, debido a la elevada tasa de transferencia de calor en la sección de evaporación. Como consecuencia, se espera que las centrales GDV sean más sensibles a valores de radiación no homogéneos en el campo solar que las centrales termosolares convencionales.

De entre los tres modos de operación del proceso GDV expuestos en el capítulo 1, el modo un-solo-paso (once-through) intenta conseguir el mayor rendimiento eliminando elementos auxiliares. Sin embargo, en esta configuración la regulación del proceso GDV es particularmente difícil y el caudal debe controlarse de modo muy preciso de acuerdo con la radiación solar. Por tanto, parece ser el modo al que más puede afectar la aparición de valores de DNI no homogéneos en el campo solar. En este sentido, la predicción de los valores de DNI distribuidos a lo largo del campo podría ser un modo eficaz de mejorar el control de este tipo de plantas (**Hirsch et al., 2014**).

El enfoque utilizado habitualmente para simular centrales GDV con cilindroparabólicos es aplicar el mismo valor medio de DNI para todo el campo solar. Sin embargo, diferencias de radiación en el campo solar pueden significar desequilibrios entre algunos puntos del circuito que lleven a imprecisiones en la estimación de resultados. Como consecuencia, la producción obtenida con esos modelos implica una incertidumbre debida al uso de valores homogéneos de radiación en lugar de emplear valores reales de DNI distribuidos espacialmente.

En este apartado se persiguen dos objetivos. En primer lugar, investigar cómo el uso de valores de radiación con distribución espacial puede mejorar la operación y el control de las centrales GDV. En segundo lugar, realizar una estimación preliminar de la incertidumbre asociada a considerar valores homogéneos de DNI en los análisis de producción de plantas GDV con modelos de DNI media.

Para cumplir los objetivos mencionados se utilizarán tres modelos de simulación de una central GDV con captadores cilindroparabólicos, basados en el descrito en este capítulo. Además, se han seleccionado diez días de referencia con valores de DNI distribuidos espacialmente que se simularán con los tres modelos propuestos. Por último, se van a realizar simulaciones de tres años completos para determinar un valor global de incertidumbre en términos de producción eléctrica anual.

### 4.3.1 Modelos de simulación

La central GDV considerada es la misma que se define en el apartado 4.1, organizada en 4 subcampos, según se muestra en la Fig. 55, y con una turbina de 38,5 MW<sub>e</sub> de potencia bruta. Se considerará en todos los casos presión deslizante para la regulación a carga parcial ya que, según los resultados del apartado anterior, se espera que proporcione una mayor producción anual.

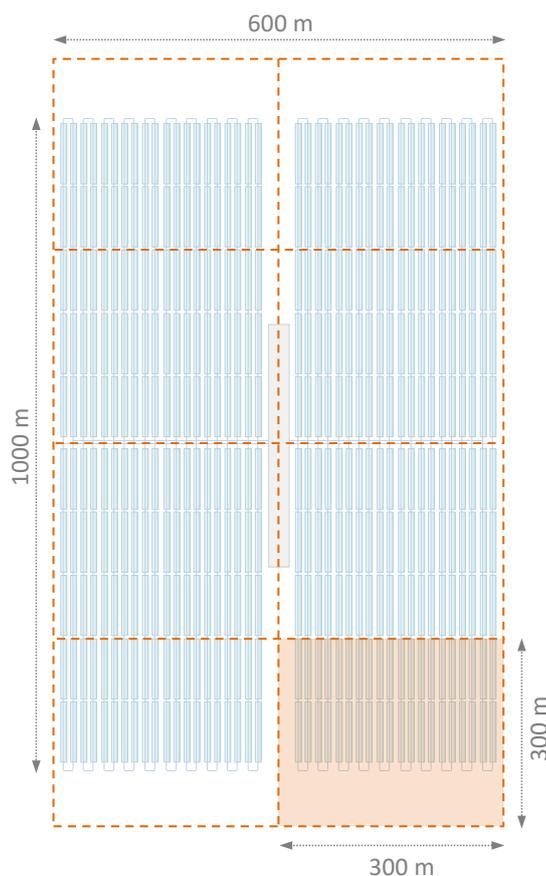
Según el enfoque concreto adoptado al considerar valores de DNI no homogéneos a lo largo del campo solar, se van a utilizar tres modelos diferentes para simular la central GDV, uno con un valor medio de DNI y dos con distribución espacial:

- **Con un valor medio de DNI para todo el campo:** el modelo, igual al descrito en la sección 4.1, utiliza como dato de entrada un valor promediado en todo el campo solar de la irradiancia normal directa para cada paso temporal. Como consecuencia, las variables del circuito son las mismas para cada subcampo y solo se requiere un único modelo de lazo de captadores para toda la central, cuyos resultados se replicarán para todos los subcampos. Este es el enfoque aplicado normalmente en un modelo de simulación cuando solo se tienen disponibles valores medios de radiación solar para todo el campo. Este modelo se utilizará para realizar tanto simulaciones diarias como anuales de la central GDV. Los resultados del mismo permitirán una estimación de la incertidumbre en términos de producción eléctrica anual por el uso de un valor medio de DNI comparada con modelos con valores de DNI distribuidos espacialmente.
- **Con distribución espacial de los valores de DNI:** el campo solar se subdivide en varias secciones a las que se asigna cada uno de los valores de DNI distribuidos espacialmente para evaluar la energía solar incidente sobre los captadores solares. Dado que existen sistemas de predicción meteorológica teóricamente capaces de anticipar la evolución de la radiación solar sobre el campo, estos valores distribuidos de DNI

podrían estar disponibles para mejorar el control y la operación de la central GDV. Con el fin de evaluar el impacto y las ventajas de utilizar mapas de radiación, se han desarrollado dos versiones diferentes de este modelo, dependiendo de si los valores de DNI distribuidos se aplican solo para el cálculo de la energía disponible o también para propósitos de control:

- Con 8 valores de DNI para el cálculo de la energía en los captadores solares y **1 valor medio de DNI para el sistema de control.**
- Con 8 valores de DNI para el cálculo de la energía en los captadores solares y **4 valores de DNI para el sistema de control**, considerando valores medios entre Norte y Sur para cada subcampo.

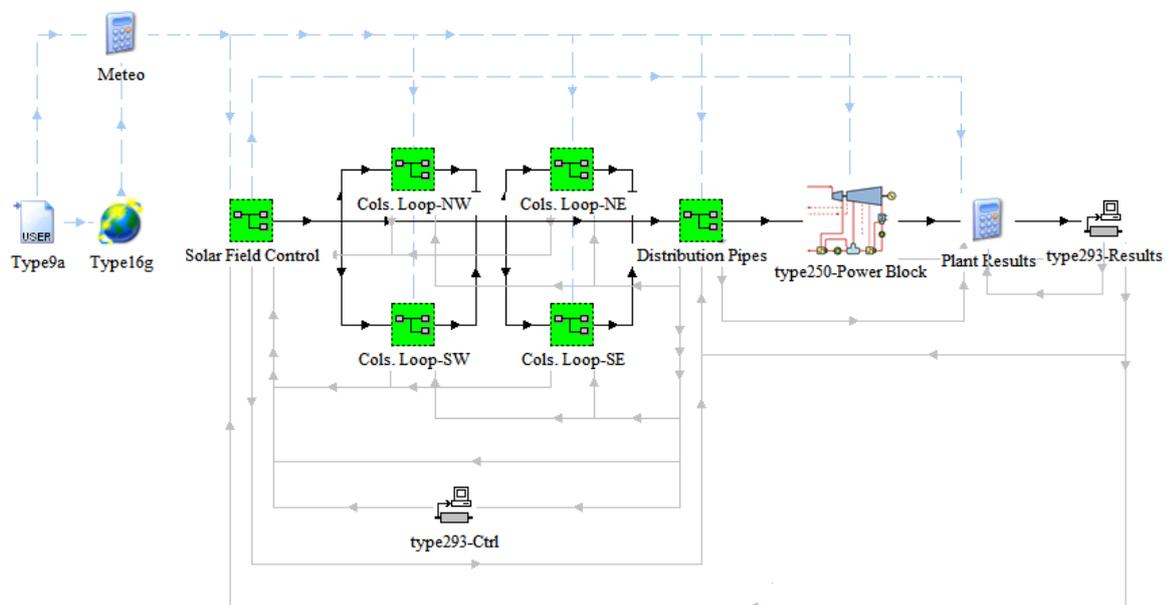
La distribución concreta a lo largo del campo solar de los 8 valores de DNI mencionados en los dos últimos modelos se representa en la Fig. 68, superpuesta sobre la disposición espacial prevista para la central. Dado que el área de terreno requerido por el campo solar son 1000 m de longitud por 600 m de anchura, y las dimensiones de cada píxel son 300 m por 300 m (ver el área sombreado en naranja en la Fig. 68), se necesitan 4 x 2 píxeles para cubrir el área completa de terreno. De esta manera, cada subcampo estará afectado por dos valores distintos de DNI, Norte y Sur.



**Figura 68. Disposición de la central GDV y distribución espacial en el campo solar de los valores de DNI**

La implementación en TRNSYS de cada uno de los tres enfoques se ha realizado a partir del modelo básico descrito en este capítulo. Como se ha dicho, el primer modelo de central, con un valor medio de DNI, es el mismo que el de las secciones 4.1 y 4.2, por lo que el diagrama TRNSYS correspondiente será entonces el de la Fig. 56.

Por otro lado, en los dos modelos con DNI distribuida a lo largo del campo, a diferencia del modelo con DNI media, las variables del circuito pueden tener valores diferentes para cada subcampo y, por tanto, serán necesarios tantos modelos de lazo de captadores como subcampos existan en la central, es decir, cuatro. El diagrama TRNSYS global de central GDV para los dos modelos con DNI distribuida por subcampos se muestra en la Fig. 69, donde pueden apreciarse cuatro macro-componentes diferenciados para los lazos de cada subcampo.



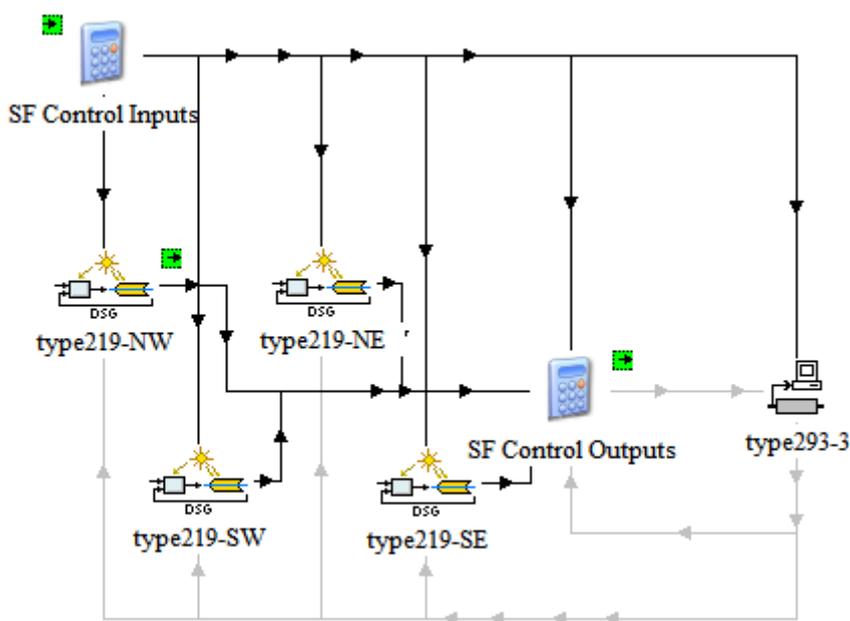
**Figura 69. Modelo TRNSYS global de central de GDV con valores de DNI distribuida por subcampos**

El modelo de lazo de captadores para cada subcampo en el caso de DNI distribuida será muy similar al de DNI media (ver Fig. 57), aunque el valor de DNI que sirve de entrada a cada captador deberá asignarse dependiendo de la posición del mismo. Es decir, si el captador está situado en el píxel superior del subcampo reflejado en la Fig. 68, le afectará el valor de radiación Norte correspondiente, y si se encuentra en el píxel inferior el valor a utilizar será el Sur. La asignación de los valores de DNI se realiza por medio de los editores de ecuaciones ('Meteo' del diagrama global de la Fig. 69 y 'Loop Input' del modelo de lazo de la Fig. 57) y de los conectores correspondientes.

En el caso de la versión del modelo de DNI distribuida con un solo valor de radiación para el sistema de control, solo se empleará un controlador de caudal común para todo el campo solar, que toma como entrada el promedio de los 8 valores de radiación. Así, el diagrama TRNSYS correspondiente al control del campo solar será el mismo que en el modelo con

DNI media, es decir, el de la Fig. 59. Por tanto, aunque en los 4 modelos de lazo se utilicen 8 valores distintos para calcular la energía incidente en los captadores, el valor de caudal será el mismo para todos los lazos del campo. Esto permitirá evaluar el efecto de la aparición de valores de radiación no homogéneos en el campo solar cuando el sistema de control no es consciente de esa variación espacial de la DNI.

Por otra parte, para analizar cómo podría mejorar la respuesta de la central si se empleara un sistema de control que tuviera en cuenta una distribución no homogénea de la radiación, se ha implementado otra versión del modelo de DNI distribuida pero considerando 4 valores de radiación para el sistema de control. Para ello se han incluido 4 controladores de caudal distintos en el subsistema ‘Solar Field Control’, mostrado en la Fig. 70, cada uno de ellos tomando como entrada el promedio entre los valores Norte y Sur de DNI del subcampo y las condiciones concretas del fluido en el lazo correspondiente. Como consecuencia, se utilizará un valor de caudal por lazo distinto para cada subcampo.



**Figura 70. Modelo TRNSYS del control del campo solar (‘Solar Field Control’) en la central GDV con valores de DNI distribuida por subcampos y 4 controladores de caudal**

Tanto en el modelo con DNI media como en los modelos con DNI distribuida, la estimación del caudal del lazo y del caudal de inyección se realiza por medio de un componente (type219) que implementa los mecanismos de realimentación y adelanto descritos en el apartado 2.5.3 para el modo un-solo-paso con inyección antes del último captador. De acuerdo con **Valenzuela et al. (2005)**, esta estrategia permite una regulación razonablemente buena de la temperatura del vapor a la salida del lazo de captadores. No obstante, dependiendo de los valores de referencia adoptados para el caudal de inyección, en algunas ocasiones pueden aparecer picos de temperatura no deseados a la salida del

penúltimo captador de cada lazo (captador #9), antes del inyector, suponiendo un riesgo de deformación o ruptura para los tubos receptores.

Con el fin de reducir los picos de temperatura, en los tres modelos se ha implementado un mecanismo adicional de limitación de caudal teniendo en cuenta las temperaturas en el campo solar. El caudal mínimo no será constante, sino que oscilará entre dos valores diferentes  $\dot{m}_{min,1}$  y  $\dot{m}_{min,2}$ , en kg/s, dependiendo de una función ponderada de la temperatura máxima en cada lazo,  $T_{max,loop}$  (°C), y de la temperatura de salida del campo solar,  $T_{out,SF}$  (°C), según la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{loop,min} = \dot{m}_{min,1} + (\dot{m}_{min,2} - \dot{m}_{min,1}) \frac{0,3 \cdot T_{max,loop} + 0,7 \cdot T_{out,SF} - T_{min,PB}}{T_{out,SF,ref} - T_{min,PB}} \quad (4.7)$$

En la ecuación 4.7,  $T_{min,PB}$  (°C) representa la temperatura mínima del vapor para operar el bloque de potencia y  $T_{out,SF,ref}$  (°C) es la temperatura nominal de salida del campo solar. Tanto la expresión como los coeficientes de ponderación para cada temperatura se han determinado a partir de pruebas del modelo utilizando días de ejemplo representativos.

Los valores específicos de los parámetros  $\dot{m}_{min,1}$  y  $\dot{m}_{min,2}$  afectan a la respuesta del campo ante situaciones transitorias de radiación. Por ejemplo, un valor muy bajo de caudal mínimo puede proporcionar un arranque más rápido del campo pero provocar picos de temperatura más acusados. Así, para optimizar los resultados de producción y evitar picos de temperatura estos parámetros deberían ajustarse según las condiciones de radiación solar en cada día concreto, que podrían conocerse con antelación. En este sentido, disponer de un sistema preciso de predicción meteorológica podría suponer una mejora tanto para la simulación como para la operación de una central GDV.

Finalmente, dado que el modelo de tuberías de distribución ('Distribution pipes'), reflejado en la Fig. 58, distingue entre ambas alas del campo e incluye componentes específicos para cada una de ellas, este subsistema será muy similar para los tres enfoques planteados.

### 4.3.2 Datos meteorológicos utilizados

En las simulaciones que se van a realizar en este apartado se van a utilizar, por un lado, datos meteorológicos de DNI distribuidos espacialmente para varios días de referencia y, por otro, datos meteorológicos anuales incluyendo valores de DNI media para todo el campo y temperatura ambiente. Tanto los datos diarios como los anuales tienen un paso temporal de 1 min y su emplazamiento corresponde a la Plataforma Solar de Almería.

Los datos seleccionados para las simulaciones diarias incluyen varios días nublados de verano de 2014 y de otoño de 2015. Estos datos se han obtenido mediante algoritmos

(Massip et al., 2015) a partir de un sistema de cámaras capaces de captar imágenes panorámicas de todo el cielo (“*All-Sky Imagers*”), instaladas en varios puntos de la PSA. Los mapas de DNI resultantes son matrices de 100 x 100 datos sintéticos con píxeles de 20 x 20 m y un paso temporal de 1 min, expresados en un sistema de coordenadas métricas locales centrado en el punto geográfico: (37,0939°N; 2,3590°W; 500 m). Dado que la distribución de DNI requerida por el modelo de central, reflejada en la Fig. 68, es de 4 x 2 píxeles para todo el campo, las matrices de 100 por 100 datos originales se han transformado en mapas de 4 x 2 valores de DNI por medio de una rutina de programación específica que calcula los valores promedio necesarios.

Los días de referencia para las simulaciones diarias se han escogido de tal manera que incluyan transitorios solares y una variabilidad significativa entre las distintas áreas del campo solar. Los meses seleccionados se deben a que, por una parte, en los datos disponibles no había días nublados apropiados entre enero y mayo. Por otra parte, dado que en los días nublados de invierno no se espera una producción eléctrica significativa, estos se han descartado para las simulaciones diarias. Como resultado, se han seleccionado 4 días de primavera/verano de 2014 y 6 días de otoño de 2015. La evolución diaria de la DNI media para estos días de referencia se representa en la Fig. 71.

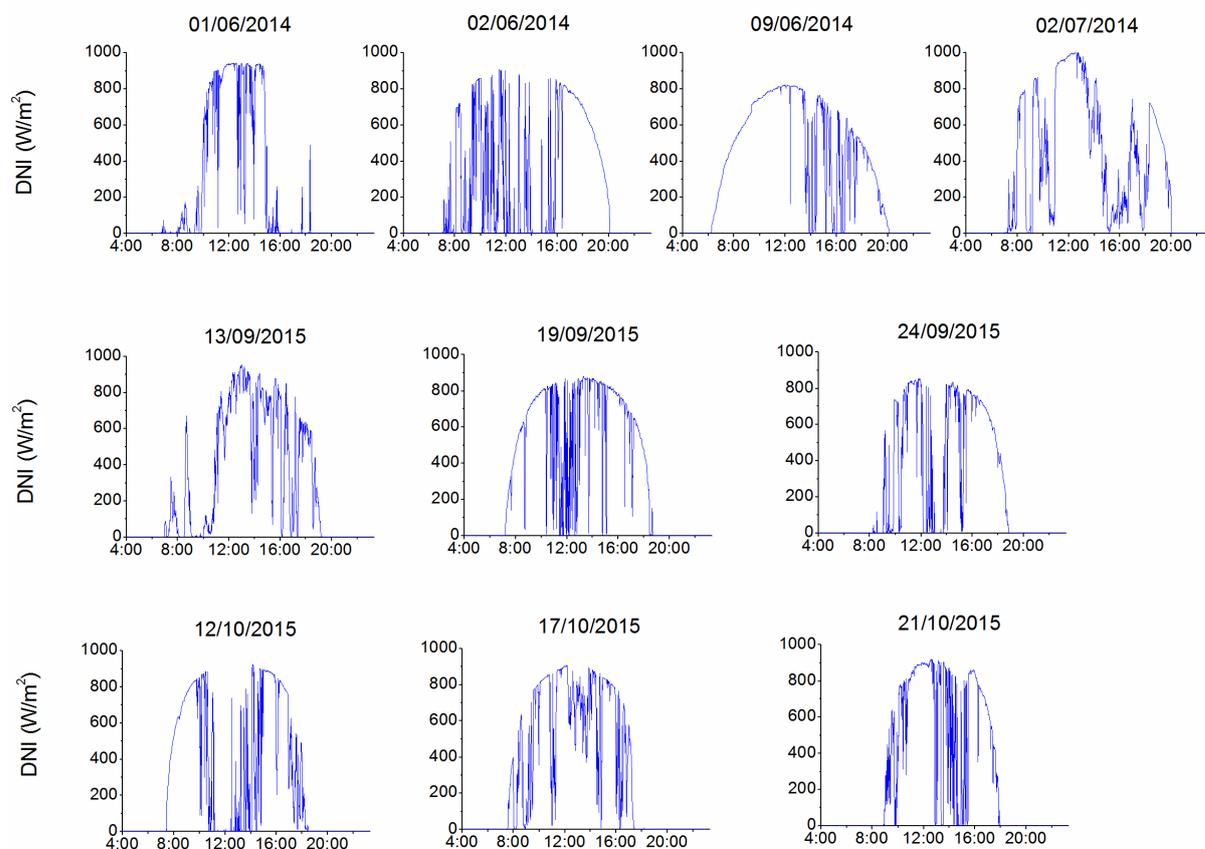


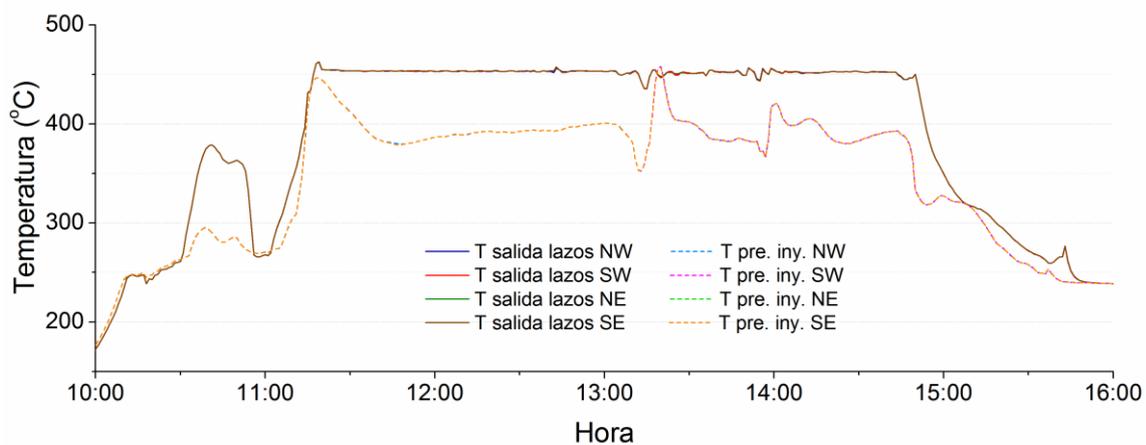
Figura 71. DNI media de los días de referencia seleccionados para las simulaciones diarias

Además de los mapas sintéticos de DNI distribuida espacialmente, se dispone de datos meteorológicos reales medidos en la PSA a lo largo de todos los años desde 2013 hasta 2015, incluyendo DNI media y temperatura ambiente, con un paso temporal de 1 min. Estos datos serán útiles para simulaciones anuales con el modelo de DNI media y también para incorporar los valores de temperatura ambiente requeridos en las simulaciones diarias.

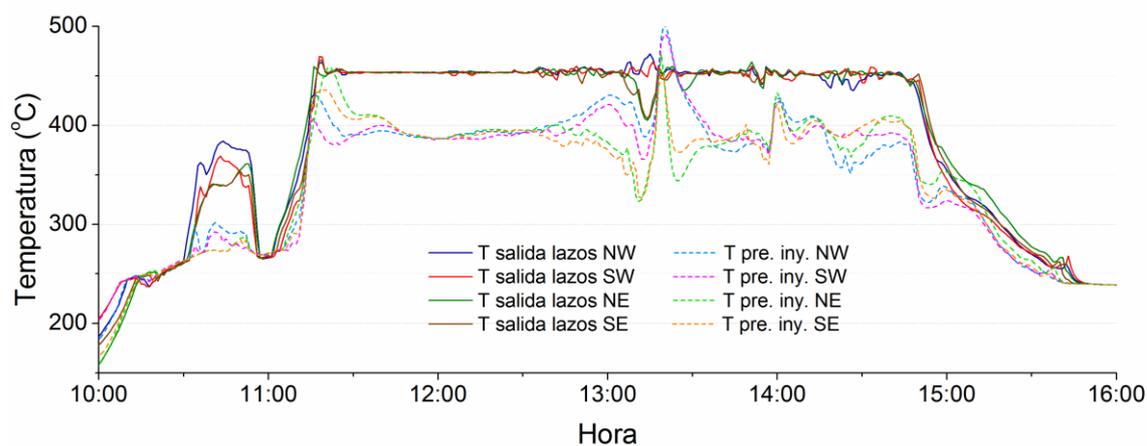
### 4.3.3 Resultados para días de referencia

Los tres modelos descritos en el apartado 4.3.1 se han aplicado para simular los 10 días de referencia seleccionados, obteniendo resultados de temperatura en el lazo de captadores para cada subcampo, temperatura de salida del campo solar y potencia eléctrica producida por la central. El paso temporal de la simulación es el mismo que el de los datos de entrada, 1 min.

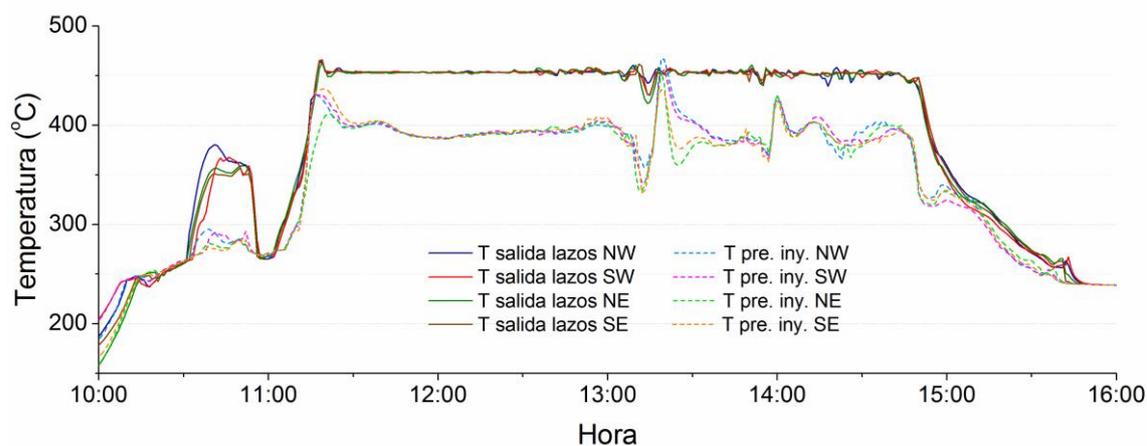
De entre los 10 días de referencia, se han escogido como ejemplos un día de primavera, el 1 de junio de 2014, y uno de otoño, el 17 de octubre de 2015, para mostrar gráficamente el comportamiento de cada modelo y analizar en detalle las particularidades del uso de valores de DNI distribuidos espacialmente. Así, en la Fig. 72 se representa la evolución de temperaturas a la salida del lazo y antes del inyector para cada subcampo en el 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos mencionados.



(a)



(b)



(c)

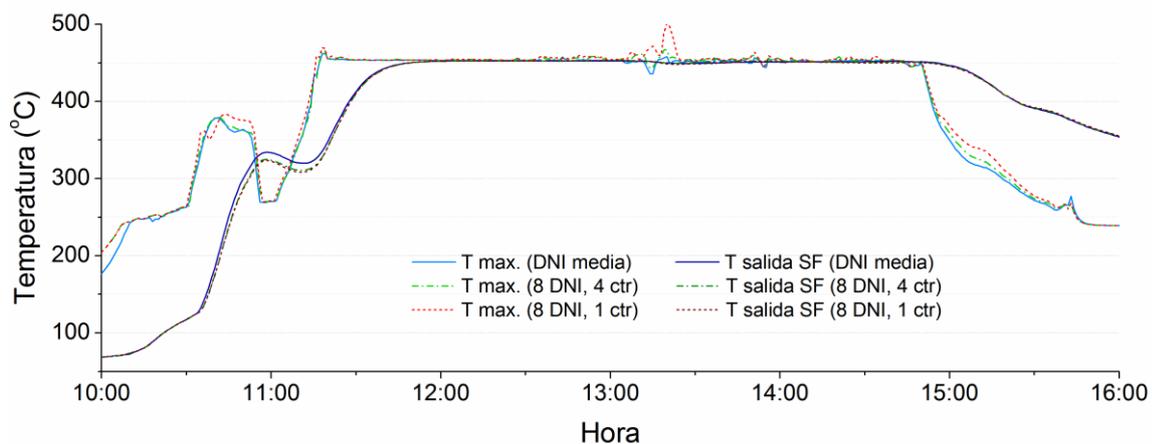
**Figura 72. Resultados de temperatura para cada subcampo a la salida del lazo y antes del inyector obtenidos de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media (a); 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio de DNI para control (b); 8 valores de DNI para captadores y 4 para control (c)**

Dado que el modelo con un valor medio de DNI aplica el mismo valor para la simulación de todos los subcampos, las temperaturas bien a la salida del lazo o bien antes del inyector son iguales para los cuatro subcampos y, por tanto, se observan solo dos líneas en la Fig. 72a.

Por otra parte, tanto la Fig. 72b como la 72c muestran líneas diferenciadas para los valores de temperatura obtenidos de cada subcampo, sobre todo si nos fijamos en las temperaturas antes del inyector, marcadas con trazo discontinuo. No obstante, la variabilidad de estas líneas es significativamente mayor en el caso de 1 valor de DNI para el control (Fig. 72b) que en el de 4 valores (Fig. 72c), lo cual supone una regulación más uniforme con valores distribuidos de radiación solar. Es más, se observa un pico importante de temperatura (de unos 50 °C) en la Fig. 72b a las 13:20 aproximadamente, alcanzándose temperaturas cercanas a los 500 °C. Estos efectos revelan los problemas relativos a la operación segura

de campos GDV con radiación solar no homogénea que podrían mejorarse aplicando valores de DNI distribuidos espacialmente para el control del caudal.

Con objeto de facilitar la visualización del comportamiento de los tres modelos en cuanto a condiciones de temperatura que podrían suponer riesgo para los tubos receptores, en la Fig. 73 se reúnen las temperaturas máximas alcanzadas en cualquier punto del lazo de captadores considerando los cuatro subcampos. Además, se incluyen también las temperaturas de salida del campo solar, antes de entrar en el bloque de potencia, para analizar si las condiciones del vapor son suficientes para alimentar la turbina y, por tanto, para producir electricidad.



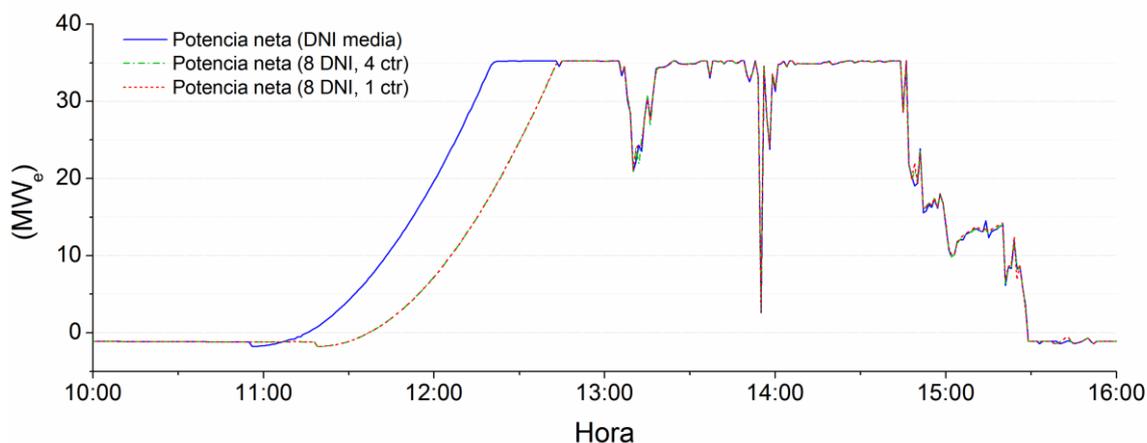
**Figura 73. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores y temperatura de salida del campo solar obtenidas de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control**

Los valores máximos representados en la Fig. 73 muestran el pico de temperatura explicado anteriormente para el modelo con 8 DNIs para captadores y 1 DNI media para el control. Como se mencionaba, este pico repentino puede conllevar posibles riesgos para los tubos receptores asociados al uso de valores medios de DNI para el control, que podrían reducirse con DNIs distribuidas espacialmente.

En la Fig. 73 se observa un retardo significativo entre las temperaturas del lazo y la temperatura de salida del campo solar debido a la inercia térmica inducida por las tuberías de distribución, que incorpora una cantidad importante de metal al circuito y, por tanto, suaviza la respuesta del campo solar en cuanto a la temperatura de salida.

Por otra parte, la Fig. 73 muestra que la temperatura de salida del campo solar en el proceso de arranque es mayor para el modelo de DNI media que para los de DNI distribuida. Es más, los valores de temperatura durante esas discrepancias están en torno al punto mínimo requerido (330 °C, según lo establecido en el apartado 4.1.1) para que el vapor se considere útil para la turbina. Esto lleva a que el bloque de potencia empiece a operar antes en el modelo con DNI media que en los modelos de DNI distribuida. Para analizar el impacto de

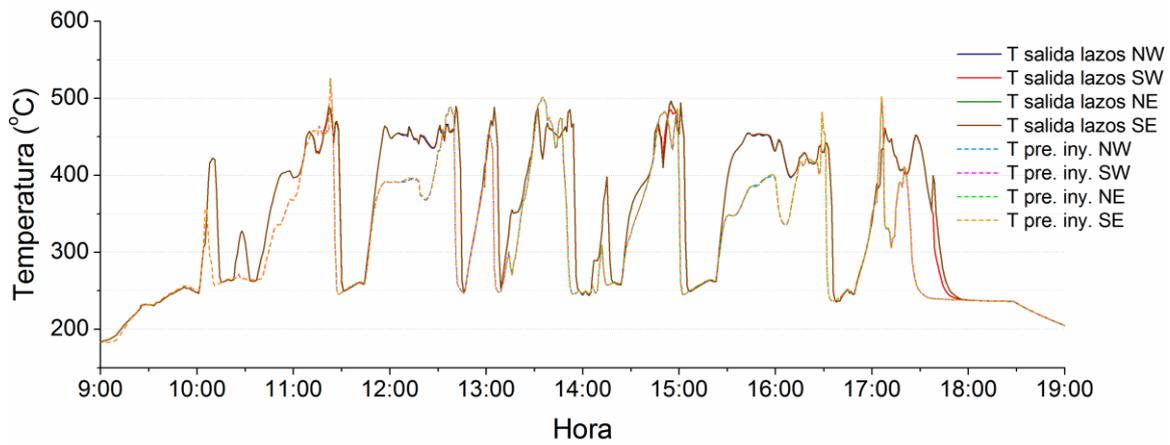
esta circunstancia sobre la producción, en la Fig. 74 se representa la potencia eléctrica neta generada por la central con cada modelo de simulación.



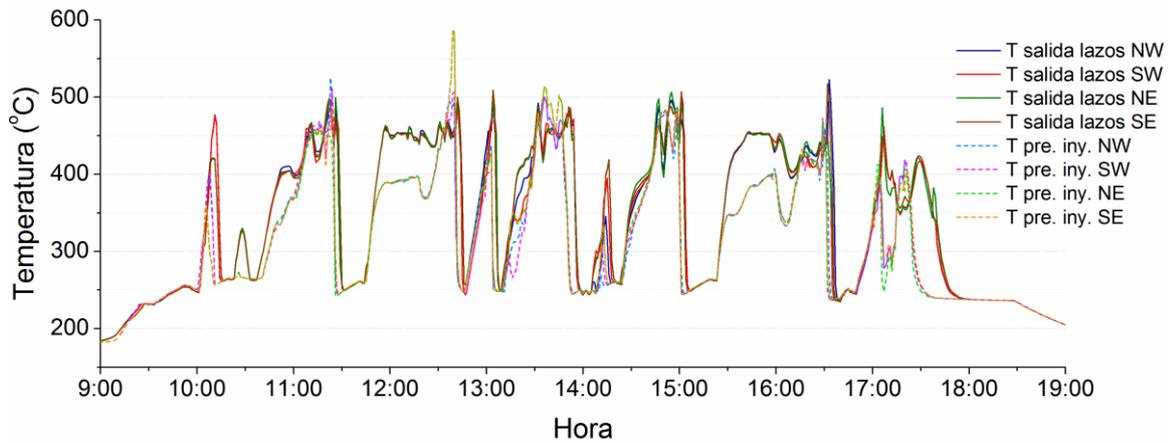
**Figura 74. Potencia eléctrica neta obtenida de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control**

Como se ve en la Fig. 74, el bloque de potencia comienza a operar a las 11:00 en el modelo con DNI media, mientras que con DNI distribuida la operación empieza alrededor de las 11:30. Teniendo en cuenta la curva de arranque explicada en el apartado 3.5 del capítulo anterior, esto significa que la producción eléctrica a potencia nominal se alcanza 30 minutos más tarde en los modelos con DNI distribuida, lo cual corresponde a 12,5 MWh<sub>e</sub> de diferencia en términos de energía eléctrica neta para este día. Esta cifra puede dar una idea de la incertidumbre máxima en cuanto a la producción eléctrica con modelos de DNI media en días nublados cuando intervienen condiciones críticas para la operación del bloque de potencia. No obstante, estas condiciones no se esperan todos los días. Por tanto, se realizará una estimación a lo largo del conjunto de días de referencia para analizar el impacto global de esta incertidumbre sobre la producción eléctrica anual.

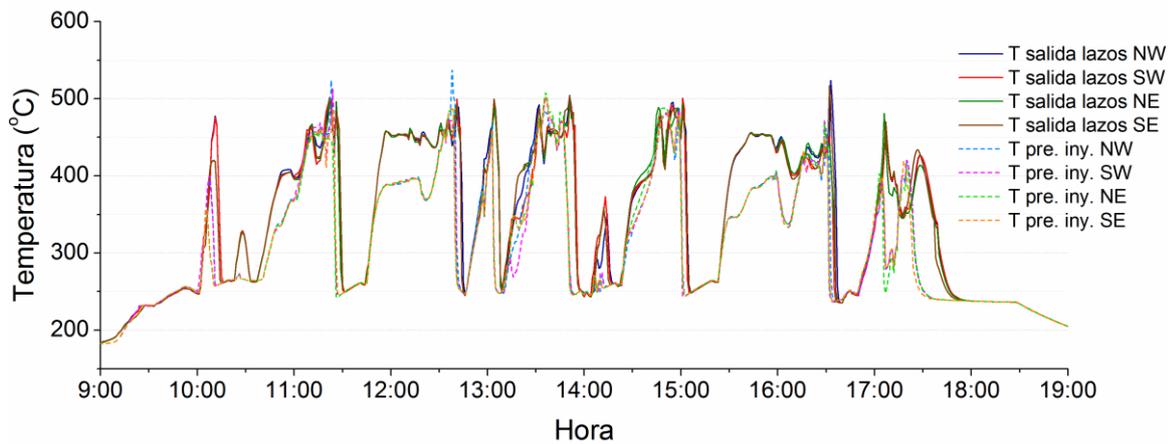
De la misma manera que para el día de verano, en la Fig. 75 se muestra la evolución de temperaturas a la salida del lazo y antes del inyector para cada subcampo de la simulación del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos.



(a)



(b)

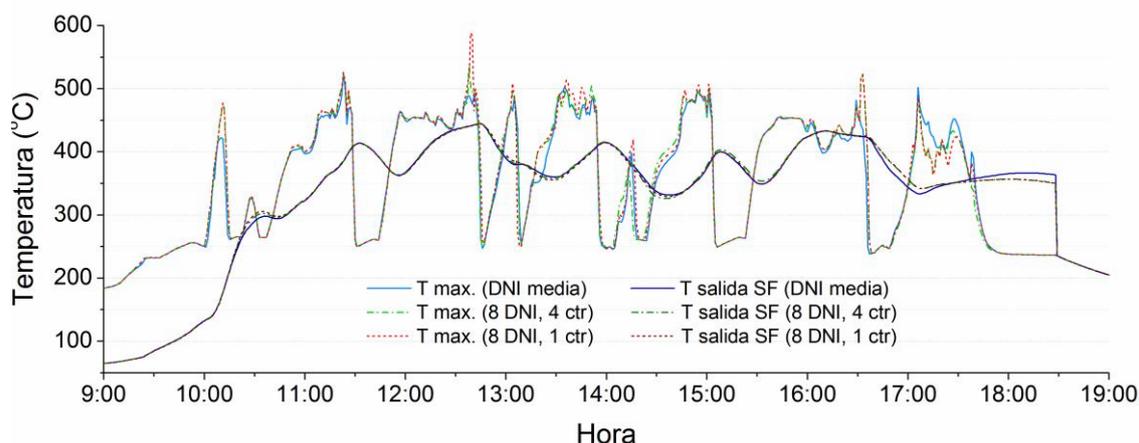


(c)

**Figura 75. Resultados de temperatura para cada subcampo a la salida del lazo y antes del inyector obtenidos de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media (a); 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio de DNI para control (b); 8 valores de DNI para captadores y 4 para control (c)**

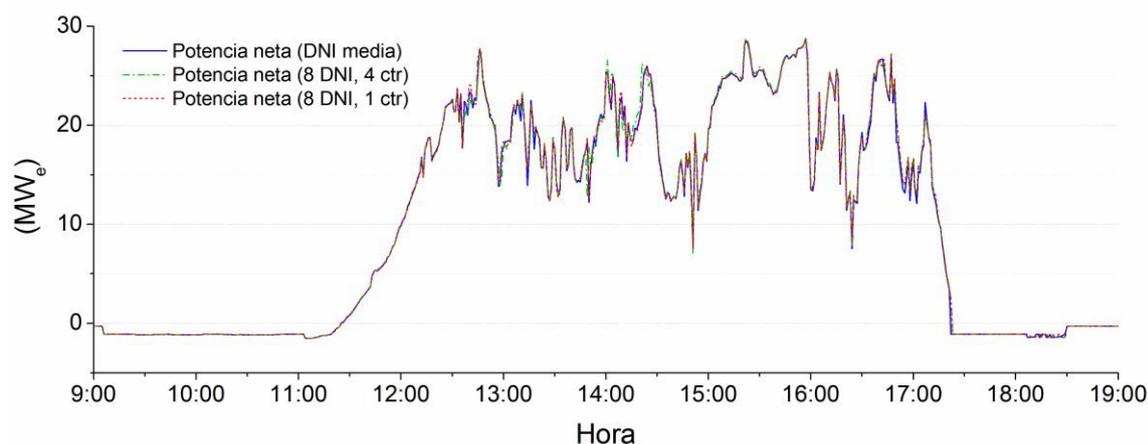
El comportamiento es similar al del día de verano si atendemos a la variabilidad de temperaturas en cada subcampo. En el caso del modelo con DNI media (Fig. 75a) las temperaturas son las mismas para los cuatro subcampos, mientras que en los modelos con DNI distribuida se observan líneas diferentes para cada uno. En general, se alcanzan mayores temperaturas en el caso con 1 valor medio de DNI para el control (Fig. 75b) que con 4 valores (Fig. 75c). Es más, con 8 DNIs y 1 controlador (Fig. 75b) aparece un pico de temperatura de 140 °C a las 12:35, provocando una temperatura máxima de 590 °C, mientras que con 4 controladores (Fig. 75c) la temperatura más alta se mantiene en torno a 540 °C.

Este efecto puede observarse mejor en el gráfico resumen de la Fig. 76, que muestra las temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores y las temperaturas de salida del campo solar para los tres modelos. Las elevadas temperaturas máximas que aparecen con 1 sola DNI para el controlador suponen un alto riesgo para los tubos receptores y podrían ser inaceptables, por lo que en esos días sería muy aconsejable el uso de valores de DNI distribuidos en el sistema de control.



**Figura 76. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores y temperatura de salida del campo solar obtenidas de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control**

En este caso, la temperatura de salida del campo solar observada en la Fig. 76 es muy similar para los tres modelos. Finalmente, en la Fig. 77 se muestran los resultados de potencia eléctrica neta obtenidos de la simulación para el 17 de octubre de 2015 utilizando los tres modelos propuestos.



**Figura 77. Potencia eléctrica neta obtenida de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control**

La evolución de la electricidad neta producida es, en este caso, muy similar para los tres modelos ya que las diferencias en las condiciones del vapor a la salida del campo solar son muy pequeñas, tal como se aprecia en la Fig. 76, y no afectan a puntos críticos para la admisión a la turbina. Como resultado, la producción eléctrica para este día no presenta discrepancias significativas (menores del 1%) entre los tres modelos aplicados.

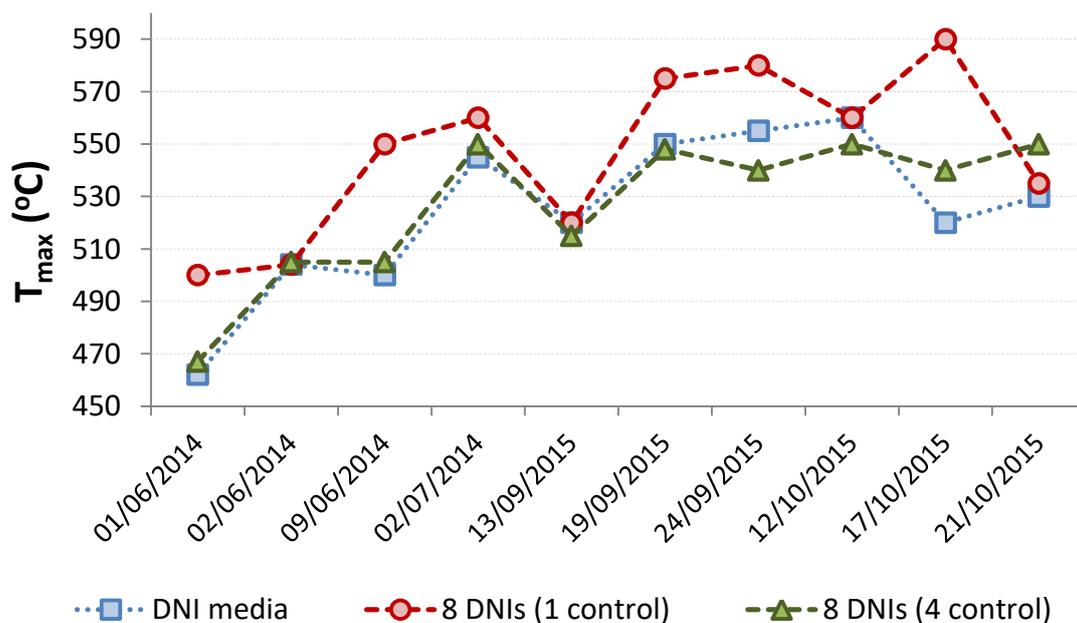
La Tabla 17 recoge los resultados de producción eléctrica neta y temperatura máxima alcanzada en lazos de captadores para los días de referencia indicados en el apartado 4.3.2, utilizando los tres modelos de simulación propuestos. También incluye los parámetros de caudal  $\dot{m}_{min,1}$  y  $\dot{m}_{min,2}$  aplicados en cada caso para el esquema de control descrito por la ecuación 4.7.

**Tabla 17. Resultados principales de producción eléctrica neta y temperatura máxima para los días de referencia utilizando los tres modelos de simulación, incluyendo parámetros de caudal mínimo**

Fecha			DNI media		8 DNIs (1 control)		8 DNIs (4 control)	
	$\dot{m}_{min,1}$ (kg/s)	$\dot{m}_{min,2}$ (kg/s)	$W_{net}$ (kWh <sub>e</sub> )	$T_{max}$ (°C)	$W_{net}$ (kWh <sub>e</sub> )	$T_{max}$ (°C)	$W_{net}$ (kWh <sub>e</sub> )	$T_{max}$ (°C)
01/06/2014	0,5	0,8	96699	462	84299	500	84167	467
02/06/2014	0,6	0,9	54726	504	49705	504	49793	505
09/06/2014	0,6	0,9	193866	500	194523	550	194905	505
02/07/2014	0,7	1	121432	545	125788	560	128290	550
13/09/2015	0,6	0,9	110882	520	108027	520	109611	515
19/09/2015	0,65	0,9	158356	550	159436	575	158110	548
24/09/2015	0,5	0,8	74514	555	75134	580	74997	540
12/10/2015	0,5	0,8	53283	560	55358	560	56000	550
17/10/2015	0,5	0,8	97438	520	98000	590	98107	540
21/10/2015	0,5	0,8	50202	530	37738	535	40548	550

Los valores mínimos de caudal másico  $\dot{m}_{min,1}$  y  $\dot{m}_{min,2}$  indicados en la Tabla 17 se han establecido de tal manera que la temperatura máxima en los tubos receptores no supere los 550 °C para el modelo con 8 valores de DNI para cálculos de captadores y 4 valores para el sistema de control.

Con objeto de comparar el comportamiento de los tres modelos, en la Fig. 78 se representan gráficamente los valores de la Tabla 17 relativos a las temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores para los días de referencia seleccionados.



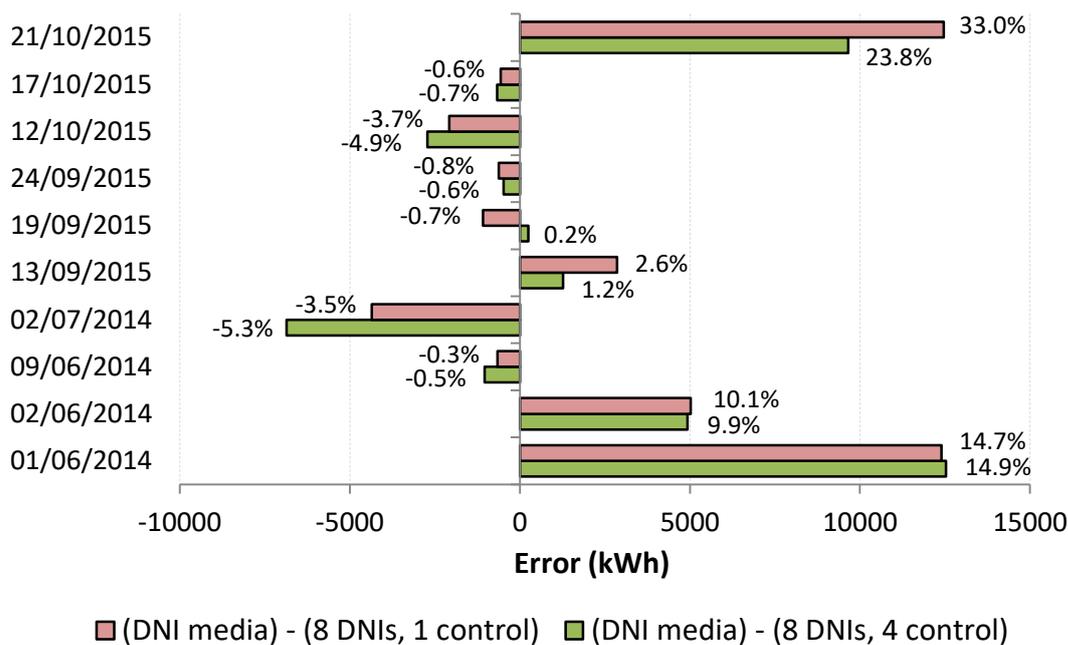
**Figura 78. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores para los días de referencia seleccionados aplicando los tres modelos de simulación: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control**

Tal como se esperaba, la Fig. 78 muestra que en la mayoría de los casos las temperaturas máximas obtenidas con 8 DNIs y 1 valor medio para el sistema de control son significativamente mayores que con 4 valores de DNI para el control. Es más, en tres de esos días las temperaturas superan los valores aceptables (mayores que 570 °C) para los tubos receptores previstos, representando un alto riesgo de ruptura o deformación. Como conclusión, el uso de valores de DNI distribuidos espacialmente para la regulación de caudal puede ser recomendable como una solución apropiada para reducir picos de temperatura y, por tanto, evitar riesgos para los tubos receptores en campos solares con GDV en captadores cilindroparabólicos.

En los días de la Fig. 78 aparecen casos en los que prácticamente coinciden las temperaturas máximas. Esto se debe a que algunos de los días seleccionados no presentan mucha variabilidad espacial de la DNI o a que las diferencias se dan en momentos poco críticos para el control, lo que evita que aparezcan grandes discrepancias entre las temperaturas máximas de los tres modelos. En la Fig. 73, por ejemplo, si no hubiera existido un

transitorio solar a las 13:20, la temperatura máxima del día 1 de junio de 2014 habría resultado muy similar para los tres casos.

En la Fig. 79 se representan, por otra parte, las diferencias en producción eléctrica diaria entre el modelo con un valor medio de DNI y los modelos con valores de DNI distribuidos, bien aplicando 1 valor para el sistema de control o 4 valores. Se incluyen también los errores relativos, en porcentaje, referidos al resultado correspondiente para cada día del modelo de DNI distribuida.



**Figura 79. Diferencias en producción eléctrica entre los resultados del modelo con DNI media y los de los modelos con DNI distribuida espacialmente con 1 o 4 valores de DNI para control, incluyendo errores relativos referidos al modelo con DNI distribuida para cada día de referencia**

Si se observan los resultados de la Fig. 79, debe resaltarse en primer lugar que la desviación en la producción eléctrica entre el modelo con DNI media y los modelos con DNI distribuida puede ser positiva o negativa. Esto significa que algunos días el modelo con DNI media da como resultado más electricidad que los modelos con DNI distribuida y otros días, por el contrario, da menos producción. No obstante, en la mayoría de los casos la cantidad diaria de esas diferencias, siempre menor que 13 MWh<sub>e</sub> en valor absoluto, es bastante similar para los dos modelos con DNI distribuida. Esto podría suponer que, aparte de las ventajas anteriormente mencionadas en cuanto a seguridad de los tubos receptores, no se esperen grandes diferencias en la producción eléctrica por el uso de valores distribuidos de DNI para la regulación del caudal.

En cuanto a la aplicación de sistemas de predicción de la DNI mencionados en el apartado 4.3.1, algunos de estos sistemas permiten conocer con unas horas de antelación el nivel aproximado de radiación solar (Hirsch et al, 2014). Esto puede resultar útil para determinar

el caudal mínimo apropiado dependiendo del perfil concreto previsto de transitorios solares (ver Fig. 71), con el fin de evitar temperaturas peligrosas para los tubos receptores. Además, si fuéramos capaces de saber con antelación si la radiación solar será capaz o no de arrancar la turbina, en este último caso podría detenerse la circulación del fluido y reducirse así los consumos por bombeo, aumentando la producción eléctrica neta. Por ejemplo, de acuerdo con la simulación realizada con el modelo de DNI media, el día 1 de junio de 2014 las bombas de agua podrían haberse parado a las 18:00, en lugar de mantener un caudal mínimo, y de esta manera se habrían ahorrado alrededor de 5 MWh<sub>e</sub> en consumos eléctricos por bombeo del fluido.

#### **4.3.4 Incertidumbre asociada a modelos con un valor medio de radiación**

Dado que la mayor parte de los modelos de simulación para GDV en captadores cilindroparábolicos aplican un valor medio de la DNI para el campo solar completo, la producción eléctrica obtenida de esos modelos conlleva una incertidumbre asociada al uso de irradiancia solar homogénea en lugar de valores de DNI reales con distribución espacial. En este sentido, se puede estimar una incertidumbre global en términos de producción eléctrica a partir de las diferencias diarias obtenidas en el apartado anterior entre modelos con DNI media o distribuida. Para ello, estos resultados se combinarán además con simulaciones anuales utilizando el modelo de DNI media.

La metodología aplicada para determinar un valor global de incertidumbre en la producción eléctrica anual consta de los siguientes pasos:

- A partir de los resultados obtenidos con los días de referencia, determinar un valor medio de incertidumbre esperada en los resultados de energía eléctrica para días nublados con producción eléctrica significativa. Esta estimación se basará en los resultados del modelo de DNI media comparándolos con los modelos de DNI distribuida, que se supone que proporcionan resultados más cercanos a la realidad.
- Realizar simulaciones anuales con el modelo de DNI media utilizando datos meteorológicos medidos en la PSA de años completos desde 2013 hasta 2015, contando también el número de días nublados con producción eléctrica significativa.
- Aplicar el valor medio de incertidumbre diaria al número de días nublados que se han visto afectados para estimar una incertidumbre global en la producción eléctrica anual para cada año simulado.
- Obtener un valor global de incertidumbre en la producción anual haciendo un promedio de los años considerados.

Suponiendo que las incertidumbres obtenidas a partir de los días de referencia escogidos son estadísticamente independientes entre sí, y asumiendo una distribución normal de

probabilidad, puede estimarse un valor medio de la incertidumbre aplicando la siguiente expresión:

$$U_{day}(\bar{W}_{net}) = \frac{2}{N_{ref\_days}} \sqrt{\sum_{j=1}^{N_{ref\_days}} \Delta W_{net,j}^2} \quad (4.8)$$

En la ecuación 4.8,  $\Delta W_{net,j}$  (kWh<sub>e</sub>) representa las diferencias diarias entre los resultados de producción obtenidos con los dos modelos, DNI media o distribuida, y  $N_{cloudy\_days}$  es el número de días de referencia a considerar. Esta expresión representa la incertidumbre expandida tomando un factor de cobertura  $k = 2$ , que corresponde a un nivel de confianza de alrededor del 95% cuando se considera una distribución normal de probabilidad.

Si aplicamos los datos de la Tabla 17 correspondientes al modelo con 8 valores de DNI para cálculos de captadores solares y 1 valor medio de DNI para el sistema de control, que es el que presenta mayores diferencias de producción, la incertidumbre media diaria obtenida con la ecuación 4.8 sería  $U_{day}(\bar{W}_{net}) = 3837$  kWh<sub>e</sub> por día.

El siguiente paso de la metodología propuesta es realizar simulaciones anuales utilizando el modelo de DNI media con datos meteorológicos de los años a considerar. Una vez obtenida la producción eléctrica anual,  $W_{net}$  (MWh<sub>e</sub>), la incertidumbre asociada a ese valor puede estimarse a partir del número de días nublados (es decir, con transitorios nubosos relevantes) en ese año con producción significativa (más de 1 MWh<sub>e</sub>/día de energía eléctrica),  $N_{cloudy\_days}$ :

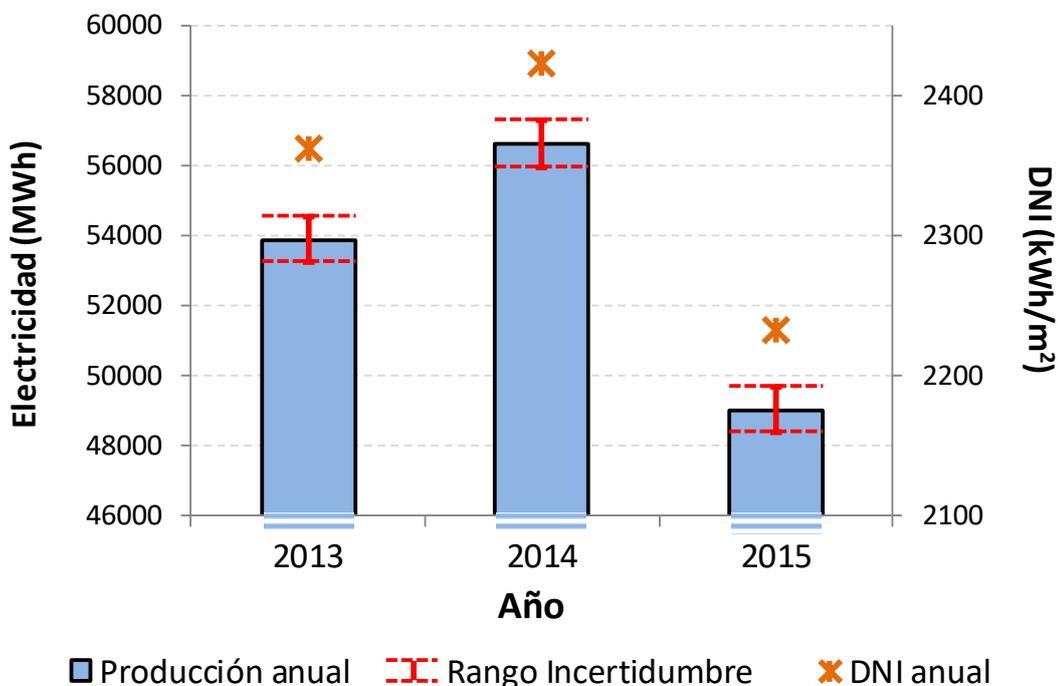
$$U_{year}(W_{net}) = N_{cloudy\_days} \cdot U_{day}(\bar{W}_{net}) \quad (4.9)$$

Así, en la Tabla 18 se recogen los resultados de producción eléctrica neta obtenidos del modelo de DNI media para los tres años simulados, el número de días nublados con producción significativa y la incertidumbre calculada de acuerdo con las expresiones definidas anteriormente, incluyendo también la DNI acumulada anual para cada año.

**Tabla 18. Resultados de DNI anual acumulada, producción eléctrica neta, número de días nublados con producción significativa e incertidumbre asociada, absoluta y relativa, para los tres años analizados**

Año	DNI (kWh/m <sup>2</sup> )	$W_{net}$ (kWh <sub>e</sub> )	$N_{cloudy\_days}$	$U(W_{net})$ (MWh <sub>e</sub> )	$U(W_{net})/W_{net}$ (%)
2013	2362,7	53881	165	633,1	1,18
2014	2422,9	56622	172	660,0	1,17
2015	2232,1	49005	167	640,8	1,31

En la Fig. 80 se representa gráficamente la producción anual indicada en la Tabla 18, incorporando el rango de incertidumbre obtenido en cada resultado por medio de líneas rojas discontinuas, para apreciar el impacto en la predicción. Además, en el mismo gráfico se incluyen los valores de DNI anual acumulada para reflejar la correlación entre energía solar y producción eléctrica.



**Figura 80. Producción eléctrica neta anual desde 2013 hasta 2015 incluyendo rango de incertidumbre y DNI anual acumulada**

Por último, la metodología descrita en este apartado permite la estimación de un valor de incertidumbre global asociada a la consideración de valores de DNI homogéneos en el campo solar en términos de producción eléctrica anual obtenida con modelos de DNI media. Este valor global se ha determinado promediando las incertidumbres anuales  $U_{year}(W_{net})$  tomadas de la Tabla 18, dando como resultado un valor  $U_{year}(\bar{W}_{net}) = 644,6 \text{ MWh}_e$ , lo cual representa aproximadamente el 1,2% de la producción anual media para los tres años analizados.

### 4.4 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha definido una central termosolar típica con generación directa de vapor en captadores cilindroparabólicos y se ha descrito un modelo en el entorno TRNSYS capaz de simular su comportamiento a lo largo de un año. La central está compuesta por un campo solar con 40 lazos de 1000 m de captadores orientados en la dirección Norte-Sur, con 10 captadores de 100 m de longitud por lazo, y por un bloque de potencia basado en un ciclo

Rankine de vapor de 38,5 MWe. La configuración considerada para el proceso GDV en los lazos de captadores es el modo un-solo-paso (once-through) con inyección antes del último captador.

El modelo TRNSYS de central se ha utilizado para analizar algunos aspectos operativos que resultan de interés para la tecnología GDV en cilindroparabólicos. En primer lugar, se han planteado distintas estrategias para la regulación de la presión del vapor en el campo solar: presión fija y presión deslizante, esta última con dos versiones, presión constante o variable en el condensador. En segundo lugar, dada la gran sensibilidad esperada de este tipo de centrales a cambios bruscos en la radiación solar, se ha analizado también el impacto de aplicar condiciones de radiación no homogéneas en el campo solar. Para estudiar este efecto se han utilizado tres modelos diferentes: con un valor medio de DNI, con valores distribuidos de DNI para los captadores solares pero solo un valor medio para el sistema de control y con valores distribuidos tanto para los captadores solares como para el sistema de control. Estos modelos se han aplicado para simular días de referencia en los que la distribución espacial se consideraba particularmente interesante para analizar el comportamiento de centrales GDV.

El análisis preliminar del bloque de potencia a cargas parciales da como resultado un mejor rendimiento para las estrategias de presión deslizante que para presión fija. Es más, según los resultados de la simulación anual, el uso de estrategias de presión deslizante en centrales GDV no solo mejoraría la eficiencia del bloque de potencia, sino que también proporcionaría un mayor rendimiento del campo solar que la presión fija, debido a la menor temperatura media del campo, que implica una mayor cantidad de energía térmica útil. Como consecuencia, las diferencias en cuanto a producción eléctrica neta anual (un 6,55% para presión constante en el condensador o un 7,85% para presión variable) sugieren que el uso de estrategias de presión deslizante puede ser una manera eficaz de mejorar el rendimiento de las centrales GDV.

Dado que las suposiciones tomadas para el bloque de potencia pueden aplicarse también a mayores capacidades de turbina, y que la energía térmica obtenida del campo solar es aproximadamente proporcional al número de lazos de captadores, los resultados de la comparativa podrían probablemente extrapolarse a centrales GDV mayores, con potencias entre 50 y 100 MWe. Así, las diferencias relativas entre estrategias de regulación para tamaños mayores de planta serían similares a las obtenidas en este capítulo, aunque esta afirmación requeriría de estudios específicos para poder dar datos precisos. Por otra parte, el comportamiento a cargas parciales de cada turbina concreta puede afectar enormemente a los resultados, sobre todo el método aplicado para regular el caudal de entrada de turbina en estrategias de presión fija. Por tanto, las conclusiones de la comparativa son solo teóricas y requerirán de pruebas experimentales obtenidas de ensayos en plantas GDV reales.

Por otro lado, el uso de un valor medio de DNI conlleva dos problemas principales de cara a la simulación y el control de centrales GDV: la incertidumbre en la predicción de

producción eléctrica asociada a aplicar valores homogéneos de DNI en vez de distribuidos y el riesgo de deformación o ruptura de los tubos receptores debido a los picos de temperatura que pueden aparecer por el empleo de valores imprecisos de radiación solar.

Para abordar estos problemas puede ser de gran ayuda la utilización tanto de valores de DNI distribuidos espacialmente como de sistemas de predicción de la radiación solar. Además, el uso de estrategias de control basadas en la regulación de caudal de acuerdo con la radiación solar puede reducir el riesgo de temperaturas excesivas en los tubos receptores. En este sentido, se ha propuesto un método para establecer un caudal mínimo dependiendo de las temperaturas en el campo. De cara a estudios futuros, sería interesante definir y ensayar estrategias de control más sofisticadas para reducir picos de temperatura, mejorando al mismo tiempo el rendimiento de la planta. Por otra parte, podrían aplicarse sistemas de predicción de la DNI para mejorar la operación de la central en ciertas situaciones. Por ejemplo, los consumos eléctricos por bombeo podrían reducirse deteniendo la circulación del fluido cuando las condiciones de radiación esperadas no permitan producir suficiente energía eléctrica.

Por último, se ha realizado una evaluación preliminar del impacto global de la aparición de valores de DNI distribuidos espacialmente en la producción eléctrica obtenida con modelos de central GDV que utilizan un promedio de la DNI. A partir de este análisis, podría esperarse una incertidumbre aproximada del 1,2% de la producción eléctrica anual en modelos con DNI media.



## Capítulo 5. Optimización tecno-económica de centrales de generación directa de vapor

La optimización de una central de generación directa de vapor consiste en determinar qué parámetros y configuraciones permiten obtener los resultados más favorables teniendo en cuenta criterios tanto técnicos como económicos. En trabajos anteriores se ha tratado de optimizar esta tecnología, pero normalmente empleando modelos estacionarios (**García-Casals, 2000; Montes et al., 2009a; Eck et al., 2008a; Feldhoff et al., 2010, 2012; Elsafi, 2015b**) o centrándose en subsistemas individuales de la central (**Hirsch y Khenissi, 2014**). Sin embargo, todavía no se han optimizado convenientemente los parámetros y configuración de una central GDV considerando todos los subsistemas y teniendo en cuenta el efecto de condiciones transitorias en la producción final.

Como se ha visto en los capítulos previos, en los últimos años se han planteado y estudiado varios esquemas de configuración para el lazo de captadores (como los modos de operación en un solo paso, inyección y recirculación) y para el campo solar, con el fin de aprovechar mejor las ventajas de la tecnología GDV y así optimizar sus resultados. También existen varias propuestas en cuanto a la integración del campo solar y el bloque de potencia que podrían proporcionar una mejora en el rendimiento o las condiciones de trabajo.

La optimización adecuada de una central solar GDV requiere no solo del análisis en el punto de diseño, sino también de la previsión de su comportamiento a lo largo de un período de tiempo significativo, teniendo en cuenta el emplazamiento y los datos meteorológicos del mismo. Para ello es preciso contar con herramientas de simulación que sean capaces de tener en cuenta el comportamiento del sistema en condiciones transitorias que pueden producirse durante arranques, paradas y paso de nubes. El modelo de central GDV descrito en los capítulos anteriores, además del enfoque cuasidinámico, permite la flexibilidad necesaria para modificar los parámetros y configuración de este tipo de central.

Por otra parte, para optimizar algunas características de una central termosolar se requiere no solo una evaluación de la producción eléctrica o del rendimiento, sino también la estimación de resultados económicos como el coste de inversión o de la electricidad.

En este capítulo se abordará la optimización global de centrales termosolares GDV con captadores cilindroparábolicos mediante la simulación de su comportamiento anual, aplicando varias configuraciones del campo solar y el bloque de potencia, a partir del modelo TRNSYS descrito en los capítulos anteriores. Así, se realizarán análisis de

sensibilidad atendiendo a diversos criterios como las condiciones de presión y temperatura del vapor, el número de captadores por lazo, el número de extracciones de turbina considerando ciclos sin recalentamiento o el tamaño del campo solar. También se analizará el uso de bloques de potencia con recalentamiento en distintas configuraciones. Finalmente, mediante un estudio económico preliminar se determinarán las opciones y parámetros para los que se puede esperar un coste de la electricidad más bajo de la tecnología GDV.

## ***5.1 Variación de las condiciones de presión y temperatura del vapor***

Una de las principales ventajas de la tecnología GDV en captadores cilindroparábolicos es que permite generar vapor a temperaturas superiores a las de las centrales termosolares convencionales con aceite térmico, lo cual incrementa el rendimiento del bloque de potencia. Los estudios realizados hasta la fecha (**Eck et al., 2008a; Feldhoff et al., 2010, 2012; Hirsch y Khenissi; 2014**) indican que aumentando las condiciones de presión y temperatura del vapor en centrales GDV se mejora el rendimiento global del sistema y se reduce el coste final de la electricidad, aunque también sugieren que puede existir un punto óptimo en esas condiciones. No obstante, la mayor parte de estos estudios se ha realizado para condiciones nominales de operación y/o empleando modelos estacionarios. Para confirmar esas hipótesis y optimizar el punto de trabajo, en esta sección se evalúa el rendimiento de centrales GDV al variar la presión y temperatura nominal del vapor a partir de los resultados de simulaciones anuales utilizando el modelo cuasidinámico desarrollado en esta tesis.

La central GDV considerada en este análisis es similar a la del capítulo 4, con un bloque de potencia de 38,5 MWe con tres extracciones de vapor (ciclo con regeneración) pero sin recalentamiento y un campo solar formado por 40 lazos de captadores EuroTrough-II de 100 m cada uno. Se analizarán dos configuraciones diferentes del lazo de captadores, en modo un-solo-paso (como en el capítulo 4) y en modo recirculación, incluyendo también en ambos esquemas inyección antes del último captador.

Para determinar qué rango de temperaturas y presiones incluir en el estudio, se debe atender a los límites operacionales de los componentes de captadores cilindroparábolicos proporcionados por la industria, así como a experiencias previas de instalaciones GDV en proyectos de investigación. Por una parte, los tubos receptores para captadores cilindroparábolicos disponibles actualmente para fluidos innovadores (**Matino y Maccari, 2015; Feldhoff et al., 2014**) cuentan con recubrimientos selectivos capaces de soportar temperaturas de hasta 550 °C. Por otro lado, en el proyecto DISS (**Zarza et al., 2004**) y su continuación, DUKE (**Feldhoff et al., 2014; 2016**), se han ensayado componentes y condiciones de operación de un lazo GDV con temperaturas del vapor entre 400 y 500 °C

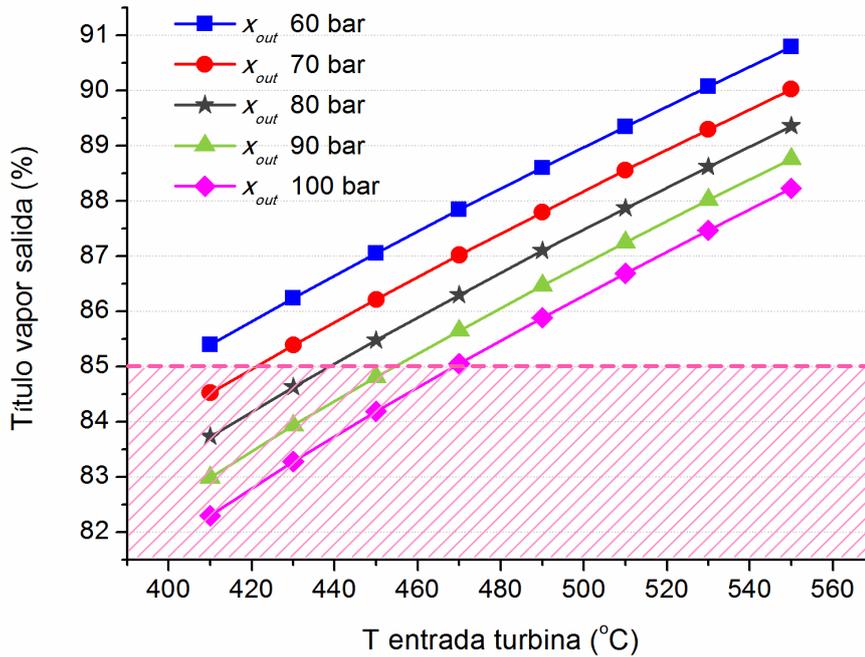
y presiones entre 30 y 110 bar. Entre las conclusiones del proyecto se indicaba que la operación a partir de los 100 bar de presión del vapor entrañaba diversas dificultades (Zarza et al., 2006) por el riesgo de fugas en partes móviles como válvulas y juntas rotativas. Teniendo en cuenta estas recomendaciones, en este estudio se variará la temperatura nominal del vapor de salida del campo solar entre 410 y 550 °C, en pasos de 20 K, y la presión entre 60 y 100 bar, en pasos de 10 bar.

Con el fin de evaluar de forma preliminar el comportamiento esperado de la central ante la variación de sus condiciones de presión y temperatura nominales, se va a realizar en primer lugar un análisis del bloque de potencia, que es común al modo un-solo-paso y recirculación, en el punto de diseño a lo largo del rango de valores definido. A continuación se evaluará el rendimiento del campo solar y del sistema completo, primero en el punto de diseño y después mediante simulaciones anuales, para cada una de las configuraciones GDV consideradas.

### **5.1.1 Análisis preliminar del bloque de potencia en condiciones nominales**

La configuración considerada para el bloque de potencia es la misma que la utilizada en el capítulo 4, un ciclo de vapor Rankine de 38,5 MWe de potencia bruta con 3 extracciones sin recalentamiento, aplicando los mismos parámetros de la Tabla 15. Por otra parte, el análisis en condiciones nominales se ha realizado mediante el componente TRNSYS que implementa el modelo de bloque de potencia descrito en el capítulo 3.

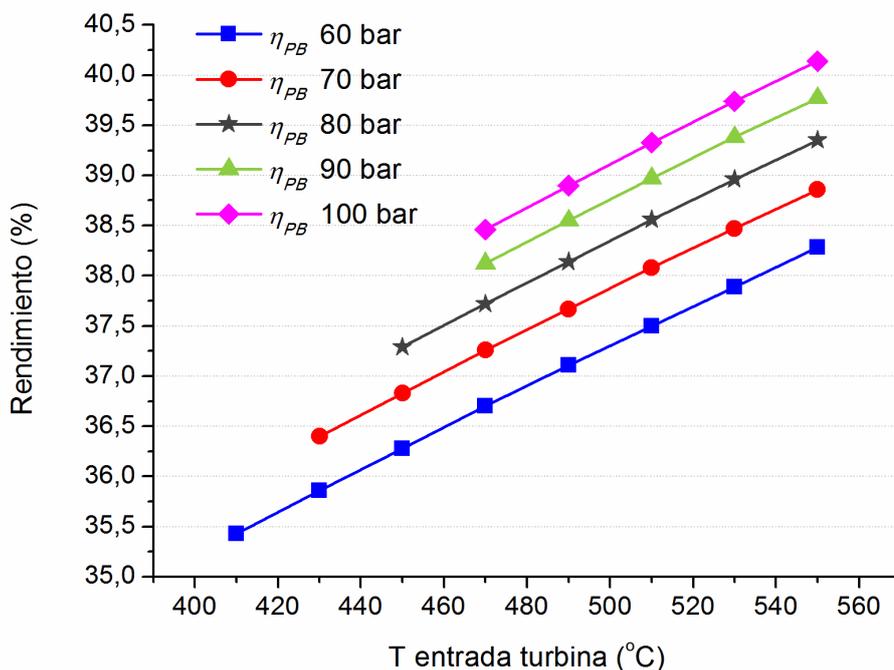
Tal como se menciona en el capítulo 3, para evitar daños en los álabes de la turbina se recomienda un título de vapor en condiciones nominales igual o superior al 85%. Este valor determina las configuraciones posibles de presión y temperatura de entrada del vapor a la turbina para una central GDV. Así, en la Fig. 81 se muestran los resultados de título de vapor de salida de la turbina para los valores seleccionados de presión y temperatura de entrada a la misma.



**Figura 81. Título de vapor de salida de la turbina en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; el área rayada corresponde a los valores por debajo del límite recomendado**

En la Fig. 81 se representa con un área rayada la zona en la que los valores de título de vapor en condiciones nominales se encuentran por debajo del límite recomendado del 85%. Las configuraciones correspondientes de presión y temperatura dentro de esa zona no permiten operar el bloque de potencia con las garantías necesarias en cuanto al título de vapor.

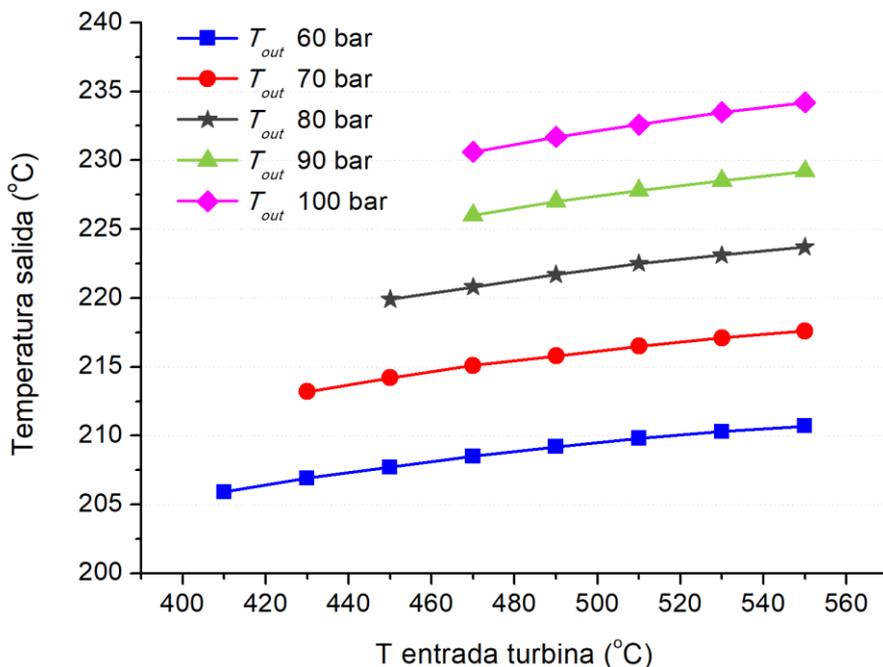
De acuerdo con el análisis del título de vapor, se ha determinado el rendimiento bruto del ciclo de potencia en condiciones nominales para las configuraciones de presión y temperatura viables.



**Figura 82. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

En la Fig. 82 se observa cómo el rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones de diseño aumenta según se incrementan los valores de presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina. Por tanto, en primera aproximación, parece razonable utilizar valores elevados de presión y temperatura del vapor de salida del campo solar en una central termosolar GDV para aumentar su rendimiento global. No obstante, será preciso analizar el comportamiento del campo solar y de la planta completa en condiciones distintas a las nominales para evaluar si puede confirmarse esa tendencia.

Finalmente, en la Fig. 83 se representan las temperaturas de salida del bloque de potencia en condiciones nominales para cada uno de los casos considerados. Dado que la temperatura de salida del bloque de potencia determina la temperatura de entrada al campo solar, estos valores resultarán muy útiles para el análisis de cada configuración en condiciones de diseño.



**Figura 83. Temperatura de salida del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Como se aprecia en la Fig. 83, la temperatura de salida del bloque de potencia en condiciones nominales es mayor cuanto mayores son las condiciones de presión y temperatura del vapor de entrada. Esto es debido a que al aumentar la presión y temperatura de entrada a la turbina aumenta también el punto de saturación del primer precalentador del agua de alimentación, que es el que determina la temperatura de salida del ciclo.

### 5.1.2 Análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales

El análisis inicial del modo un-solo-paso se basará en el esquema de central utilizado en el capítulo 4. Dado que en esta fase solo se pretende tener una idea preliminar de la evolución del rendimiento de la central al variar las condiciones de presión y temperatura, el estudio del campo solar se centrará en el comportamiento de un lazo de captadores en condiciones nominales. Así, el rendimiento del campo solar se aproximará como el rendimiento global de un lazo, despreciando las pérdidas en el resto del sistema.

Al igual que en el modelo de central del apartado 4.1, cada lazo de captadores en configuración un-solo-paso estará compuesto por 10 captadores de tipo EuroTrough-II de 100 m con orientación Norte-Sur. Los parámetros del captador, especificados en la Tabla 13 del capítulo 4, serán idénticos a los empleados en el modelo de central GDV considerada en ese capítulo. También se mantendrá el emplazamiento, la Plataforma Solar de Almería

(37°05'30" N, 2°21'19" O). Por otra parte, las temperaturas y presiones de entrada y salida del lazo de captadores vendrán impuestas por el análisis del bloque de potencia del apartado anterior (Figs. 81 a 83), que limita las configuraciones válidas según el título de vapor de salida de la turbina.

En primer lugar, para determinar el rendimiento nominal del lazo, que como se ha dicho se aproximará al del campo solar, será necesario estimar la potencia que es capaz de aportar cada captador al fluido en el punto de diseño. El análisis en condiciones nominales del campo solar se realizará tomando como referencia el mediodía de un día con recurso solar favorable próximo al solsticio de verano. Por ejemplo, como día de diseño se tomará el 19 de junio, que a mediodía presenta un ángulo de incidencia  $\theta = 13,77^\circ$ , y se considerará una radiación directa de  $900 \text{ W/m}^2$ . Simplificando la ecuación 2.2 del modelo del lazo podemos obtener un valor aproximado de la potencia absorbida en cada captador:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{abs} &\cong \eta_{opt,0} \cdot \eta_{clean} \cdot K(\theta) \cdot E_b \cdot \cos \theta \cdot A_c \\ &= 0,765 \cdot 0,97 \cdot 0,987 \cdot 900 \cdot 0,97 \cdot 548,35 \cong 350,6 \text{ kW}_{th}\end{aligned}\quad (5.1)$$

Para estimar la potencia útil en cada captador puede utilizarse la ecuación 2.1 una vez conocidas las pérdidas térmicas, que para los tubos receptores considerados para el captador EuroTrough-II pueden obtenerse mediante la ecuación 2.9. Al aplicar esa ecuación, simplificando mucho el tratamiento, será conveniente distinguir dos zonas distintas en términos de temperatura: la zona de precalentamiento y evaporación (con agua o fluido bifásico), que se han agrupado en una, y la zona de sobrecalentamiento (con vapor seco), ya que la temperatura media del fluido es muy diferente en cada una de las dos y, por tanto, varían mucho las pérdidas térmicas en las dos zonas. Así, para la zona de precalentamiento y evaporación se va a aplicar la temperatura de saturación, mientras que para la zona de sobrecalentamiento se tomará un valor de temperatura a  $2/3$  del salto necesario para alcanzar la temperatura nominal de salida. Si suponemos una temperatura ambiente de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , mediante las expresiones mencionadas puede obtenerse la potencia útil aproximada por captador en el punto de diseño para la zona de precalentamiento y evaporación,  $\dot{Q}_{evap}$ , y para la zona de sobrecalentamiento,  $\dot{Q}_{sup}$ , ambas en  $\text{kW}_{th}$ .

En una primera aproximación, la longitud relativa de las zonas de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento es proporcional a la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de cada una de ellas (Eck et al., 2003). No obstante, para determinar con más precisión la longitud exacta de cada zona puede ponderarse esa longitud, o el número de captadores equivalente, por la potencia útil esperada por captador en cada zona. Así, para conocer el punto de separación entre la zona de evaporación y la de sobrecalentamiento, y por tanto a qué número de captadores aplicar cada valor de potencia útil, debe cumplirse la siguiente relación:

$$\frac{\Delta i_{sup}}{\Delta i_{evap}} = \frac{N_{sup} \cdot \dot{Q}_{sup}}{N_{evap} \cdot \dot{Q}_{evap}} \quad (5.2)$$

En la ecuación 5.2,  $\Delta i_{evap}$  y  $\Delta i_{sup}$ , en kJ/kg, son los incrementos de entalpía en las zonas de evaporación/precalentamiento y sobrecalentamiento, respectivamente, mientras que  $N_{evap}$  y  $N_{sup}$  representan el número de captadores en cada zona. En el modo un-solo-paso, dado que la transición entre zonas puede encontrarse en cualquier punto longitudinal de un captador,  $N_{evap}$  y  $N_{sup}$  no tienen por qué ser números enteros. Por otra parte, debe cumplirse que la suma de ambos sea igual al número de captadores  $N_{total,loop}$  considerado por lazo, 10 para el campo solar que se está analizando en este caso. Con ello, desarrollando la ecuación 5.2, podemos estimar el número de captadores en la zona de sobrecalentamiento para condiciones nominales:

$$N_{sup} = \frac{N_{total,loop}}{1 + \frac{\Delta i_{evap} \cdot \dot{Q}_{sup}}{\Delta i_{sup} \cdot \dot{Q}_{evap}}} \quad (5.3)$$

Como se ha mencionado, en el modo un-solo-paso el valor de  $N_{sup}$  calculado con la ecuación 5.3 no tiene que ser necesariamente un número entero. Una vez obtenido  $N_{sup}$ , puede estimarse un valor teórico de la potencia útil en todo el lazo en condiciones nominales como sigue:

$$\dot{Q}_{loop} = N_{sup} \cdot \dot{Q}_{sup} + (N_{total,loop} - N_{sup}) \cdot \dot{Q}_{evap} \quad (5.4)$$

A partir de la potencia útil del lazo se puede estimar de forma teórica una cifra preliminar de rendimiento del campo solar, para el punto de diseño, dividiendo por la potencia solar disponible en el lazo, que sería el producto del área de captación total por la irradiancia solar directa ( $\dot{Q}_{solar} = N_{total,loop} \cdot A_c \cdot E_b$ ). Otro resultado interesante será el caudal de fluido a través del lazo en condiciones de diseño, que puede calcularse mediante la ecuación 2.19, dividiendo la potencia útil entre la diferencia total de entalpía entre la salida y la entrada del lazo. Para garantizar una adecuada refrigeración de los tubos receptores, se aconseja que el caudal en cada lazo  $\dot{m}_{loop}$  en condiciones nominales tenga un valor entre 1 y 2 kg/s para el diámetro de tubo receptor y la longitud de lazo de captadores considerados (Montes, 2008).

La Tabla 19 resume los principales resultados obtenidos mediante el método descrito para cada una de las configuraciones consideradas de presión y temperatura de salida del lazo, que son las que permiten un título de vapor adecuado de salida de la turbina según el estudio

del apartado 5.1.1. En ella se incluyen las diferencias de entalpía en las dos zonas (evaporación/precalentamiento o sobrecalentamiento), la potencia útil por captador en cada una de ellas, el número de captadores de sobrecalentamiento, la potencia útil del lazo y el caudal estimado en el mismo para condiciones nominales.

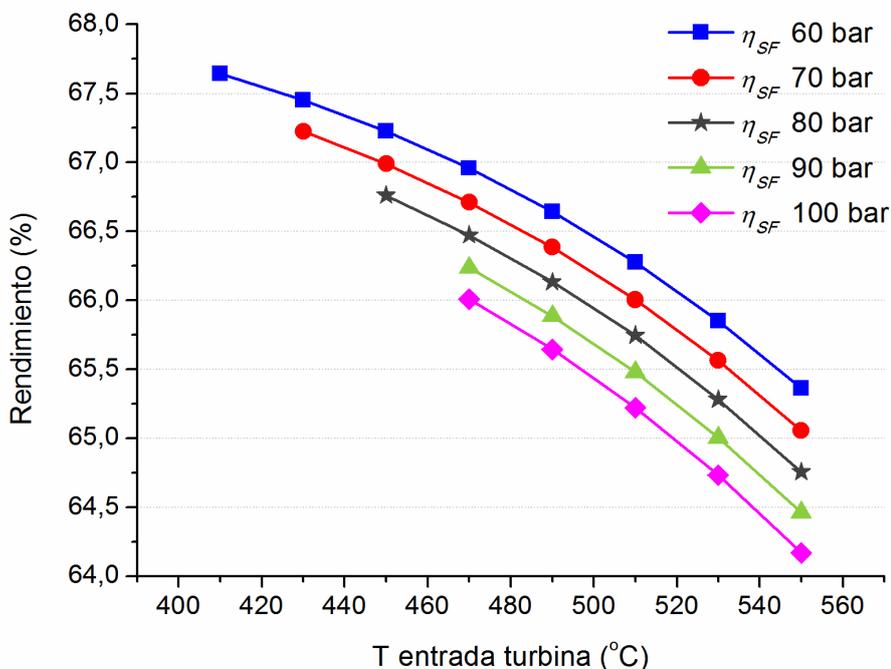
**Tabla 19. Resultados principales del análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales variando la presión y temperatura de salida del lazo de captadores, incluyendo diferencias de entalpía en cada zona, potencia útil por captador en cada zona, número de captadores de sobrecalentamiento, potencia útil del lazo y caudal másico estimado por lazo**

$T_{out,loop}$ (°C)	$p_{out,loop}$ (bar)	$\Delta i_{evap}$ (kJ/kg)	$\Delta i_{sup}$ (kJ/kg)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW <sub>th</sub> )	$\dot{Q}_{sup}$ (kW <sub>th</sub> )	$N_{sup}$	$\dot{Q}_{loop}$ (kW <sub>th</sub> )	$\dot{m}_{loop}$ (kg/s)
410	60	1898,0	424,8	336,5	322,3	1,89	3338,3	1,44
430	60	1893,5	474,9	336,5	319,2	2,09	3328,9	1,41
430	70	1851,6	471,7	335,4	318,4	2,12	3317,6	1,43
450	60	1889,9	524	336,5	315,7	2,28	3317,7	1,37
450	70	1847,1	522,4	335,4	314,8	2,32	3306,0	1,40
450	80	1806,0	522,3	334,2	314,0	2,35	3294,7	1,42
470	60	1886,3	572,5	336,5	311,9	2,47	3304,4	1,34
470	70	1843,0	572,1	335,4	310,9	2,51	3292,3	1,36
470	80	1801,8	573,4	334,2	310,0	2,55	3280,5	1,38
470	90	1761,1	576,2	333,1	309,2	2,61	3268,9	1,40
470	100	1721,4	580,4	332,1	308,4	2,66	3257,5	1,42
490	60	1883,1	620,4	336,5	307,7	2,65	3288,9	1,31
490	70	1839,9	621,2	335,4	306,6	2,70	3276,1	1,33
490	80	1797,7	623,7	334,2	305,7	2,75	3263,7	1,35
490	90	1756,5	627,6	333,1	304,7	2,81	3251,6	1,36
490	100	1716,3	633,1	332,1	303,9	2,87	3239,6	1,38
510	60	1880,4	668	336,5	303,1	2,83	3270,8	1,28
510	70	1836,7	669,7	335,4	302,0	2,88	3257,4	1,30
510	80	1804,7	673,2	334,2	300,9	2,93	3244,7	1,31
510	90	1752,8	678,2	333,1	299,9	3,01	3231,4	1,33
510	100	1712,1	684,7	332,1	299,0	3,08	3218,8	1,34
530	60	1878,1	715,3	336,5	298,2	3,01	3249,9	1,25
530	70	1833,9	717,8	335,4	296,9	3,07	3235,6	1,27
530	80	1791,3	722,2	334,2	295,7	3,13	3221,8	1,28
530	90	1749,6	728,1	333,1	294,6	3,20	3208,1	1,29
530	100	1707,9	735,6	332,1	293,6	3,28	3194,6	1,31
550	60	1876,3	762,4	336,5	292,7	3,18	3225,7	1,22
550	70	1831,7	765,7	335,4	291,3	3,25	3210,6	1,24
550	80	1788,6	770,8	334,2	290,1	3,32	3195,8	1,25
550	90	1746,4	777,6	333,1	288,9	3,39	3181,2	1,26
550	100	1704,7	785,9	332,1	287,8	3,47	3166,8	1,27

En los resultados de la Tabla 19 puede observarse cómo el número de captadores de sobrecalentamiento en condiciones de diseño en el modo un-solo-paso nunca es un valor

entero, sino que el punto de transición de bifásico a sobrecalentamiento siempre se da en el interior de un captador y no en alguna de las interconexiones. El número de captador donde se encuentra el límite entre zonas oscila entre los captadores #6 y #9 del lazo, dependiendo del caso concreto analizado. En ese sentido, la longitud de la zona de sobrecalentamiento es mayor cuanto mayores son las condiciones de presión y temperatura de salida. Por otra parte, el caudal nominal obtenido por lazo está en todos los casos dentro de los márgenes especificados, siendo siempre menor que 1,5 kg/s, lo cual puede ser ventajoso de cara a limitar las pérdidas de carga.

En la Fig. 84 se muestran los resultados teóricos obtenidos para el rendimiento del campo solar en condiciones nominales según el método descrito y suponiendo las hipótesis mencionadas, es decir, que no hay pérdidas adicionales en los lazos ni en las tuberías de distribución, para todos los casos de la Tabla 19.

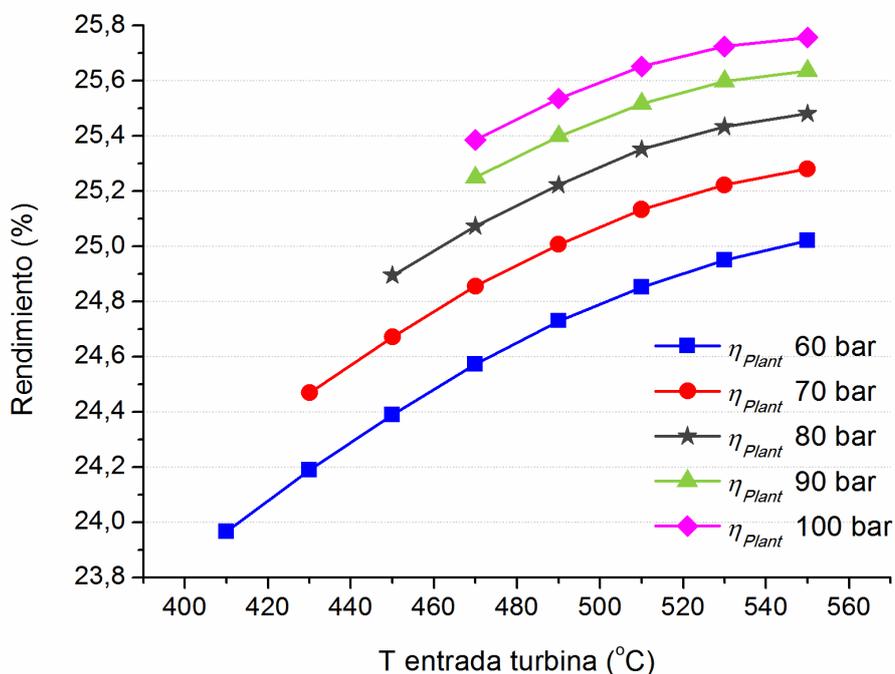


**Figura 84. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Al contrario de lo que ocurre en el bloque de potencia, el rendimiento del campo solar disminuye al aumentar los valores de presión y temperatura, ya que las pérdidas térmicas son mayores, bien por incrementarse la temperatura de saturación del fluido o la del vapor sobrecalentado en la salida del campo.

El rendimiento bruto de la central en condiciones de diseño puede obtenerse multiplicando los rendimientos teóricos del campo solar y del bloque de potencia, representados en las

Figs. 84 y 82, para cada uno de los valores de presión y temperatura permitidos. Las curvas resultantes se muestran en la Fig. 85.



**Figura 85. Rendimiento bruto teórico de una central GDV en condiciones nominales para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Según la Fig. 85, el rendimiento bruto de la central en condiciones nominales aumenta al incrementarse los valores de presión y temperatura, tal como ocurría para el bloque de potencia. La tendencia decreciente mencionada para el rendimiento del campo solar puede apreciarse en la pendiente de cada una de las curvas representadas, que corresponden a los valores de presión escogidos para el análisis. Las ganancias relativas de rendimiento en cada paso de temperatura van siendo menores al aumentar la temperatura, mientras que en el rendimiento del bloque de potencia de la Fig. 82 la evolución era lineal.

Los resultados reflejados en la Fig. 85 parecen apoyar la hipótesis de que al aumentar las condiciones de presión y temperatura se obtienen mayores rendimientos globales de la central, al menos en el rango seleccionado. Sin embargo, estos resultados corresponden a potencia eléctrica bruta en condiciones nominales, por lo que será conveniente estudiar el comportamiento anual de la central con un modelo cuasidinámico, que tenga en cuenta situaciones transitorias, para confirmar si las conclusiones son acertadas. También será necesario incluir las pérdidas eléctricas para evaluar si resulta realmente beneficioso elevar las condiciones de presión y temperatura en todos los casos.

### 5.1.3 Resultados anuales para el modo un-solo-paso

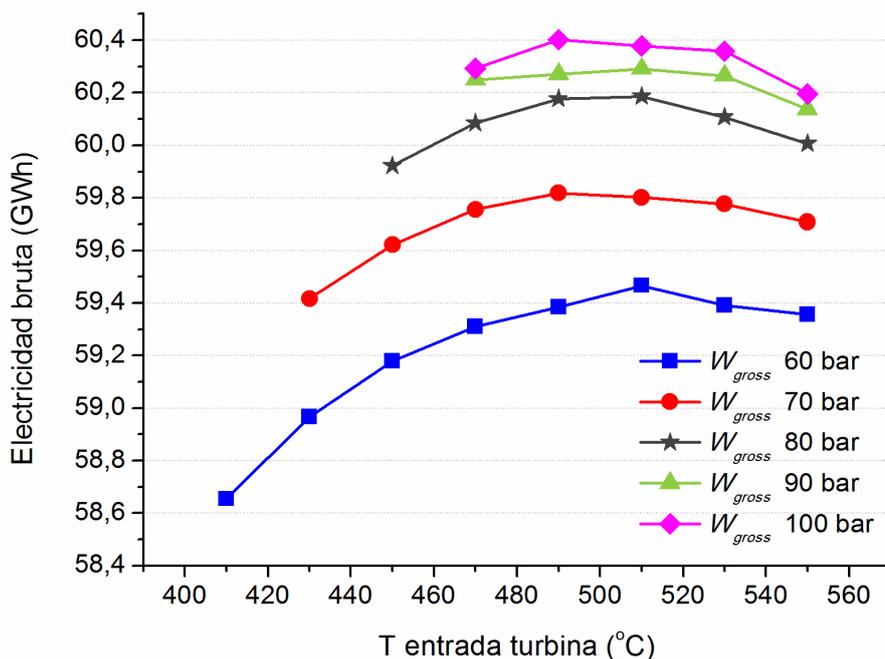
El modelo de central GDV considerado para el análisis del modo un-solo-paso es el mismo que el utilizado en el capítulo 4, con un bloque de potencia de 3 extracciones (ciclo de vapor con regeneración) pero sin recalentamiento y un campo solar compuesto por 40 lazos de 10 captadores EuroTrough-II de 100 m, incluyendo un inyector antes del último captador para mejorar el control de temperatura del vapor en la salida del campo solar.

El modelo TRNSYS correspondiente (ver Fig. 56) se ha ejecutado utilizando los mismos datos meteorológicos de entrada del apartado 4.2, considerando también el emplazamiento de la central en la Plataforma Solar de Almería. En cada simulación se han asignado los valores de presión y temperatura que se pretenden evaluar para este estudio por medio de parámetros globales del modelo TRNSYS, lo cual permite realizar un análisis paramétrico de resultados.

En el apartado 4.1.1 se especificaban las condiciones mínimas de temperatura (330 °C) y presión (2 MPa) requeridas en el modelo para que el vapor procedente del campo solar pueda admitirse como útil para alimentar la turbina. Sin embargo, esos valores mínimos están basados en las condiciones concretas de presión y temperatura nominales definidas en ese apartado (450 °C y 6 MPa). Dado que se pretende evaluar la influencia de una variación de la presión y temperatura del vapor en la entrada de la turbina, las condiciones para la admisión del vapor al bloque de potencia no serán fijas, sino que dependerán del punto de saturación para las condiciones seleccionadas.

Según las recomendaciones para turbinas de vapor (**Banaszkiewicz, 2014**), son necesarios como mínimo 50 K de sobrecalentamiento en la temperatura del vapor de entrada a turbina. Así, el vapor del campo solar se considerará útil para el bloque de potencia siempre que su temperatura esté al menos 50 K por encima de la temperatura de saturación y la presión sea al menos de un tercio de la presión nominal. Esta estrategia no solo permite variar las condiciones de admisión en función de la temperatura y presión nominales, sino que aprovecha mejor el vapor durante los arranques y transitorios, cuando se trabaja a cargas parciales, al utilizar la estrategia de presión deslizante. Por ello, los resultados de producción para el mismo caso analizado en el capítulo 4 pueden ofrecer valores mayores con la nueva estrategia.

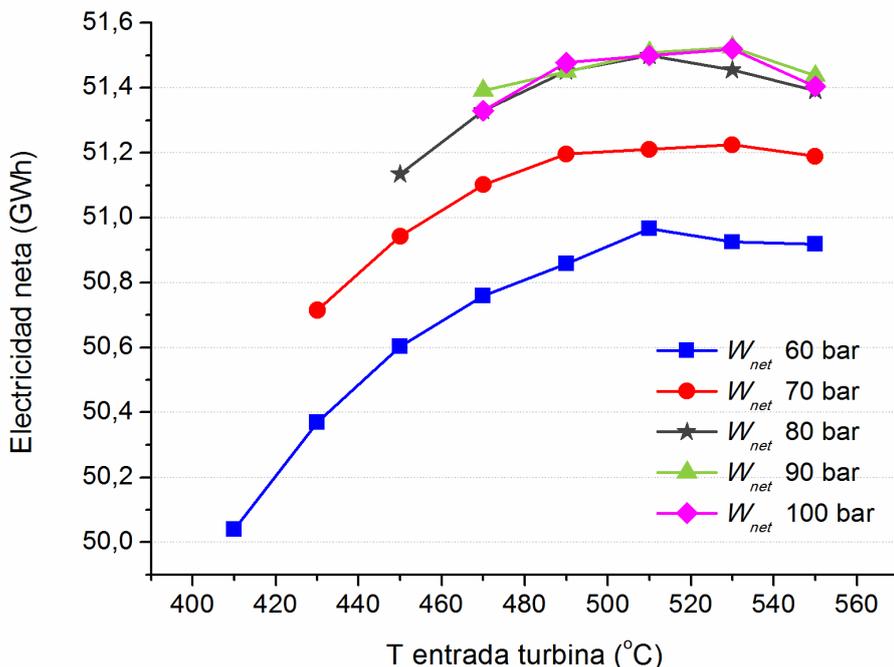
Los resultados anuales de producción eléctrica bruta obtenidos de la simulación se representan en la Fig. 86.



**Figura 86. Producción eléctrica bruta anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Se observa cómo los resultados anuales de producción eléctrica bruta no aumentan siempre con la temperatura del vapor, tal como ocurría en el rendimiento nominal reflejado en la Fig. 85, sino que alcanzan un máximo entre 490 y 530 °C. Por otra parte, las curvas para presiones altas son mucho más próximas entre 80 y 100 bar, mientras que en los resultados nominales las ganancias por trabajar a presiones más elevadas parecían ser mayores. Esto puede deberse a que las pérdidas durante arranques y transitorios se incrementan para temperaturas y presiones más altas.

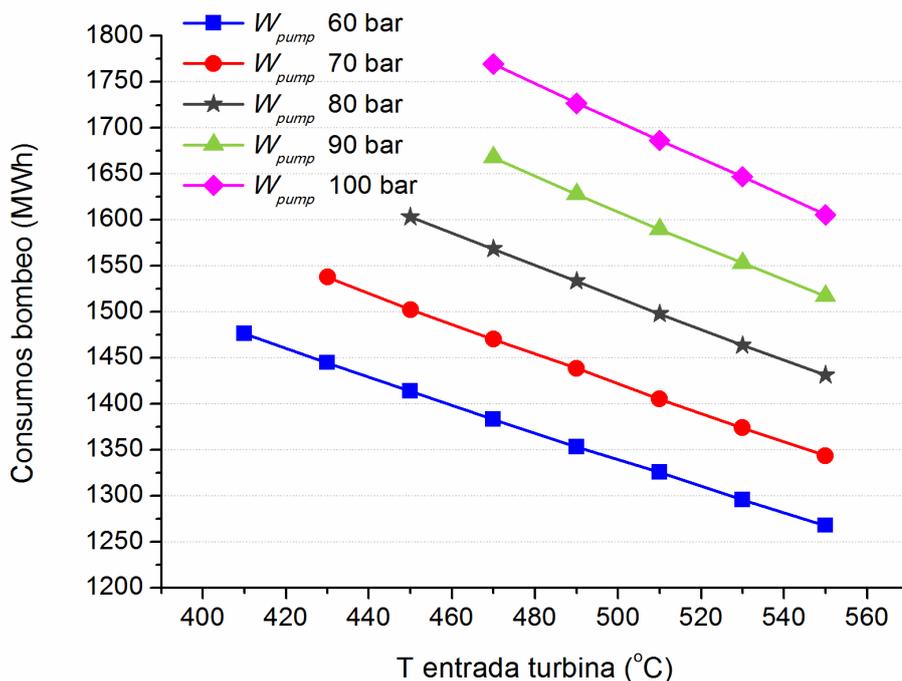
El efecto mencionado para presiones altas de trabajo se acentúa al analizar los resultados anuales de producción eléctrica neta, reflejados en la Fig. 87.



**Figura 87. Producción eléctrica neta anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Como se observa en la Fig. 87, las curvas correspondientes a las presiones entre 80 y 100 bar son muy similares, lo cual implica que no se obtienen ganancias importantes de producción al trabajar por encima de 80 bar, debido a las pérdidas por operar a altas presiones. Por otra parte, las pérdidas por aumentar la temperatura se atenúan ligeramente al comparar con los resultados de producción bruta, lo cual hace que el valor máximo se desplace ligeramente a la derecha con respecto a la Fig. 86. Las razones de ambos efectos se pueden encontrar si se observan los resultados de consumos por bombeo del fluido y energía desperdiciada por dumping, que se incluyen a continuación.

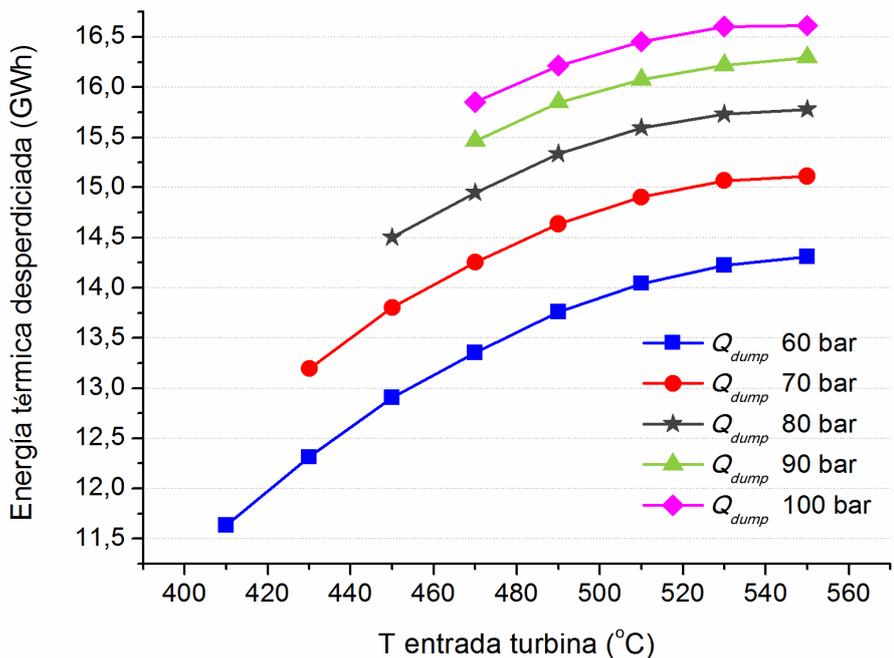
La principal razón que explica el estancamiento de la producción neta para presiones mayores de 80 bar es la evolución de los consumos por bombeo de fluido, representados en la Fig. 88.



**Figura 88. Consumos eléctricos anuales por bombeo de fluido en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Como se observa en la Fig. 88, los consumos eléctricos por bombeo aumentan al aumentar la presión de entrada a la turbina, debido principalmente al mayor salto de presión que debe superar la bomba de alimentación principal, según puede deducirse de la ecuación 3.41. También se aprecia cómo, para una misma presión, los consumos son menores al aumentar la temperatura, lo cual explica la atenuación mencionada para altas temperaturas al comparar producción bruta y neta (Figs. 86 y 87, respectivamente). Al aumentar la temperatura, se incrementa también la diferencia de entalpía entre la salida y la entrada del campo solar, lo cual hace que se reduzca en proporción el caudal másico requerido en el campo y, por tanto, la potencia eléctrica necesaria para bombear el fluido.

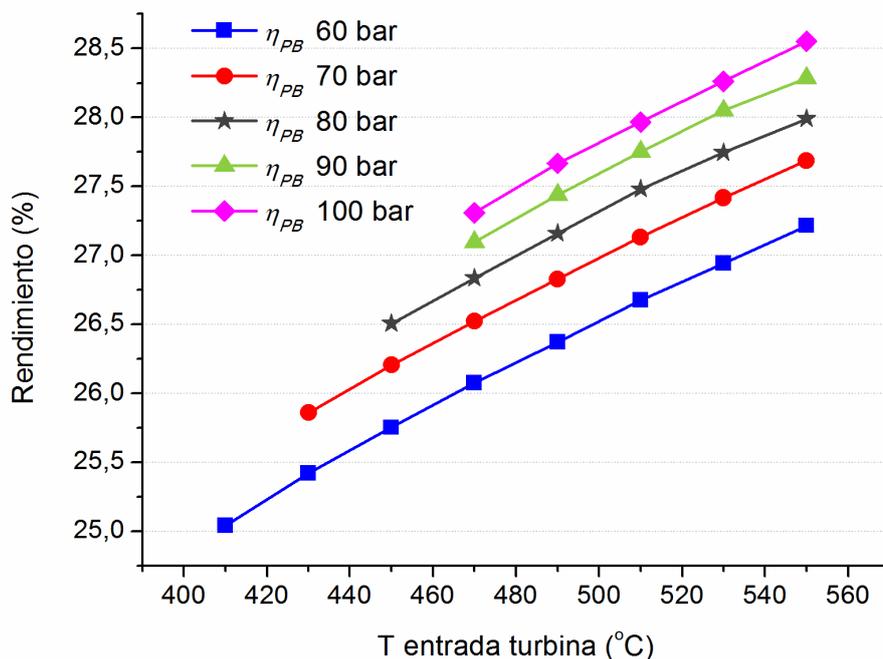
Por otra parte, para explicar los resultados de producción eléctrica anual resulta de interés analizar también los resultados anuales de energía térmica desperdiciada por dumping, que se muestran en la Fig. 89.



**Figura 89. Energía térmica anual desperdiciada por dumping en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

En la Fig. 89 se aprecia claramente cómo la energía desperdiciada por dumping es mayor conforme aumentan los valores de presión y temperatura, lo cual contribuye en cierta medida a que no se aprovechen completamente las condiciones más favorables del vapor. En los momentos que se tiene una mayor potencia térmica del campo solar, el bloque de potencia está trabajando a carga máxima, con lo que las ganancias en términos de producción eléctrica con respecto a trabajar a menor presión no son muy elevadas.

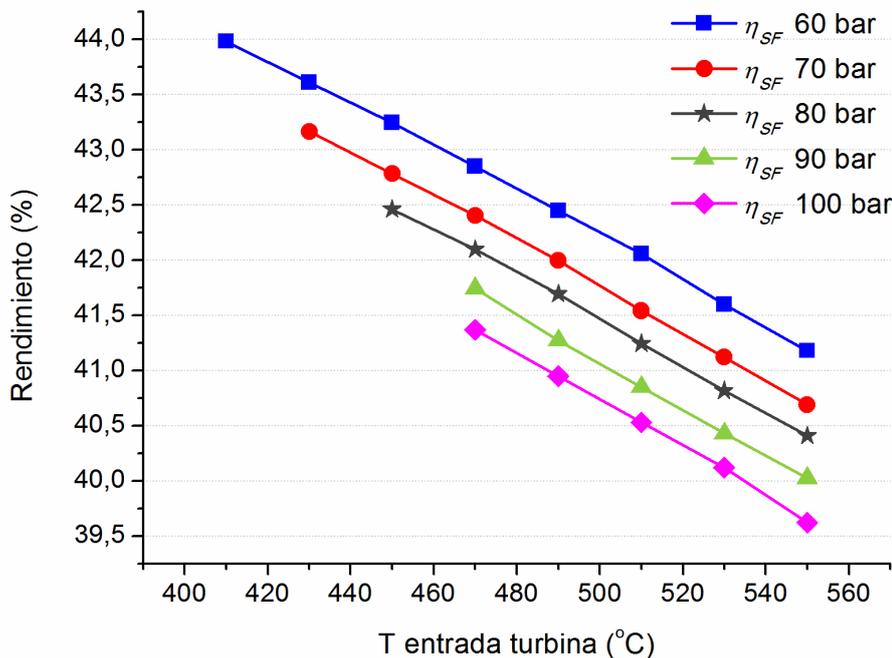
Con el fin de comparar con los valores nominales esperados, el rendimiento neto anual del bloque de potencia, calculado como el cociente entre la energía eléctrica neta anual y la energía térmica útil para el bloque de potencia, se representa en la Fig. 90.



**Figura 90. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

En la Fig. 90 puede apreciarse cómo las curvas de rendimiento tienen una forma muy similar, con una evolución aproximadamente lineal, a las estimadas para condiciones nominales de la Fig. 82. Sin embargo, los valores concretos están desplazados hacia abajo entre 10 y 12 puntos porcentuales en el eje de ordenadas al observar los rendimientos anuales. Esta reducción general en el rendimiento es debida a todos los efectos relacionados con la operación real de la planta fuera de las condiciones ideales de diseño: consumos eléctricos, operación a carga parcial, curvas de arranque, transitorios, etc.

De forma análoga, se va a analizar el comportamiento anual del campo solar para compararlo con los valores nominales. Así, en la Fig. 91 se representa el rendimiento neto anual del campo solar, calculado como el cociente entre la energía térmica útil para el bloque de potencia y la energía solar disponible anual.

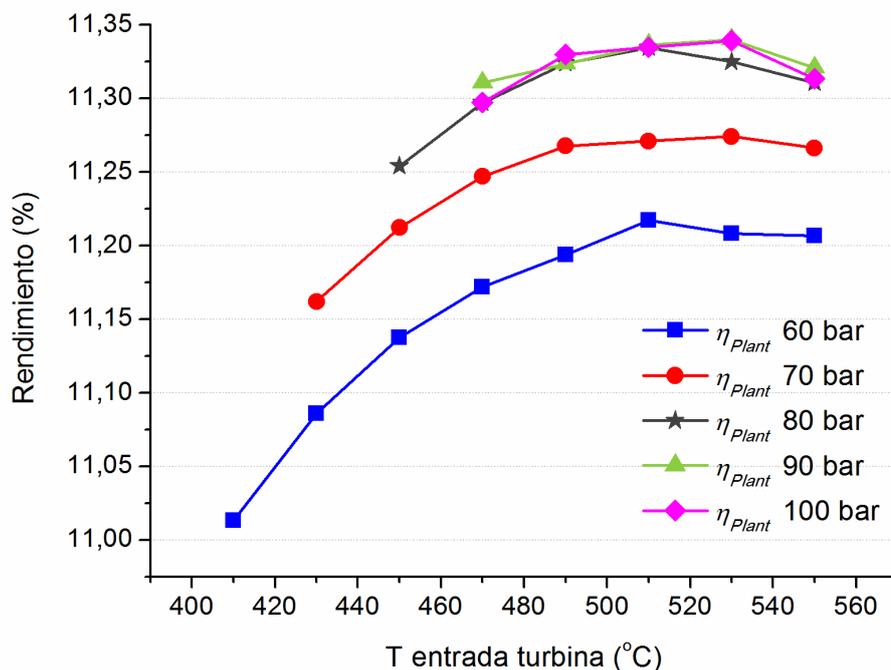


**Figura 91. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

En el caso del campo solar, la forma de las curvas es más lineal que en los valores nominales reflejados en la Fig. 84. Sin embargo, al igual que en el bloque de potencia, se observa un descenso general muy significativo del rendimiento respecto a los valores teóricos nominales, esta vez de unos 24 puntos porcentuales. Las razones para ello pueden asociarse a las pérdidas adicionales en los lazos respecto a la estimación teórica, a las pérdidas en las tuberías de distribución, a la energía desperdiciada por dumping, a la energía térmica producida que no es útil para el bloque de potencia por no tener el vapor las condiciones adecuadas, a arranques, transitorios, etc.

Uno de los factores que interviene en las pérdidas térmicas adicionales en los lazos es la influencia de la inyección antes del último captador. La inyección del caudal de agua hace que la longitud de la zona de sobrecalentamiento sea mayor comparada con el modo un-solo-paso original, que es el considerado para la Fig. 84. Dado que los captadores de sobrecalentamiento sufren más pérdidas térmicas por estar a mayor temperatura, el rendimiento del campo se ve reducido al utilizar la inyección antes del último captador respecto al esquema un-solo-paso original.

Finalmente, la combinación del rendimiento neto anual del campo solar y del bloque de potencia, multiplicando ambos valores para cada caso, da como resultado el rendimiento neto anual de la central representado en la Fig. 92.



**Figura 92. Rendimiento neto anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Como puede apreciarse, las curvas reflejadas en la Fig. 92 tienen la misma forma que las de la Fig. 87, ya que el rendimiento neto anual de la central puede calcularse también como el cociente entre la producción eléctrica neta y la energía solar disponible anual, que es la misma para todos los casos. Sin embargo, al comparar estas curvas con los rendimientos teóricos esperados en condiciones nominales (Fig. 85), puede verse cómo los valores son muy inferiores, del orden de 13 o 14 puntos porcentuales menos, debido a la reducción combinada de los rendimientos del campo solar y del bloque de potencia. Además, el rendimiento anual de la central no aumenta siempre que aumentan las condiciones de presión y temperatura, como ocurría en condiciones nominales, sino que se estanca a partir de 80-90 bar y en torno a 510-530 °C. Las razones para ello son las mismas que se han mencionado para la producción eléctrica neta. El rendimiento máximo, un 11,34%, se da para las condiciones de 90 bar y 530 °C.

En conclusión, a la vista de estos resultados, y considerando las dificultades técnicas de construir, operar y mantener circuitos hidráulicos de mucha longitud a altas presiones y temperaturas, no parece recomendable trabajar con presiones de vapor superiores a 90 bar y temperaturas mayores de 530 °C en campos solares de centrales GDV.

### 5.1.4 Análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales y determinación de la posición del separador

El modo de recirculación proporciona una estabilidad del flujo bifásico y una controlabilidad del proceso GDV en campos solares con captadores cilindroparábolicos mayor que el modo un-solo-paso (**Eck y Zarza, 2002; Zarza et al., 2004**), lo cual resulta útil para evitar comportamientos indeseados durante condiciones transitorias como arranques y paso de nubes. Así, en determinadas situaciones el modo recirculación podría garantizar una generación más estable en términos de producción eléctrica. Por el contrario, los consumos por bombeo del fluido se estiman superiores (**Eck et al., 2003**) que en el modo un-solo-paso debido a la mayor pérdida de carga en la zona de evaporación y a la necesidad de una bomba de recirculación. Además, los tiempos esperados de arranque y las pérdidas térmicas también son mayores en el modo recirculación debido a diversas ineficiencias asociadas a esta configuración, que se explican a continuación.

Para reducir el tiempo de arranque en lazos GDV con recirculación, la estrategia recomendada (**Zarza et al., 2002; Eck et al., 2003**) suele ser comenzar la operación en modo un-solo-paso, para así aprovechar la energía solar incidente en todos los captadores, incluyendo los de sobrecalentamiento. Así, durante el arranque matutino se impide la entrada del agua en el separador por medio de un juego de válvulas y el caudal se dirige directamente a los captadores de sobrecalentamiento. Una vez alcanzadas las condiciones de saturación, las válvulas son manipuladas para que el caudal circule por el separador y el lazo se encuentre en el modo de recirculación propiamente dicho. No obstante, a pesar de acelerar el proceso, el tiempo requerido para el cambio entre modos, manipulación de válvulas y atemperación del separador y de los lazos de sobrecalentamiento hace que el tiempo de arranque sea algo mayor (**Feldhoff et al., 2016**) que en el modo un-solo-paso.

Por otra parte, el modo de recirculación se basa en fijar de antemano el punto en el que comienza el sobrecalentamiento del vapor, que corresponde a la salida del separador. Sin embargo, ese punto debe coincidir forzosamente entre dos captadores, cuya longitud es estándar, mientras que en el modo un-solo-paso el punto de transición de bifásico a sobrecalentamiento puede darse en el interior de un captador. Por tanto, si se considera el mismo caudal de vapor en ambos modos, la longitud de la zona de sobrecalentamiento siempre será igual o mayor en el modo recirculación que en el modo un-solo-paso. Como consecuencia, las pérdidas térmicas previstas para el modo recirculación en condiciones nominales serán también mayores, lo cual provoca que el rendimiento del campo solar sea inferior.

Para reducir todo lo posible las pérdidas térmicas en el modo recirculación, sería deseable situar el separador agua-vapor lo más cercano posible al punto definido por la ecuación 5.3, que marca el número de captadores de sobrecalentamiento en el modo un-solo-paso. Sin embargo, los captadores suelen ofrecer unas longitudes estándar que dificultan el ajuste

exacto de esa posición. En el caso de los captadores EuroTrough-II considerados en este estudio, existen versiones estándar de 100 y 150 m, aunque también pueden emplearse captadores de 50 m utilizando la mitad de uno de 100 m. Con el objetivo de ajustar en lo posible la posición del separador y optimizar el análisis, se hará uso de estas posibilidades en cuanto a longitud de captadores. Por tanto, como restricción para el modo recirculación deberá imponerse que el valor de  $N_{sup}$  sea necesariamente un múltiplo de 0,5.

Por otra parte, para que la zona de sobrecalentamiento sea capaz de proporcionar el salto entálpico requerido para el vapor en condiciones nominales, debe cumplirse que:

$$N_{sup} \cdot \dot{Q}_{sup} \geq \dot{m}_{loop} \cdot \Delta i_{sup} \quad (5.5)$$

Desarrollando la expresión 5.5 mediante la definición del caudal del lazo del apartado 5.1.2 ( $\dot{Q}_{loop} = \dot{m}_{loop} \cdot (\Delta i_{evap} + \Delta i_{sup})$ ) y empleando la ecuación 5.4, se llega a la conclusión de que la restricción impuesta es equivalente a afirmar que el número de captadores de sobrecalentamiento para el modo recirculación debe ser siempre igual o mayor que el definido por la ecuación 5.3, es decir, el del modo un-solo-paso.

Un parámetro importante en este modo de operación es la tasa de recirculación  $R$ , que se define como el cociente entre el caudal de agua recirculado y el caudal de vapor seco a la salida del separador (**Eck et al. 2003**). De acuerdo con la nomenclatura utilizada en el modelo de controlador de la sección 2.5.3 (ver Fig. 14), y teniendo en cuenta la ecuación 2.66, la tasa de recirculación puede expresarse como:

$$R = \frac{\dot{m}_{recirc}}{\dot{m}_{loop}} = \frac{\eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in,sep})}{1 - \eta_{sep} \cdot (1 - \dot{x}_{in,sep})} \quad (5.6)$$

Si suponemos un rendimiento del separador cercano al 100% ( $\eta_{sep} \approx 1$ ), entonces la tasa de recirculación puede determinarse exclusivamente en función del título de vapor  $\dot{x}_{in,sep}$  a la entrada del separador:

$$R \approx \frac{1 - \dot{x}_{in,sep}}{\dot{x}_{in,sep}} \quad (5.7)$$

El valor de la tasa de recirculación debe seleccionarse de tal manera que se asegure una adecuada refrigeración de los tubos receptores, pero sin penalizar excesivamente las pérdidas de carga. Según los ensayos realizados en instalaciones experimentales (**Eck et al., 2003**), a partir de  $R = 0,25$  se considera una tasa de recirculación suficiente para refrigerar los tubos, aunque los valores típicos pueden oscilar entre 0,3 y 0,5. Para este

estudio se empleará un valor de  $R = 0,3$ , que se ha considerado razonable en trabajos anteriores (Montes, 2008).

De manera similar al modo un-solo-paso, en la Tabla 20 se recogen los principales resultados obtenidos para el modo recirculación en cada una de las configuraciones consideradas de presión y temperatura de salida del lazo.

**Tabla 20. Resultados principales del análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales variando la presión y temperatura de salida del lazo de captadores, incluyendo número de captadores de sobrecalentamiento, caudales máxicos de sobrecalentamiento y recirculación y nº de captadores de exceso en sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso**

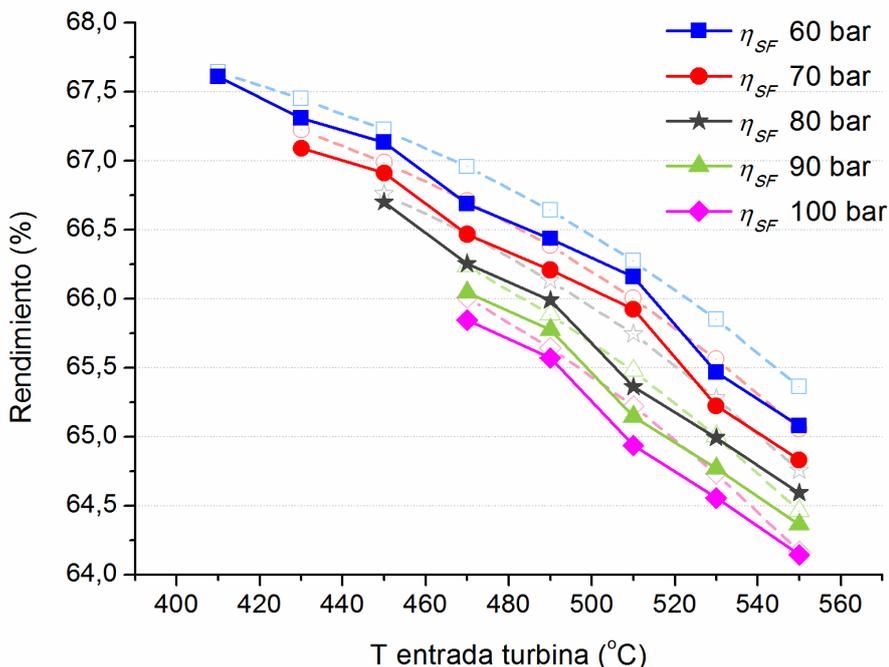
$T_{out,loop}$ (°C)	$p_{out,loop}$ (bar)	$N_{sup}$	$\dot{Q}_{loop}$ (kW <sub>th</sub> )	$\dot{m}_{loop}$ (kg/s)	$\dot{m}_{recirc}$ (kg/s)	$\Delta N_{sup,recirc}$
410	60	2	3336,8	1,44	0,43	0,11
430	60	2,5	3321,8	1,40	0,42	0,41
430	70	2,5	3311,1	1,43	0,43	0,38
450	60	2,5	3313,1	1,37	0,41	0,22
450	70	2,5	3302,2	1,39	0,42	0,18
450	80	2,5	3291,7	1,41	0,42	0,15
470	60	3	3291,3	1,34	0,40	0,53
470	70	3	3280,2	1,36	0,41	0,49
470	80	3	3269,7	1,38	0,41	0,45
470	90	3	3259,5	1,39	0,42	0,39
470	100	3	3249,6	1,41	0,42	0,34
490	60	3	3278,8	1,31	0,39	0,35
490	70	3	3267,4	1,33	0,40	0,30
490	80	3	3256,6	1,34	0,40	0,25
490	90	3	3246,2	1,36	0,41	0,19
490	100	3	3236,1	1,38	0,41	0,13
510	60	3	3265,1	1,28	0,38	0,17
510	70	3	3253,4	1,30	0,39	0,12
510	80	3,5	3225,7	1,30	0,39	0,57
510	90	3,5	3215,0	1,32	0,40	0,49
510	100	3,5	3204,8	1,34	0,40	0,42
530	60	3,5	3230,9	1,25	0,37	0,49
530	70	3,5	3218,9	1,26	0,38	0,43
530	80	3,5	3207,5	1,28	0,38	0,37
530	90	3,5	3196,6	1,29	0,39	0,30
530	100	3,5	3186,0	1,30	0,39	0,22
550	60	3,5	3211,9	1,22	0,37	0,32
550	70	3,5	3199,5	1,23	0,37	0,25
550	80	3,5	3187,8	1,25	0,37	0,18
550	90	3,5	3176,5	1,26	0,38	0,11
550	100	3,5	3165,6	1,27	0,38	0,03

En la Tabla 20 se indica el número de captadores seleccionado para la zona de sobrecalentamiento, que marca la posición del separador agua-vapor. Este valor se ha establecido atendiendo a los criterios establecidos anteriormente, considerando además un pequeño margen para permitir la inyección antes del último captador, al igual que en el modo un-solo-paso. Además, la tabla incluye la potencia útil del lazo, el caudal estimado de vapor y de recirculación para condiciones nominales y la diferencia en el número de captadores de sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso. Las entalpías y potencia útil por captador en cada zona son idénticas a las del modo un-solo-paso, por lo que no se repiten en esta tabla.

El número de captadores de sobrecalentamiento especificado en la Tabla 20 varía entre 2 y 3,5 dependiendo del caso concreto, siendo mayor según aumentan las condiciones de presión y temperatura de salida y siempre un múltiplo de 0,5 para ajustar la posición del separador según las longitudes estándar del captador considerado. El valor de  $\Delta N_{sup,recirc}$  indica la diferencia entre el número de captadores de sobrecalentamiento para el modo un-solo-paso y el modo recirculación, que siempre es  $>0$  (es decir, en exceso) para cumplir la restricción impuesta por la ecuación 5.5. Por otra parte, para reducir las pérdidas térmicas en recirculación se recomendaba que la zona de sobrecalentamiento fuera similar a la equivalente en el modo un-solo-paso, marcada por la ecuación 5.3, lo cual implica un valor de  $\Delta N_{sup,recirc} < 0,5$ . No obstante, en los valores de la Tabla 20 hay dos excepciones a esta condición, el caso de 470 °C y 60 bar y el de 510 °C y 80 bar, en los que el número de captadores en exceso es ligeramente superior a 0,5. Como se ha mencionado anteriormente, para permitir la inyección antes del último captador es necesario un pequeño margen de exceso en la zona de sobrecalentamiento, sobre todo en presiones no muy elevadas. En los dos casos, y después de simular mediante el modelo TRNSYS algunos días de ejemplo, se ha decidido incrementar el valor de  $\Delta N_{sup,recirc}$  un poco por encima de 0,5 para facilitar ese margen de inyección.

Al igual que ocurría en el modo un-solo-paso, el caudal nominal obtenido por lazo  $\dot{m}_{loop}$  de la Tabla 20, que corresponde al caudal de salida de vapor del separador, está en todos los casos dentro de los márgenes recomendados, entre 1 y 1,5 kg/s. El caudal en la zona de evaporación será la suma del de vapor y el de recirculación, por lo que los valores resultantes aseguran una refrigeración apropiada de los tubos receptores.

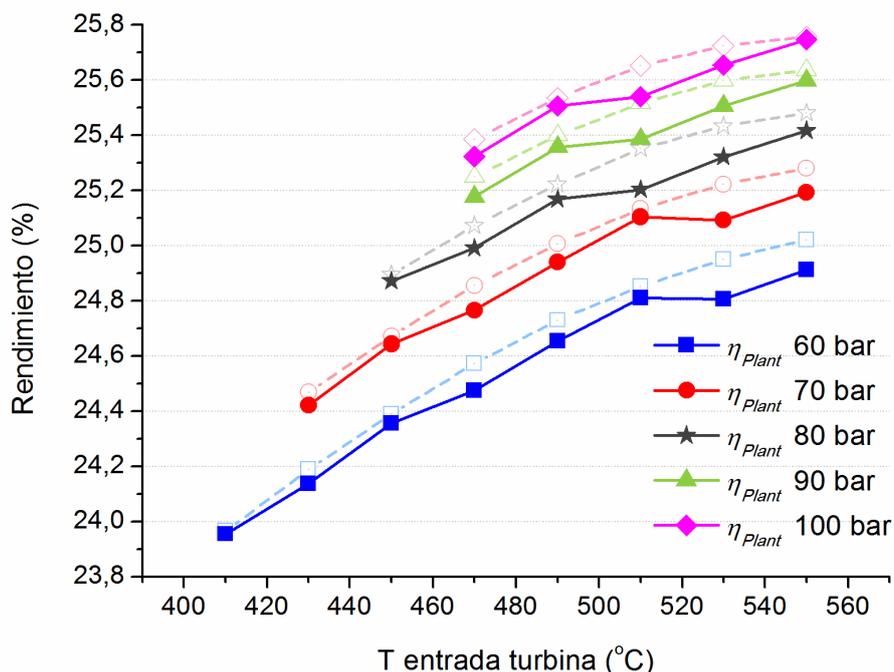
Si comparamos los datos de potencia útil por lazo de la Tabla 20 con los de la Tabla 19, observamos cómo los resultados son siempre inferiores para el modo de recirculación, tal como se mencionaba anteriormente, debido a la mayor longitud de la zona de sobrecalentamiento. A partir de los datos de potencia útil de la Tabla 20 se han obtenido los resultados teóricos para el rendimiento del campo solar en condiciones nominales, que se muestran en la Fig. 93, aproximándolos al rendimiento de un lazo y suponiendo que no hay pérdidas adicionales.



**Figura 93. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

En la Fig. 93 se observa una evolución irregular de las curvas de rendimiento, en contraste con lo que ocurría en la Fig. 84, y siempre con resultados inferiores a los del modo un-solo-paso. La diferencia entre ambos modos se explica por las mayores pérdidas térmicas mencionadas al inicio del apartado, y su valor concreto está relacionado con el número de captadores en exceso respecto al modo un solo paso,  $\Delta N_{sup,recirc}$ , de la Tabla 20. Así, en general puede apreciarse cómo el rendimiento del campo solar en el modo recirculación se aleja más del valor para el modo un-solo-paso cuanto mayor es el valor de  $\Delta N_{sup,recirc}$ . Por ejemplo, en la Fig. 93 puede verse cómo para el caso de 510 °C y 80 bar, con un valor de  $\Delta N_{sup,recirc} = 0,57$ , el rendimiento del campo en el modo recirculación está bastante lejos del valor teórico para el modo un-solo-paso, mientras que para el caso de 510 °C y 70 bar, con un valor de  $\Delta N_{sup,recirc} = 0,12$ , el rendimiento es muy similar en ambos modos.

Al igual que en el modo un-solo-paso, los valores de rendimiento bruto de la central en condiciones de diseño, representados en la Fig. 94, se han obtenido multiplicando los rendimientos teóricos del campo solar y del bloque de potencia (Figs. 93 y 82), para cada uno de los valores de presión y temperatura considerados.



**Figura 94. Rendimiento bruto teórico de una central GDV en condiciones nominales para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

En la Fig. 94 se observa cómo la forma irregular de las curvas en la Fig. 93 se reproduce en el rendimiento bruto teórico de la central. Los valores globales son también menores que en el modo un-solo-paso.

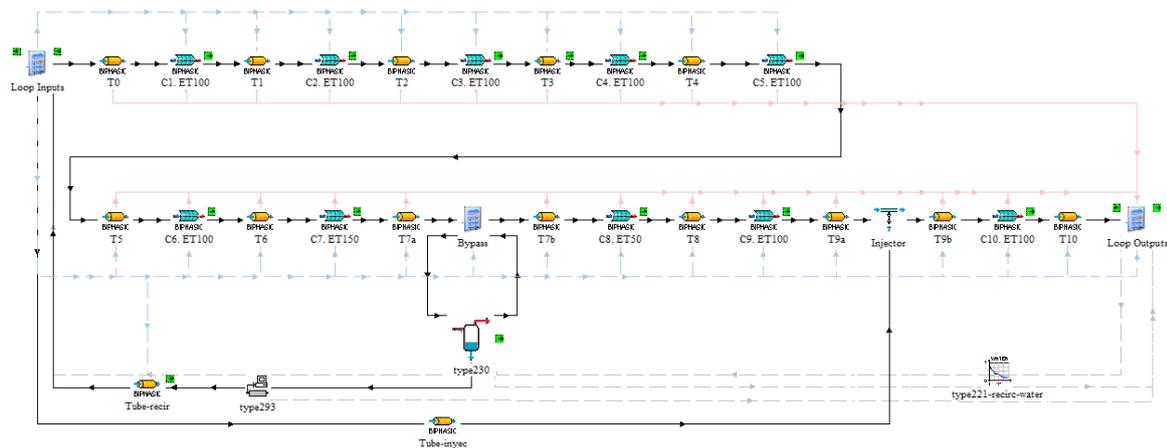
De forma análoga al análisis en un-solo-paso, será conveniente realizar simulaciones anuales con el modelo de central GDV en el modo recirculación. Los resultados obtenidos permitirán comprobar si las diferencias en términos de rendimiento anual son similares a las nominales o existen más factores que afecten al comportamiento de la central al variar las condiciones de presión y temperatura.

### 5.1.5 Resultados anuales para el modo recirculación

La central GDV considerada en este apartado para el modo recirculación es similar al empleado en el modo un-solo-paso, con 40 lazos de 10 captadores ET-II de 100 m y un bloque de potencia de 38,5 MWe con 3 extracciones sin recalentamiento. Sin embargo, la configuración del campo solar para el modo recirculación incorporará un separador agua-vapor en cada lazo de captadores. Al igual en el modo un-solo-paso, se incluirá un inyector de agua antes del último captador de la zona de sobrecalentamiento para permitir un control preciso de la temperatura de salida del vapor.

El modelo TRNSYS de central que se utilizará para las simulaciones anuales en el modo recirculación presenta el mismo diagrama general que el del modo un-solo-paso, representado en la Fig. 56. También los subsistemas correspondientes a las tuberías de distribución (Fig. 58), bloque de potencia (type250) y control del campo solar (Fig. 59) tienen el mismo aspecto que en el modelo general de central GDV para el modo un-solo-paso. No obstante, el modelo del controlador deberá configurarse para operar en el modo de recirculación según las ecuaciones definidas en la sección 2.5.3, redirigiendo las variables correspondientes requeridas por el sistema.

Por otro lado, el modelo de lazo de captadores, implementado en la macro ‘Collectors Loop’ es diferente para el modo recirculación, y además deberá ajustarse específicamente para cada caso de la Tabla 20 teniendo en cuenta que, aunque el número de captadores es el mismo para todos ellos, 10, la posición del separador agua-vapor y la longitud de determinados captadores (50, 100 o 150 m) puede variar de unos casos a otros. Así, en la Fig. 95 se muestra como ejemplo el modelo TRNSYS del lazo de captadores (‘Collectors Loop’) en modo recirculación para el caso de 450 °C y 60 bar.



**Figura 95. Modelo TRNSYS del lazo de captadores (‘Collectors Loop’) para el modo recirculación en la central GDV**

Según se deduce de los datos de la Tabla 20, el caso representado en la Fig. 95 tiene el separador en el captador número 7,5, lo cual obliga a utilizar longitudes de captador distintas de 100 m en torno a ese componente. Por ello, en este caso el captador número #7 tiene una longitud de 150 m mientras que el número #8 es de 50 m. Aunque en cada caso de la Tabla 20 analizado son posibles diferentes combinaciones de captadores con distintas longitudes, en todas se ha considerado que el número total de captadores sea 10, para evitar penalizar opciones por las tuberías de interconexión entre captadores. Además, el último captador del lazo siempre se ha tomado de 100 m para que la posición del inyector sea la misma en todos los casos.

Además de los componentes utilizados para el lazo en modo un-solo-paso, el esquema TRNSYS para recirculación de la Fig. 95 incluye el componente para el separador

(type230) descrito en la sección 2.5.2, un editor de ecuaciones para simular el sistema de válvulas en el bypass durante el arranque, la tubería de recirculación y componentes auxiliares para retener valores del paso anterior y determinar las propiedades del fluido.

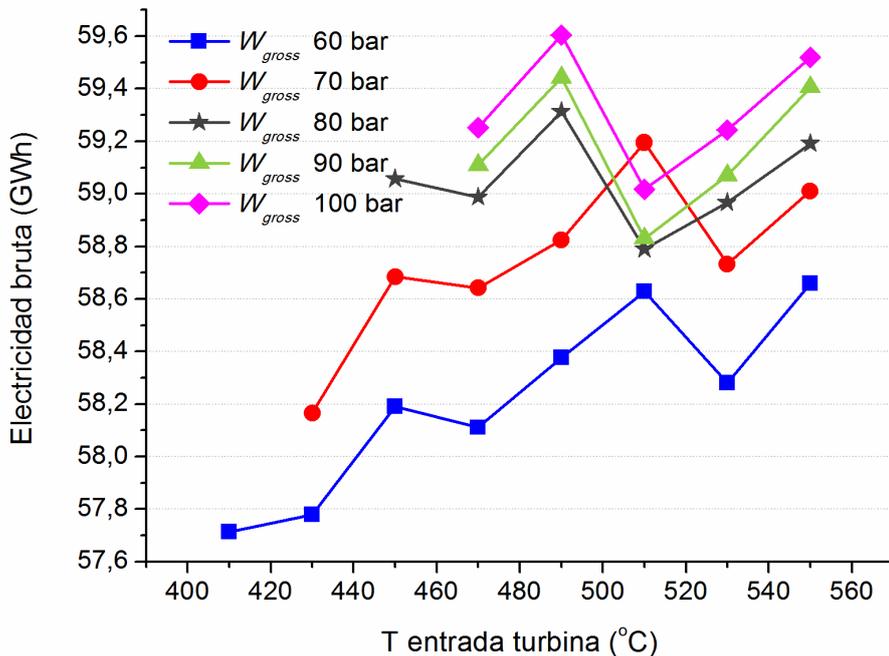
Las características y parámetros de las tuberías de interconexión y de distribución son las mismas que en la central en modo un-solo-paso, especificadas en la Tabla 15. Los parámetros adicionales necesarios relativos al separador, al controlador y a las tuberías de recirculación y de acceso al separador se indican en la Tabla 21. Los diámetros de tuberías, rugosidad y espesores del aislamiento son los mismos que las tuberías de interconexión especificadas en la Tabla 14.

**Tabla 21. Parámetros adicionales considerados para el separador agua-vapor, el controlador y las tuberías de recirculación y acceso al separador en el lazo de captadores para el modo recirculación**

Parámetro	Valor
Rendimiento del separador agua-vapor (%)	95
Volumen total del separador agua-vapor (m <sup>3</sup> )	5
Volumen de consigna para el separador agua-vapor (m <sup>3</sup> )	1
Ganancia proporcional del controlador de volumen del separador, $K_p$ (kg/(s·m <sup>3</sup> ))	0,5
Coefficiente de pérdida de carga del separador, $\xi$	1
Tasa de recirculación, $R$	0,3
Rendimiento de la bomba de recirculación (%)	70
Longitud de tubería en la línea de recirculación de cada lazo (m)	400
Número de codos de 90° en la línea de recirculación de cada lazo	10
Longitud de tubería de acceso al separador en cada lazo (m)	5
Número de codos de 90° en la tubería de acceso al separador	20

El coeficiente de pérdida de carga del separador, especificado en la Tabla 21, se define en el modelo del separador (ver ecuación 2.63) y está referido al diámetro de las tuberías de interconexión entre captadores (ver Tabla 14).

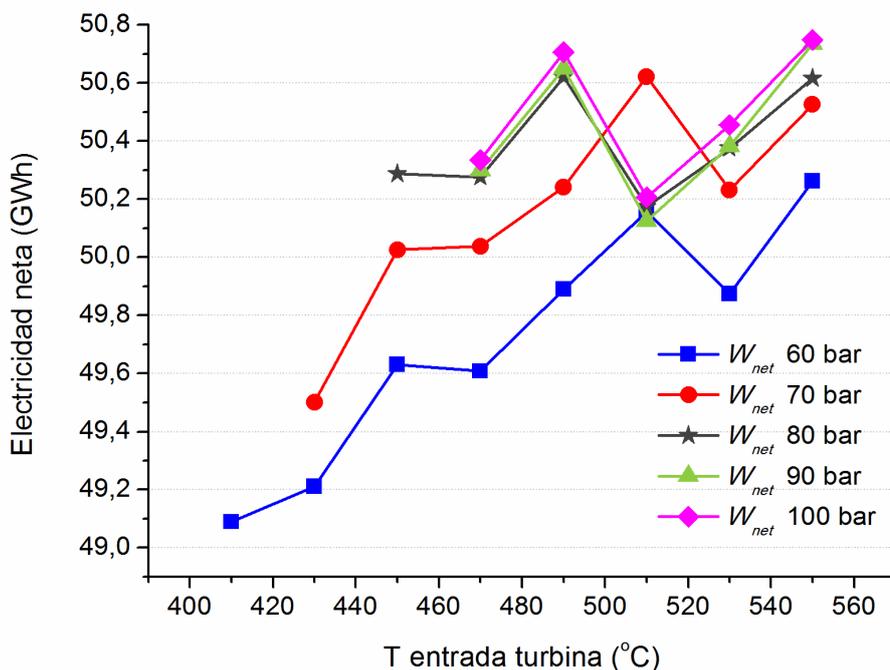
El modelo TRNSYS de central GDV para el modo de recirculación, desarrollado para cada caso de la Tabla 20, se ha ejecutado para realizar simulaciones anuales variando las condiciones de presión y temperatura y utilizando los mismos datos meteorológicos que en el modo un-solo-paso. Así, de forma análoga a la Fig. 85, en la Fig. 96 se representa la producción eléctrica bruta anual obtenida con el modelo de central GDV en recirculación para cada uno de los casos analizados.



**Figura 96. Producción eléctrica bruta anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Los resultados de producción de la Fig. 96 para el modo recirculación muestran una evolución más irregular que en el modo un-solo-paso. No obstante, exceptuando algunos casos (como a 510 °C, donde existían diferencias importantes en el número de captadores en exceso  $\Delta N_{sup,recirc}$ ) se mantiene la tendencia de una mayor electricidad bruta anual para valores más altos de presión.

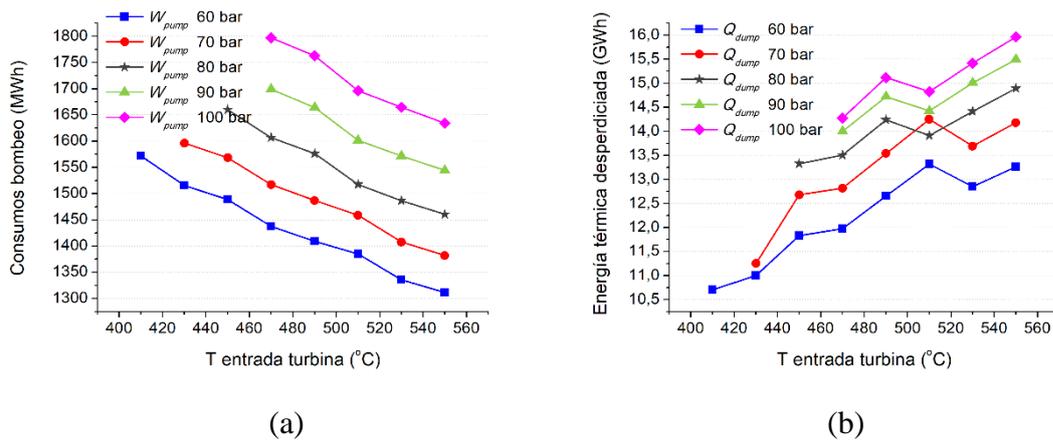
Para analizar los resultados de producción final, teniendo en cuenta los consumos eléctricos, en la Fig. 97 se representa la energía eléctrica neta anual para el modo recirculación.



**Figura 97. Producción eléctrica neta anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Como ocurría en la Fig. 87 para el modo un-solo-paso, en recirculación las curvas de producción anual neta correspondientes a las presiones entre 80 y 100 bar son muy parecidas. A pesar de lo que ocurría con la producción bruta, no parecen obtenerse grandes ganancias en electricidad anual neta al trabajar a más de 80 bar. Por otra parte, al igual que en la electricidad bruta de la Fig. 96, sigue observándose una evolución muy irregular de la producción neta con la temperatura, que parece estar relacionada con el problema del exceso de captadores en sobrecalentamiento y el rendimiento correspondiente del campo, por lo que se analizará más detalladamente.

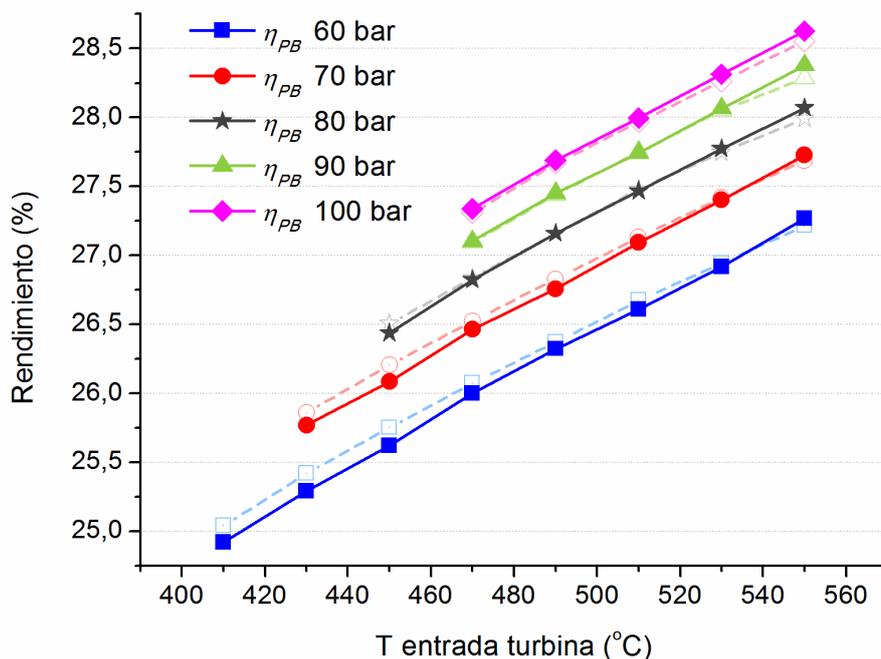
Al igual que en el modo un-solo-paso, se muestran en la Fig. 98 los resultados anuales de energía eléctrica anual consumida en bombeo del fluido (a) y energía térmica desperdiciada por dumping (b).



**Figura 98. Consumos eléctricos anuales por bombeo de fluido (a) y energía térmica anual desperdiciada por dumping (b) en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina**

Los valores de energía eléctrica anual utilizada para el bombeo de fluido reflejados en la Fig. 98a son ligeramente superiores (unos 50 MWh<sub>e</sub>) al modo un-solo-paso, debido principalmente a la mayor pérdida de carga en la zona de evaporación y a los consumos adicionales de la bomba de recirculación. En cuanto a la energía desperdiciada por dumping, el comportamiento irregular de las curvas de la Fig. 98b parece estar en proporción con la producción eléctrica bruta reflejada en la Fig. 96.

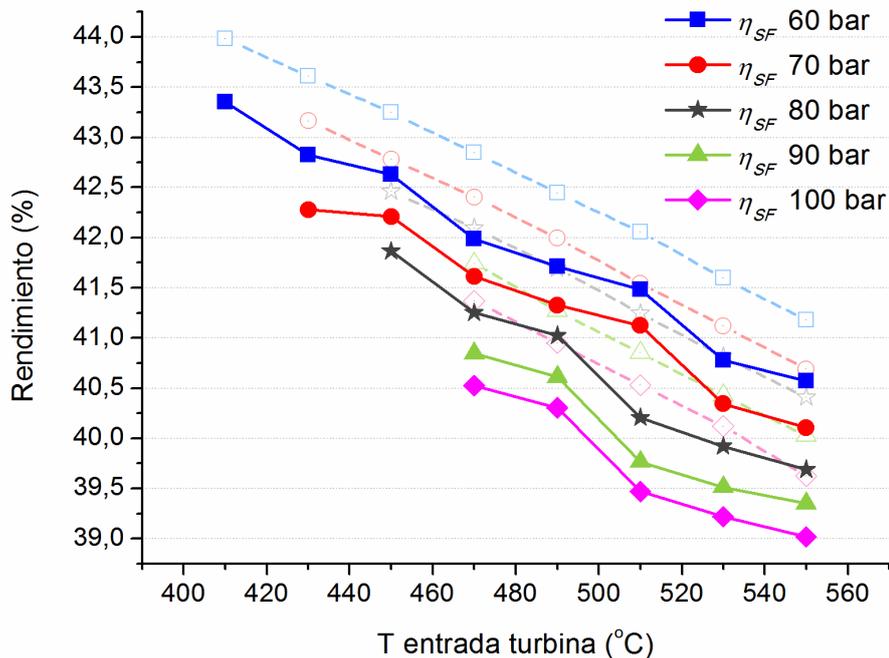
A continuación, en la Fig. 99 se muestra el rendimiento neto anual del bloque de potencia en el modo recirculación, incluyendo en línea discontinua de color más claro los del modo un-solo-paso como referencia.



**Figura 99. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

No parecen existir grandes diferencias en el rendimiento anual del bloque de potencia para el modo recirculación con respecto al modo un-solo-paso. Se observa que los valores son ligeramente inferiores para presiones no muy elevadas (menos de 80 bar) y ligeramente superiores para presiones muy altas (100 bar), pero no parece que estas pequeñas diferencias expliquen los resultados de producción bruta.

Con objeto de analizar las razones de la evolución irregular de las curvas de producción, en la Fig. 100 se representan los resultados de rendimiento neto anual del campo solar en el modo recirculación, comparándolos también con los del modo un-solo-paso.

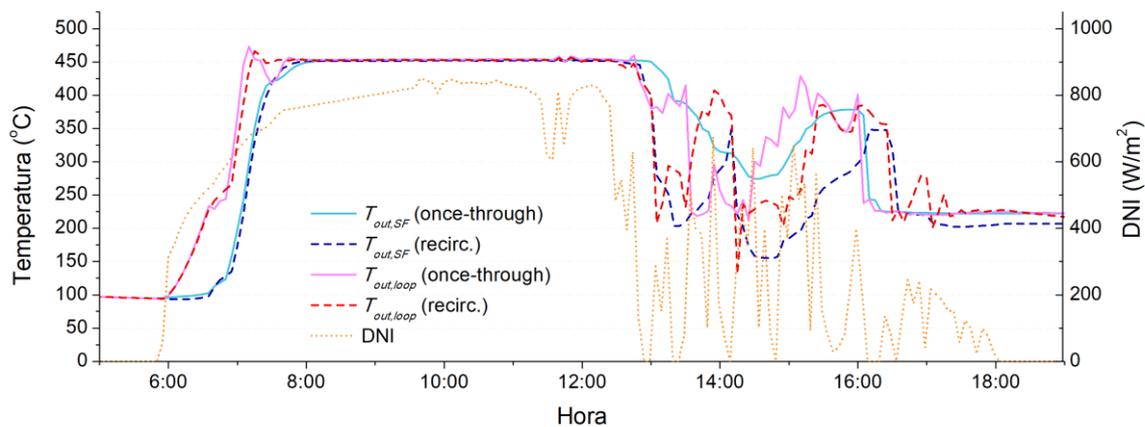


**Figura 100. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

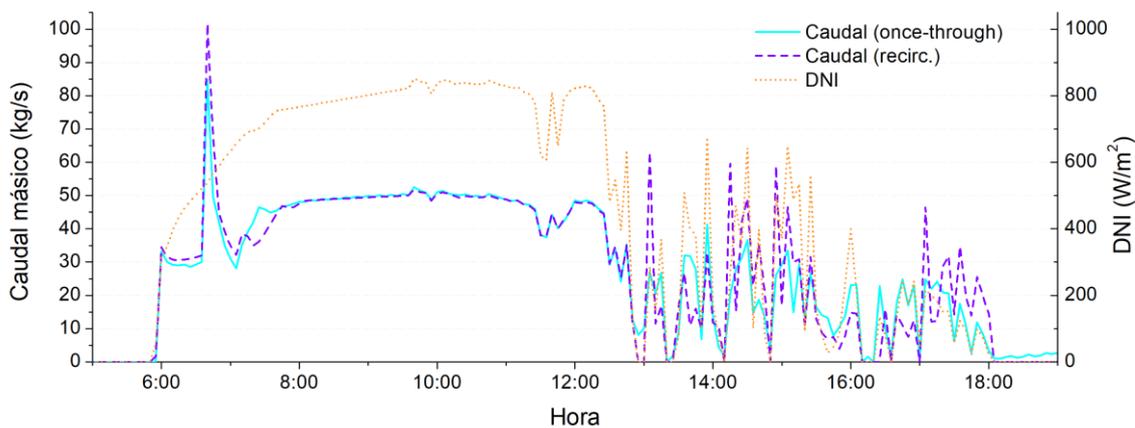
La evolución irregular que aparecía en los resultados teóricos del campo solar para condiciones nominales de la Fig. 93 también se da en el rendimiento neto anual, apreciándose también que las diferencias entre ambos modos son mayores en los casos con un valor mayor de  $\Delta N_{sup,recirc}$  (por ejemplo, a 510 °C con presiones de 80 bar o superiores). Sin embargo, para condiciones nominales los resultados del modo recirculación estaban mucho más cercanos a los de un-solo-paso, mientras que se obtienen unas diferencias entre 0,5 y 1 punto porcentual al analizar el rendimiento anual mostrado en la Fig. 100.

Las razones para que el rendimiento neto anual del campo solar sea significativamente menor en el modo recirculación pueden asociarse, aparte de la mayor longitud de la zona de sobrecalentamiento ya mencionada, a un mayor tiempo de arranque debido al proceso descrito de cambio de válvulas, que es particularmente perjudicial en el re-arranque tras transitorios solares profundos, y a la inercia térmica que originan los elementos adicionales instalados en el campo solar como son el separador y las tuberías de recirculación.

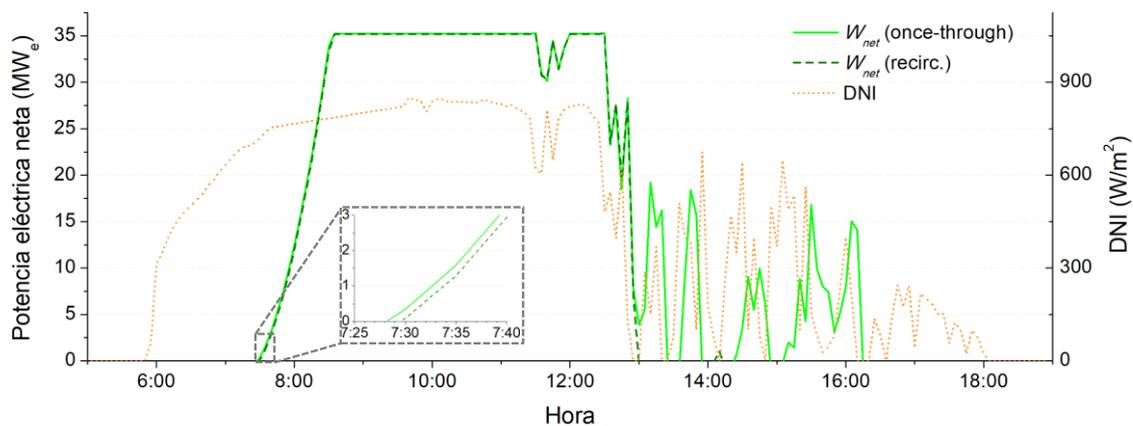
Para analizar el comportamiento del modelo para cada modo y los problemas mencionados en el caso de recirculación, se ha escogido un día de ejemplo, el 12 de mayo, con transitorios profundos de la radiación solar. Los resultados para el caso de 450 °C y 60 bar en los modos un-solo-paso y recirculación se representan en la Fig. 101.



(a)



(b)



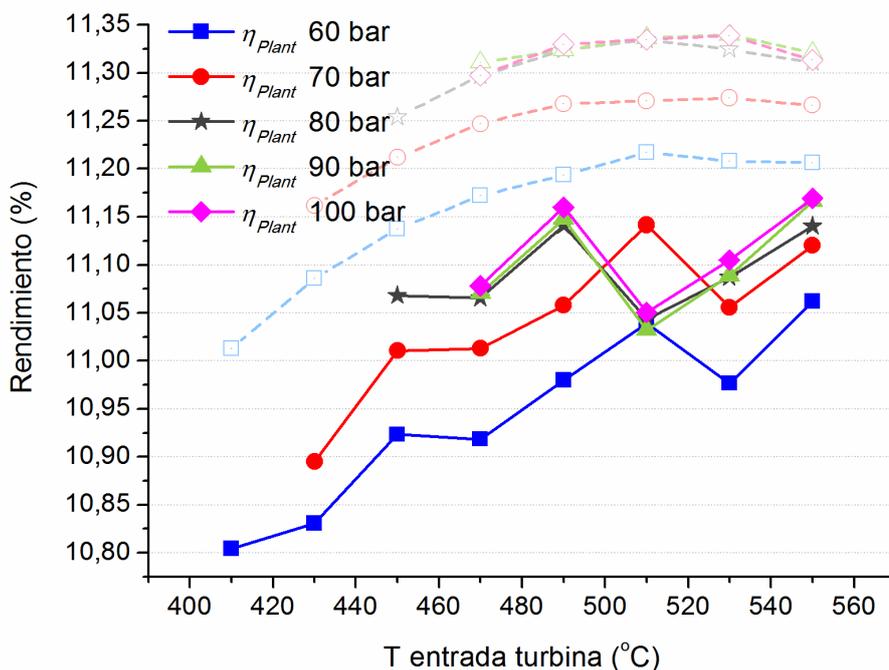
(c)

**Figura 101. Resultados diarios de temperaturas de salida del campo y de los lazos (a); caudal másico de salida del campo solar (b); potencia eléctrica neta (c) para el 12 de mayo, incluyendo también la DNI, en el modo un-solo-paso (once-through) y recirculación**

En términos de temperatura (Fig. 101a) se observa que el arranque es ligeramente más rápido en el modo un-solo-paso. Sin embargo, el impacto sobre la potencia eléctrica neta es difícil de apreciar en este caso, ya que el retraso en el tiempo de arranque del caso de recirculación es menor de un paso temporal (alrededor de 1 min, según puede apreciarse en la ventana ampliada para el arranque en la Fig. 101c). Tampoco es fácil distinguir la diferencia entre los dos modos en cuanto a consumos por bombeo, ya que los valores máximos de potencia eléctrica neta son muy similares en ambos.

Sin embargo, a partir de las 13:00 h se producen una serie de transitorios solares importantes en los que la evolución de las temperaturas (Fig. 101a) en la salida del campo solar es diferente para cada uno de los dos modos. Ante un descenso importante de la temperatura de salida, provocado por la caída de la radiación solar debido a nubosidad significativa, el campo solar en la configuración recirculación entra de nuevo en el proceso de arranque, cambiando de posición las válvulas correspondientes para que puedan aprovecharse también los captadores de sobrecalentamiento, como se explica anteriormente. Sin embargo, durante el período en el que está bajando la temperatura, tal como puede apreciarse en la Fig. 101b (a las 13:00 h aprox.), la zona de sobrecalentamiento se queda sin caudal de fluido en el modo recirculación, ya que no se obtiene vapor del separador. Por el contrario, en el modo un-solo-paso sí que existe circulación de fluido, a un caudal bajo, por los captadores finales del lazo, lo que hace que el descenso de temperatura es menos abrupto que en recirculación. Esto provoca que, para este ejemplo, durante el proceso de re-arranque en el modo recirculación no se consigan alcanzar las condiciones necesarias para operar la turbina tras los transitorios, después de las 13:00 h, mientras que en un-solo-paso sí hay producción eléctrica, como puede verse en la Fig. 101c. En general, parece que las oscilaciones del caudal de salida del vapor en transitorios solares importantes resultan ser mayores en el modo recirculación (ver Fig. 101b), lo que dificulta recuperar de forma rápida las condiciones requeridas en la turbina, en comparación con el modo un-solo-paso.

Finalmente, en la Fig. 102 se reflejan los resultados de rendimiento neto anual de la central en modo recirculación (que sería el producto de los rendimientos del campo solar y el bloque de potencia), incluyendo también en línea discontinua más clara los de un-solo-paso como referencia.



**Figura 102. Rendimiento neto anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

En la Fig. 102 puede apreciarse la gran diferencia entre ambos modos en términos de rendimiento anual, como consecuencia del comportamiento descrito para el campo solar. Como conclusión, en ninguno de los casos del modo recirculación considerados (combinaciones de presión y temperatura) se llegan a alcanzar los valores de rendimiento anual del modo un-solo-paso.

Es necesario puntualizar que en este estudio se han considerado separadores compactos individuales en cada lazo, como los prototipos ensayados en la PSA (Eck et al., 2006), que se espera que ofrezcan bajos costes y poca inercia térmica. Con el fin de reducir las desventajas encontradas para el modo recirculación, podría plantearse el análisis de otras configuraciones como un separador o acumulador de vapor común para todo el campo solar de evaporación, como se describe en el trabajo de Willwerth et al. (2017), en lugar de separadores compactos para cada lazo. Esto podría incrementar la inercia térmica y facilitar la gestión de transitorios solares, cuyos problemas se explican en la Fig. 101, manteniendo un caudal de vapor en la zona de sobrecalentamiento y evitando paradas de turbina. No obstante, la mayor inercia térmica podría tener como contrapartida mayores tiempos de arranque. Además, el uso de tanques de gran tamaño a alta presión puede suponer un aumento del coste y los riesgos de seguridad de la planta. Por todo ello, estas configuraciones alternativas deberán evaluarse cuidadosamente en estudios específicos futuros.

## **5.2 Variación del número de captadores en cada lazo**

La elección del número de captadores en cada lazo del campo solar, tanto para evaporación y precalentamiento como para sobrecalentamiento del vapor, representa un compromiso entre los consumos por bombeo del fluido y la capacidad de producción energética de cada lazo. Al disminuir el número de captadores por lazo, para un mismo tamaño de campo, se reduce la pérdida de carga total del campo solar y, por tanto, los consumos por bombeo del fluido. La reducción del número de captadores conlleva también una reducción del caudal a través del lazo, pero debe mantenerse siempre un valor mínimo de caudal en los captadores para evitar la estratificación del flujo bifásico (**Eck et al., 2004; Eck y Steinmann, 2005**) y así garantizar la refrigeración adecuada de los tubos receptores. En situaciones de baja radiación solar, al aumentar el número de captadores aumenta la potencia térmica absorbida para ese valor mínimo de caudal y, por tanto, se incrementa la capacidad del campo de proporcionar las condiciones necesarias del vapor para ser útil a la turbina. No obstante, esto aumenta las pérdidas de carga globales y, como consecuencia, los consumos por bombeo.

Por todo ello, el número de captadores por lazo puede considerarse uno de los parámetros del campo susceptible de optimización. Así, en el siguiente análisis se pretende evaluar el efecto de variar entre 8 y 12 el número de captadores por lazo, manteniendo constantes en la medida de lo posible los parámetros globales del campo solar, como el área de captación neta total y el caudal de agua en el campo.

Para limitar el número de simulaciones, se van a seleccionar tres casos de estudio significativos de entre los analizados en el apartado anterior, que representan tres escenarios distintos de desarrollo de la tecnología: ‘conservador’, con 450 °C y 60 bar; ‘realista’, con 490 °C y 70 bar; y ‘avanzado’, con 530 °C y 90 bar, que sería el que ofrece un rendimiento anual máximo para la central en el modo un-solo-paso según los resultados obtenidos en el apartado 5.1.3.

Por otra parte, en el apartado 5.1.4 se menciona la influencia de la longitud de la zona de sobrecalentamiento en las pérdidas térmicas y las limitaciones asociadas al modo recirculación para reducir esa longitud. Con el fin de analizar las diferencias entre modos de operación del campo solar y poder confirmar las conclusiones obtenidas, la optimización del número de captadores por campo se realizará tanto para el modo un-solo-paso como para el modo recirculación en cada uno de los tres escenarios indicados.

### **5.2.1 Análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales**

El análisis preliminar del modo un-solo-paso al variar el número de captadores por lazo se basará en el mismo esquema de central y metodología empleada en el apartado 5.1. Se

utilizarán las mismas ecuaciones, parámetros y suposiciones para analizar los resultados teóricos de un lazo de captadores, en condiciones nominales, variando el número de captadores del mismo  $N_{total,loop}$  entre 8 y 12, en pasos de uno. No obstante, al variar el número de captadores por lazo deberán modificarse otros parámetros de configuración de la central, como el número de lazos en el campo, para tratar de mantener las mismas condiciones del vapor de entrada a la turbina y un tamaño similar del campo.

En la Tabla 22 se recogen los principales parámetros de configuración y resultados obtenidos siguiendo el método de la sección 5.1 y variando el número de captadores por lazo  $N_{total,loop}$  para los casos seleccionados en el modo un-solo-paso. En ella se incluyen también el número de lazos del campo solar, el área neta de captación de todo el campo, el número de captadores de sobrecalentamiento, la potencia útil del lazo, el caudal estimado en el mismo para condiciones nominales y el caudal establecido por lazo para el arranque. Dado que los valores de entalpía y potencia útil por captador en cada zona son los mismos que en los casos correspondientes de la Tabla 19, no se van a repetir de nuevo.

**Tabla 22. Resultados principales del análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales variando el número de captadores por lazo ( $N_{total,loop}$ ), incluyendo el número de lazos considerado para el campo solar, área neta de captación del campo, número de captadores de sobrecalentamiento, potencia útil del lazo y caudales máxicos por lazo, estimado en condiciones nominales y establecido durante el arranque**

$T_{out,loop}$ (°C)	$p_{out,loop}$ (bar)	$N_{total,loop}$	$N_{loops,SF}$	$A_{c,SF}$ (m <sup>2</sup> )	$N_{sup}$	$\dot{Q}_{loop}$ (kW <sub>th</sub> )	$\dot{m}_{loop}$ (kg/s)	$\dot{m}_{start}$ (kg/s)
450	60	8	50	219340	1,83	2654,1	1,10	0,6
450	60	9	44	217147	2,05	2985,9	1,24	0,6
450	60	10	40	219340	2,28	3317,7	1,37	0,6
450	60	11	36	217147	2,51	3649,4	1,51	0,66
450	60	12	33	217147	2,74	3981,2	1,65	0,72
490	70	8	50	219340	2,16	2620,9	1,06	0,6
490	70	9	44	217147	2,43	2948,5	1,20	0,6
490	70	10	40	219340	2,70	3276,1	1,33	0,6
490	70	11	36	217147	2,97	3603,8	1,46	0,66
490	70	12	33	217147	3,24	3931,4	1,60	0,72
530	90	8	50	219340	2,56	2566,5	1,04	0,6
530	90	9	44	217147	2,88	2887,3	1,17	0,6
530	90	10	40	219340	3,20	3208,1	1,29	0,6
530	90	11	36	217147	3,52	3528,9	1,42	0,66
530	90	12	33	217147	3,84	3849,7	1,55	0,72

En el modelo de central GDV con 10 captadores en cada lazo, el valor de caudal durante la fase de arranque se ha establecido en 0,6 kg/s por lazo, tal como se menciona en la sección 4.1.1. Este valor es suficiente, según estimaciones basadas en correlaciones empíricas (**Eck y Steinmann, 2005; Feldhoff et al., 2016**), para garantizar una refrigeración adecuada de los tubos receptores en las condiciones de alta radiación que pueden darse durante el

arranque. Durante la operación regular, una vez superado el arranque, el valor mínimo de caudal en condiciones de baja radiación solar, por el contrario, se establece en 0,4 kg/s al igual que en el proyecto INDITEP (Zarza et al., 2006). Sin embargo, al incrementar el número de captadores por lazo, la potencia térmica absorbida es mayor y el valor de caudal en el arranque puede provocar que los valores de temperatura de salida superen el valor de consigna. Así, para evitar picos de temperatura que puedan dañar los tubos receptores, es necesario aumentar el caudal durante el arranque de forma proporcional al número de captadores. No obstante, cuando el número de captadores es inferior al de referencia (10 captadores de 100 m), el valor de caudal en el arranque se mantendrá en 0,6 kg/s ya que, como se ha mencionado, se ha considerado el valor mínimo que garantiza una correcta refrigeración en condiciones de alta DNI.

Dado que, al variar el número de captadores por lazo, el área de captación neta para ese lazo varía en proporción, el número de lazos en el campo solar indicado en la Tabla 22 se ha ajustado para que el área de captación total del campo sea aproximadamente la misma. No obstante, el ajuste perfecto no es posible para todos los casos y, en algunas combinaciones, el área total es ligeramente diferente. Esto podría tener una pequeña influencia en algunos resultados, como el rendimiento del bloque de potencia (por trabajar a cargas ligeramente distintas) o la energía térmica desperdiciada anualmente.

Por otra parte, el rendimiento nominal del campo solar en el modo un-solo-paso corresponde a los valores mostrados en la Fig. 84 para los casos correspondientes. Según el método de cálculo empleado en el apartado 5.1, los resultados teóricos de rendimiento del lazo en condiciones nominales no cambian al variar el número de captadores del mismo, ya que tanto la potencia útil del lazo como la energía solar disponible son directamente proporcionales al número de captadores.

## 5.2.2 Resultados anuales para el modo un-solo-paso

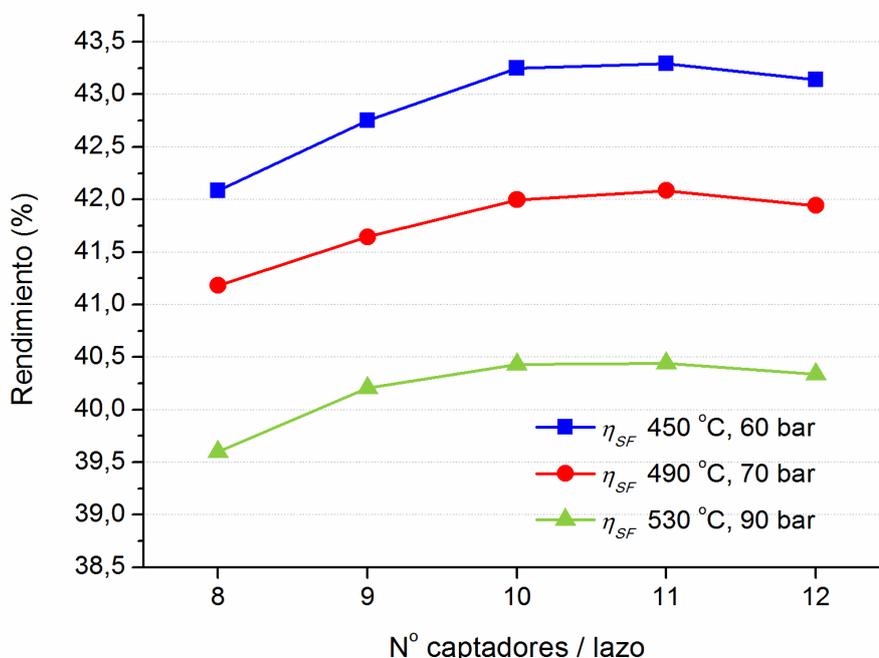
El modelo TRNSYS de central GDV utilizado en las simulaciones es el mismo que el del apartado 5.1 (ver Fig. 56), configurando los parámetros correspondientes especificados en la Tabla 22. También ha sido necesario modificar el modelo de lazo ('Collectors Loop') de la Fig. 57 para añadir o quitar componentes y así reproducir la configuración concreta de lazo requerida en cada caso. No obstante, el inyector se mantendrá siempre antes del último captador de cada lazo, es decir, a unos 100 m de la salida independientemente de la longitud total del mismo.

Para todas las simulaciones anuales se ha empleado el mismo emplazamiento y datos meteorológicos de entrada del apartado anterior en todos los casos. Sin embargo, dado que el área de captación del campo solar varía ligeramente de unos casos a otros (ver Tabla 22), también será diferente la energía solar disponible anual. Por tanto, para comparar adecuadamente la producción anual al variar el número de captadores por lazo será

conveniente evaluar el rendimiento del campo o de la central, que tiene en cuenta esa diferencia en la energía solar disponible, en lugar de producción total.

Por otra parte, las pequeñas diferencias resultantes en el tamaño del campo podrían influir, como se ha mencionado anteriormente, en los resultados de rendimiento del bloque de potencia, por trabajar a distinta carga, o de proporción de energía desperdiciada (factor de dumping) en cada caso. Estas diferencias parecen inevitables al optimizar de forma sistemática el número de captadores por lazo, por lo que se analizarán más adelante con los resultados correspondientes.

En la Fig. 103 se muestran los resultados de rendimiento neto anual del campo solar en modo un-solo-paso en función del número de captadores por lazo, para los tres escenarios considerados.

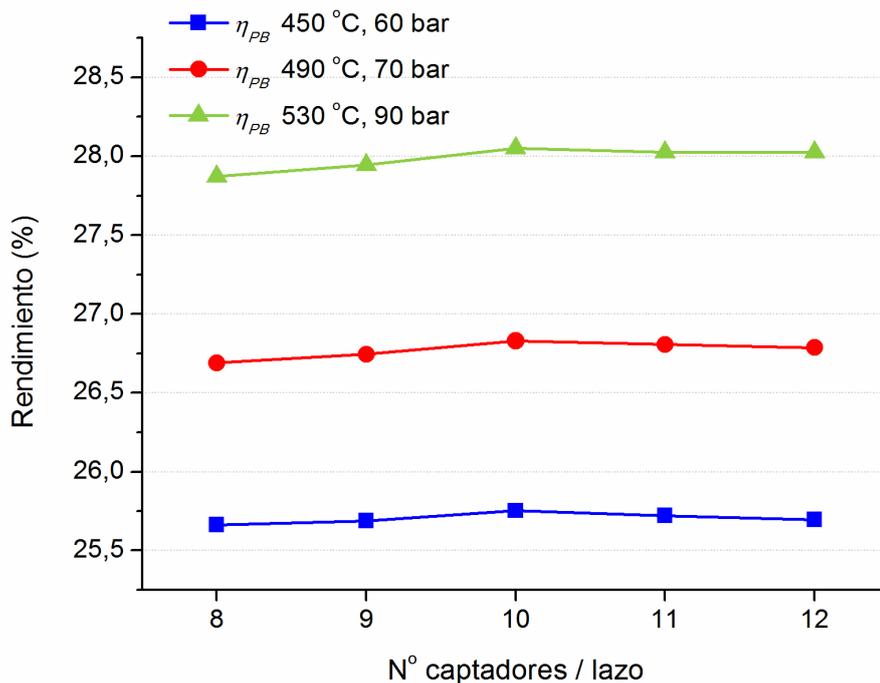


**Figura 103. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

Según se aprecia en la Fig. 103, el rendimiento máximo anual del campo solar podría alcanzarse para 11 captadores por lazo en los tres escenarios analizados. No obstante, con 10 captadores por lazo, que es el valor considerado en los apartados anteriores, el rendimiento es muy similar al de 11 captadores, por lo que parece una referencia razonable. Para valores inferiores a 10 captadores por lazo el rendimiento del campo sufre una reducción importante, lo que viene originado principalmente por la limitación impuesta en el caudal mínimo de funcionamiento ante valores bajos de irradiancia. Tanto en el arranque como al caer la radiación solar, si el lazo cuenta con pocos captadores no es capaz de dar

las condiciones requeridas del vapor de salida y esto provoca que el vapor no pueda utilizarse, con lo que el rendimiento neto anual del campo solar (que se calcula como el cociente entre la energía térmica útil al bloque de potencia y la energía solar disponible) disminuye.

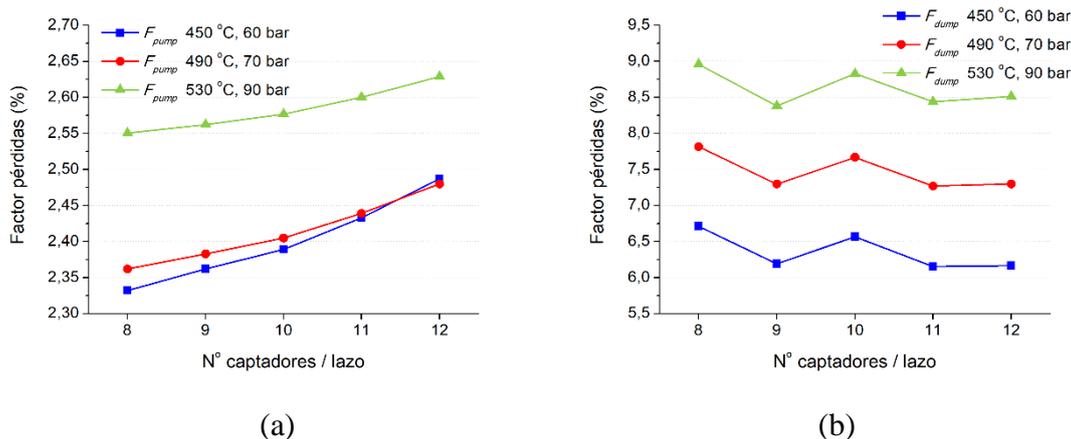
En cualquier caso, será necesario confirmar las tendencias obtenidas para el campo solar incorporando además el rendimiento anual del bloque de potencia, que se representa en la Fig. 104.



**Figura 104. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

El rendimiento anual del bloque de potencia según el número de captadores por lazo, representado en la Fig. 104, parece mucho más estable que el del campo solar para cada uno de los casos analizados. No obstante, es un poco más alto para 10 captadores por lazo y desciende ligeramente para valores inferiores. Dado que para 10 captadores el área de captación es algo mayor que en los otros casos, exceptuando el de 8 captadores, el pequeño incremento de potencia térmica podría proporcionar una carga media anual de la turbina un poco más elevada y explicar así los mejores resultados del bloque de potencia. Por el contrario, para 8 captadores, con el mismo tamaño de campo que para 10, esta circunstancia no parece suponer una ventaja. Las razones para ello podrían asociarse a causas similares a las de la disminución del rendimiento del campo solar, que en este caso afectarían a la carga de la turbina, reduciéndola en momentos de baja radiación solar.

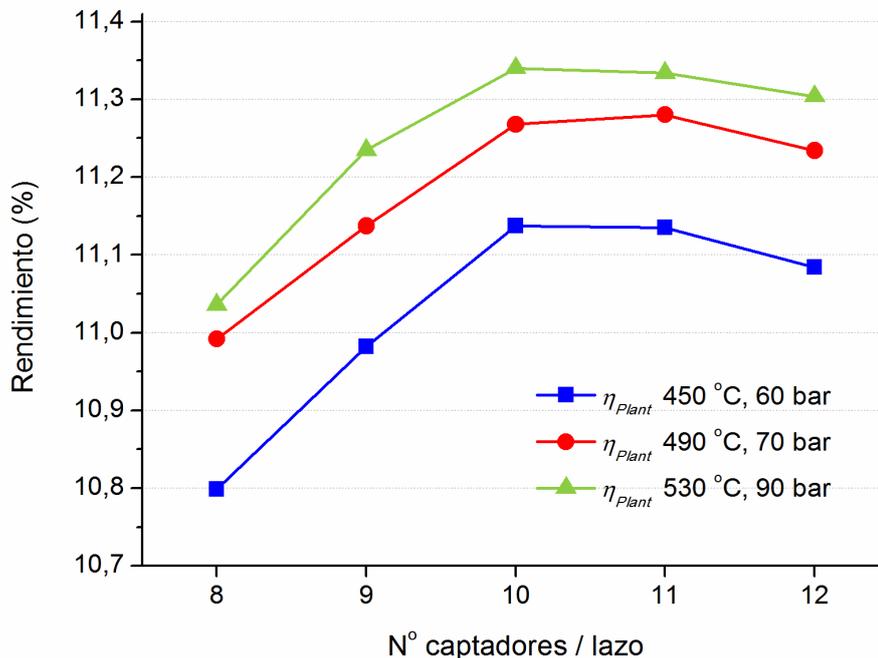
En este caso, dado que el tamaño del campo solar varía ligeramente entre unos casos y otros, para comparar el efecto anual de los consumos por bombeo y de la energía térmica desperdiciada resulta aconsejable no utilizar los valores absolutos, sino definir unos factores anuales de pérdidas. En este sentido, el factor de pérdidas por bombeo será el cociente entre la energía eléctrica consumida y la electricidad bruta anual, mientras que el factor de dumping será el cociente entre los resultados anuales de energía térmica desperdiciada y de energía térmica útil para el bloque de potencia. Ambos factores se representan en la Fig. 105 (a y b, respectivamente).



**Figura 105. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

De acuerdo con las hipótesis planteadas al principio de esta sección, el factor de pérdidas por bombeo del fluido representado en la Fig. 105a es mayor según aumenta el número de captadores por lazo, debido a la mayor pérdida de carga. Por otra parte, el factor de dumping mostrado en la Fig. 105b parece estar directamente relacionado con el tamaño del campo solar, tal como se sugería anteriormente. En los casos con una mayor área de captación (8 y 10 captadores por lazo), las diferencias respecto a los otros casos, aunque parecen pequeñas, son suficientes para hacer que la turbina trabaje a carga máxima durante más tiempo y, por tanto, se desperdicie más energía anualmente.

El producto del rendimiento neto anual del campo solar y del bloque de potencia permite obtener el rendimiento neto anual de la central, que se muestra en la Fig. 106.



**Figura 106. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

Como se aprecia en la Fig. 106, las tendencias en el rendimiento anual de la central reproducen los resultados de rendimiento obtenidos para el campo solar. Sin embargo, aunque el rendimiento del bloque de potencia era muy estable, el pequeño incremento para el caso de 10 captadores afecta ligeramente a los resultados finales en favor de esta configuración. Así, los valores máximos de rendimiento anual de la central se obtienen para 10 captadores en los escenarios ‘conservador’ (450 °C y 60 bar) y ‘avanzado’ (530 °C y 90 bar), mientras que en el escenario ‘realista’ (490 °C y 70 bar) el máximo se da para 11 captadores por lazo.

### 5.2.3 Análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales y posición del separador

La metodología definida en la sección 5.1.4 para el diseño del lazo de captadores en recirculación y para determinar la posición del separador agua-vapor es también aplicable cuando varía el número de captadores por lazo. Como ocurría en un-solo-paso, el valor del parámetro  $N_{total,loop}$  no será un valor fijo, sino que variará entre 8 y 12 dependiendo del caso a evaluar.

De forma análoga a las conclusiones del apartado 5.1.4, la posición óptima del separador para reducir las pérdidas térmicas estaría lo más cerca posible de lo indicado en la Tabla 22

para el modo un-solo-paso. Sin embargo, aunque varíe el número de captadores por lazo, la situación del separador sigue estando limitada por las longitudes estándar de captador (50, 100 o 150 m), por lo que el número de captadores para sobrecalentamiento deberá ser un múltiplo de 0,5. La tasa de recirculación empleada es también la misma que en el apartado 5.1.4,  $R = 0,3$ .

De manera similar al modo un-solo-paso, en la Tabla 23 se recogen los principales resultados obtenidos para el modo recirculación en cada una de las configuraciones escogidas de presión, temperatura de salida y número de captadores por lazo. En ella se indica el número de captadores considerado para la zona de sobrecalentamiento, que marca la posición del separador agua-vapor. Este valor se ha establecido siguiendo la misma metodología utilizada en el apartado 5.1, incluyendo además un pequeño margen para permitir la inyección antes del último captador. Además, la tabla incluye la potencia útil del lazo, el caudal estimado de vapor y de recirculación para condiciones nominales y la diferencia en el número de captadores de sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso. El número de lazos del campo solar, el área de captación neta y el caudal másico por lazo establecido para el arranque son los mismos que los correspondientes en el modo un-solo-paso, por lo que no se repiten en esta tabla.

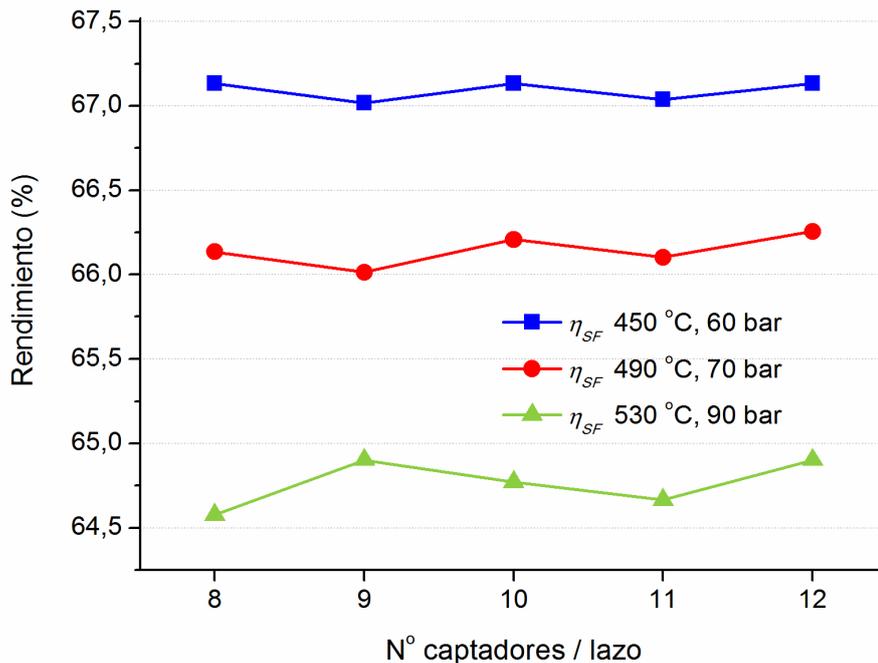
**Tabla 23. Resultados principales del análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales variando el número de captadores por lazo ( $N_{total,loop}$ ), incluyendo número de captadores de sobrecalentamiento, caudales másicos de sobrecalentamiento y recirculación y n° de captadores de exceso en sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso**

$T_{out,loop}$ (°C)	$p_{out,loop}$ (bar)	$N_{total,loop}$	$N_{sup}$	$\dot{Q}_{loop}$ (kW <sub>th</sub> )	$\dot{m}_{loop}$ (kg/s)	$\dot{m}_{recirc}$ (kg/s)	$\Delta N_{sup,recirc}$
450	60	8	2	2650,5	1,10	0,33	0,17
450	60	9	2,5	2976,6	1,23	0,37	0,45
450	60	10	2,5	3313,1	1,37	0,41	0,22
450	60	11	3	3639,2	1,51	0,45	0,49
450	60	12	3	3975,7	1,65	0,49	0,26
490	70	8	2,5	2611,1	1,06	0,32	0,34
490	70	9	3	2932,1	1,19	0,36	0,57
490	70	10	3	3267,4	1,33	0,40	0,30
490	70	11	3,5	3588,4	1,46	0,44	0,53
490	70	12	3,5	3923,8	1,59	0,48	0,26
530	90	8	3	2549,5	1,03	0,31	0,44
530	90	9	3	2882,7	1,16	0,35	0,12
530	90	10	3,5	3196,6	1,29	0,39	0,30
530	90	11	4	3510,4	1,42	0,43	0,48
530	90	12	4	3843,6	1,55	0,47	0,16

En el caso de recirculación, en contraste con un-solo-paso, los resultados de rendimiento del campo solar en condiciones nominales sí pueden verse influidos por el número de captadores por lazo, ya que la potencia útil del mismo no está exactamente en proporción

directa con  $N_{total,loop}$ . Al estar definida la posición del separador por las longitudes estándar de los captadores, la longitud relativa de cada zona es ligeramente distinta al variar el número de lazos, lo cual afecta al valor del rendimiento.

Así, el rendimiento teórico del campo solar en condiciones nominales al variar el número de captadores se representa en la Fig. 107 para los tres casos seleccionados en modo recirculación.



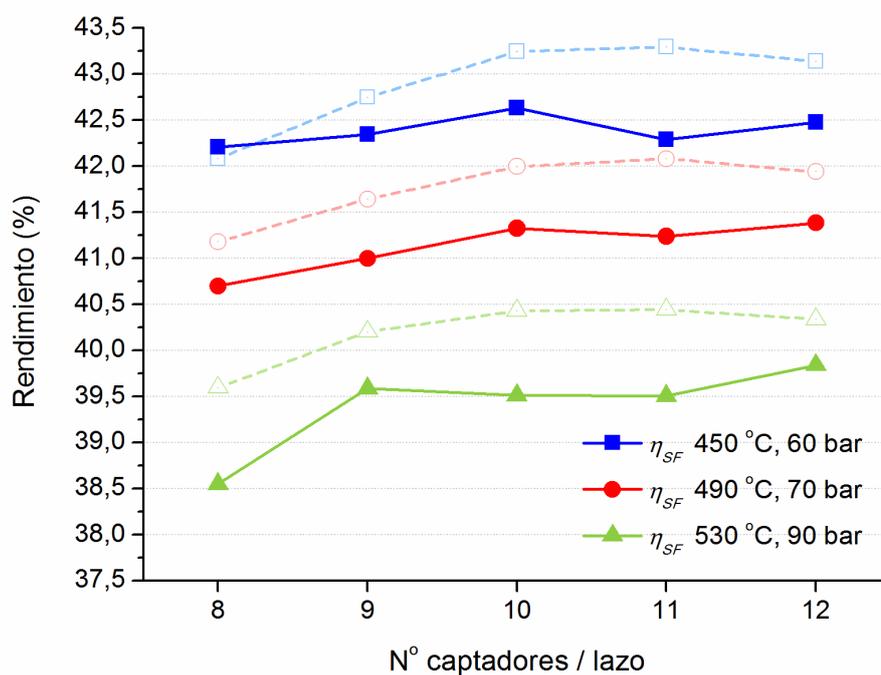
**Figura 107. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo recirculación, en los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

Tal como sucedía al analizar la variación de las condiciones de presión y temperatura del apartado 5.1.3, el rendimiento teórico nominal del campo está en relación con el número de captadores en exceso respecto al modo un solo paso,  $\Delta N_{sup,recirc}$ , indicado en la Tabla 23. Cuanto mayor es ese valor, más bajo es el rendimiento del campo solar del modo recirculación. Así, en la Fig. 107 puede apreciarse cómo los valores más bajos de rendimiento en cada escenario corresponden a configuraciones con valores altos de  $\Delta N_{sup,recirc}$  en la Tabla 23. Por ejemplo, para el escenario ‘avanzado’, con 530 °C y 90 bar, los rendimientos más altos se dan para 9 y 12 captadores por lazo, que presentan valores de  $\Delta N_{sup,recirc}$  de 0,12 y 0,16, respectivamente, mientras que los más bajos se dan para 8 y 11 captadores, con valores de  $\Delta N_{sup,recirc}$  de 0,44 y 0,48.

### 5.2.4 Resultados anuales para el modo recirculación

En las simulaciones anuales de este apartado se emplea el mismo modelo TRNSYS global de la central GDV, usando los mismos datos meteorológicos y siguiendo los mismos criterios que los del apartado 5.1.5. No obstante, es necesario modificar el modelo de lazo ('Collectors Loop') para adaptarlo al número de captadores que se pretende evaluar en cada caso. Para ello se han empleado longitudes del captador EuroTrough de 50, 100 o 150 m, añadiendo o quitando componentes dependiendo de los valores requeridos de la Tabla 23. No obstante, al igual que en la sección 5.1.5, la configuración final del lazo se ha realizado considerando que el número total de captadores se corresponda con  $N_{total,loop}$ , para no penalizar opciones por las tuberías intermedias, y que el último captador del lazo sea de 100 m para que el inyector esté a la misma distancia del final en todos los casos.

Los resultados de rendimiento neto anual del campo solar en el modo recirculación al variar el número de captadores por lazo se representan en la Fig. 108 para los tres escenarios considerados, comparándolos con los del modo un-solo-paso, que se incluyen como referencia.

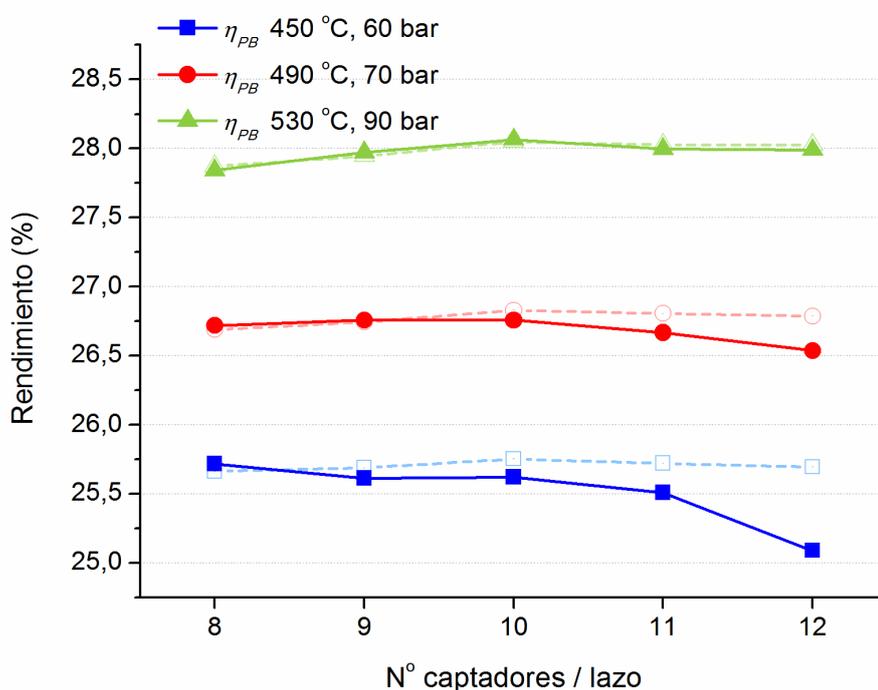


**Figura 108.** Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia

La evolución del rendimiento neto anual del campo solar reproduce de alguna manera los resultados teóricos en condiciones nominales, sobre todo entre 9 y 12 captadores,

mostrando rendimientos mayores para valores pequeños de  $\Delta N_{sup,recirc.}$ . Sin embargo, para un número bajo de captadores (8 captadores), como pasaba en un-solo-paso, se reducen aún más los rendimientos. Así, al comparar con la referencia (líneas discontinuas en la Fig. 108) parece que los resultados teóricos se ven ponderados por las curvas obtenidas en un-solo-paso, sufriendo un descenso de rendimiento para valores bajos del número de captadores y e incrementándose ligeramente alrededor de 10 u 11 captadores.

La Fig. 109 muestra los resultados de rendimiento neto anual del bloque de potencia para el modo recirculación al variar el número de captadores por lazo, comparándolos también con los del modo un-solo-paso.

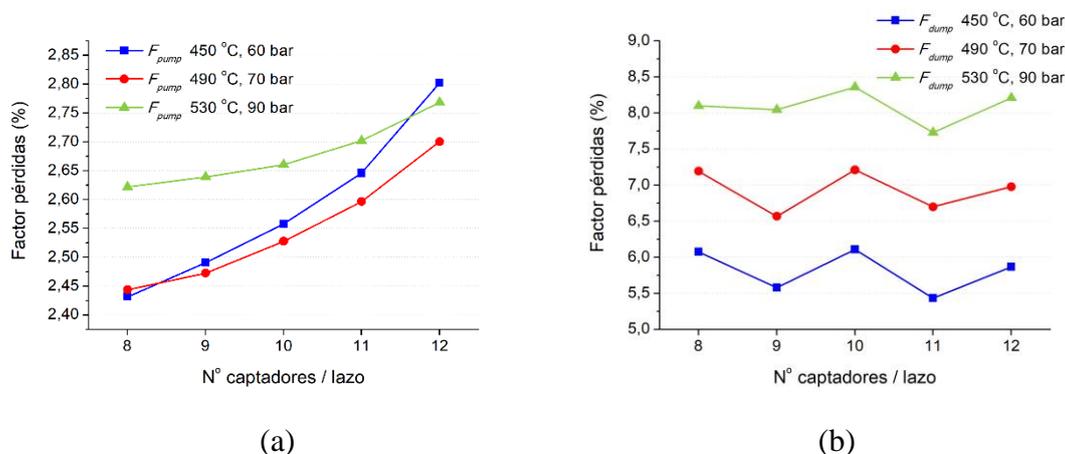


**Figura 109. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

Al comparar los resultados de la Fig. 109 para el modo recirculación con la referencia, resultan llamativos los bajos resultados de rendimiento anual del bloque de potencia para un número elevado de captadores por lazo (sobre todo 12) y presiones no muy elevadas (60 y 70 bar). Este efecto se explica principalmente por los consumos por bombeo, ya que para presiones bajas la densidad de fluido es menor, lo que puede aumentar el impacto de la pérdida de carga.

Para analizar los consumos por bombeo y la energía desperdiciada por dumping se emplearán los mismos factores relativos definidos en la sección anterior. Así, en la Fig. 110

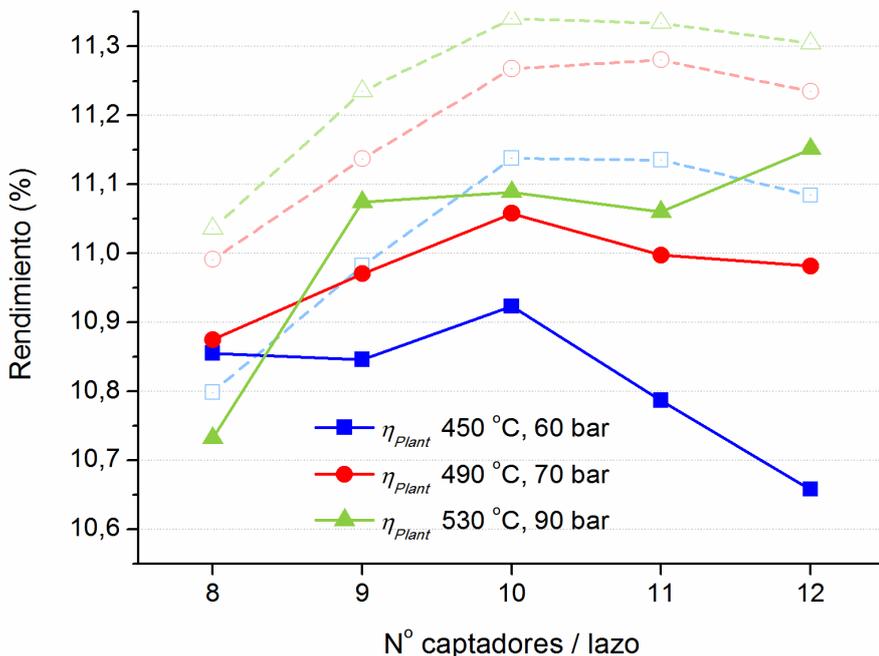
se representan el factor de pérdidas por bombeo (a) y el factor de pérdidas por dumping (b) para el modo recirculación.



**Figura 110. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo**

En la Fig. 110a se aprecia cómo las pérdidas por bombeo aumentan mucho al incrementar el número de captadores por lazo para presiones bajas, lo cual explicaría la bajada del rendimiento del bloque de potencia observada en la Fig. 109 en esos casos. En cuanto al factor de pérdidas por dumping, al igual que ocurría en el modo un-solo-paso, parece estar en proporción con el tamaño del campo solar. No obstante, en el caso de recirculación los factores son menores que en un-solo-paso porque también son menores los valores de producción, lo que indica que la turbina trabaja menos tiempo a carga máxima. Además, ese factor parece estar ponderado en cierta manera por los resultados de rendimiento del campo solar, provocando que se desperdicie más energía anualmente cuando el rendimiento es más alto.

Finalmente, en la Fig. 111 se representa el rendimiento neto anual de la central, obtenido al multiplicar el rendimiento neto anual del campo solar por el del bloque de potencia.



**Figura 111. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia**

En general, como ocurría al optimizar las condiciones de presión y temperatura, los rendimientos globales en el modo recirculación son menores que en el modo un-solo-paso. La combinación de circunstancias favorables (bajos consumos por bombeo, posición optimizada del separador y estabilidad de las condiciones del vapor, que incrementa la producción) podría hacer interesante alguna configuración en modo recirculación, como la del escenario ‘conservador’ (450 °C y 60 bar) con 8 captadores por lazo, que ofrece un rendimiento ligeramente superior al equivalente en un-solo-paso. No obstante, esta configuración es superada ampliamente en rendimiento por el modo un-solo-paso al aumentar a 10 los captadores por lazo, por lo que no parece que el modo recirculación ofrezca demasiadas ventajas en cuanto a rendimiento anual de la central.

### 5.3 Variación del número de extracciones en turbinas sin recalentamiento

En un ciclo de vapor Rankine regenerativo, como los que se plantean en esta tesis para centrales termosolares GDV, el aumento en el número de extracciones de la turbina puede hacer que el rendimiento termodinámico del bloque de potencia también aumente, al incrementarse la temperatura media del agua que recibe el aporte de energía (Weston,

**1992).** El vapor obtenido en cada extracción de la turbina se emplea para elevar la temperatura del fluido de salida del condensador, por medio de precalentadores del agua de alimentación (FWH, *Feed-Water Heaters*). Cuanto mayor es el número de extracciones, más aumenta la temperatura del agua y menor es la potencia térmica requerida para generar un valor dado de potencia eléctrica. Sin embargo, desde un punto de vista económico el aumento del número de extracciones, y por tanto de precalentadores del agua de alimentación, incrementa los costes del sistema. Por tanto, para cada configuración puede deducirse un valor óptimo del número de extracciones a partir del cual se encarece demasiado el bloque de potencia y el aumento de rendimiento no compensa económicamente.

En este apartado se pretende evaluar el impacto del número de extracciones del ciclo en los resultados de una central GDV, tanto desde un punto de vista técnico como económico. Se variará el número de extracciones entre 3 y 8, considerando siempre un ciclo de vapor Rankine sin recalentamiento. A partir de ese número, no parece económicamente rentable añadir más extracciones, con los precalentadores asociados.

Se van a analizar los tres escenarios definidos en el apartado anterior ('conservador', a 450 °C y 60 bar, 'realista', a 490 °C y 70 bar, y 'avanzado', a 530 °C y 90 bar), utilizando el número de captadores por lazo que ha resultado óptimo en cada caso (10, 11 y 10, respectivamente).

Como se ha visto en las secciones anteriores, el modo un-solo-paso proporciona en todos los casos mayores rendimientos anuales de planta que el modo recirculación. Por otra parte, el rendimiento del modo recirculación depende mucho de la posición del separador, por lo que resulta más difícil realizar análisis sistemáticos. Con el fin de limitar el número de casos de estudio, para la optimización del número de extracciones de vapor de la turbina se considerará solo el modo un-solo-paso para el campo solar.

En primer lugar, se analizarán todas las opciones del bloque de potencia en condiciones nominales. A continuación, teniendo en cuenta los resultados, se obtendrán los resultados anuales con el modelo de simulación de la central completa. Finalmente, se realizará un análisis económico preliminar para determinar qué número de extracciones resulta óptimo en cada escenario.

### **5.3.1 Análisis preliminar del bloque de potencia en condiciones nominales**

El análisis del bloque de potencia en condiciones nominales al variar el número de extracciones de turbina se ha realizado por medio del componente TRNSYS que implementa el modelo descrito en el capítulo 3. Este componente permite seleccionar diversos parámetros como el número de extracciones, la posición del desgasificador, las

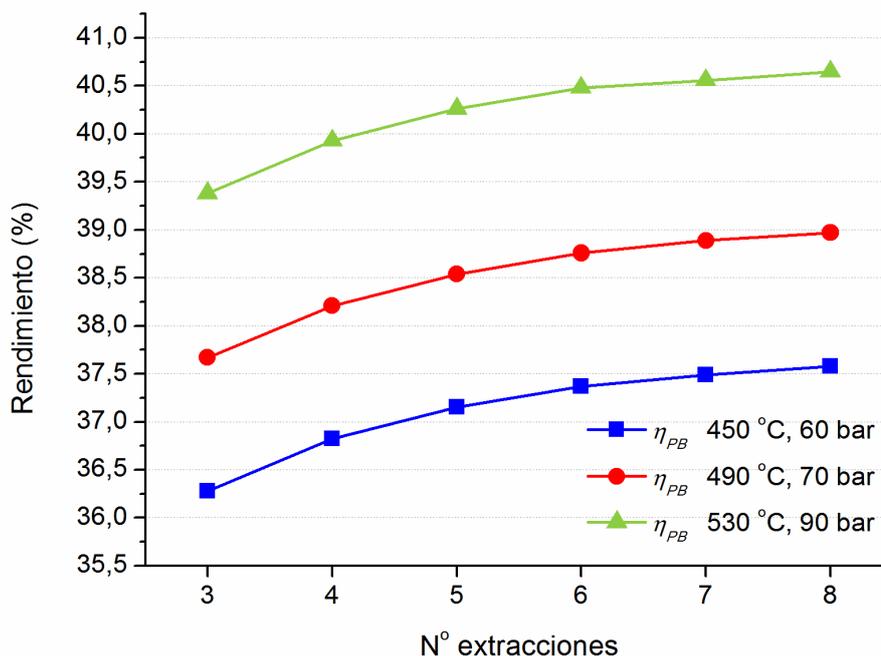
condiciones del vapor de entrada, etc., lo cual proporciona la flexibilidad necesaria para llevar a cabo este estudio.

La posición del desgasificador deberá establecerse en función del número de extracciones y de las presiones en las extracciones para cada caso. No obstante, para homogeneizar el análisis, dado un número determinado de extracciones la posición se considerará la misma en los 3 escenarios. Según las recomendaciones generales para estos dispositivos (ABMA, 2011), la presión en el desgasificador debe estar suficientemente por encima de la presión atmosférica para permitir un venteo adecuado en todas las condiciones de trabajo sin que exista riesgo de entrada de aire. Al mismo tiempo, en el desgasificador se aconseja utilizar el vapor de menor coste para el sistema, es decir, a la presión más baja disponible de las extracciones, que cumpla el criterio anterior. Así, la posición del desgasificador, indicada en la Tabla 24 en relación con el número de extracciones, se ha escogido de tal manera que la presión en el desgasificador para condiciones de diseño tenga un valor entre 3 y 12 bar en términos absolutos.

**Tabla 24. Posición seleccionada del desgasificador, relativa al número total de extracciones de la turbina**

Número total de extracciones	Posición del desgasificador
3	2
4	2
5	3
6	3
7	4
8	4

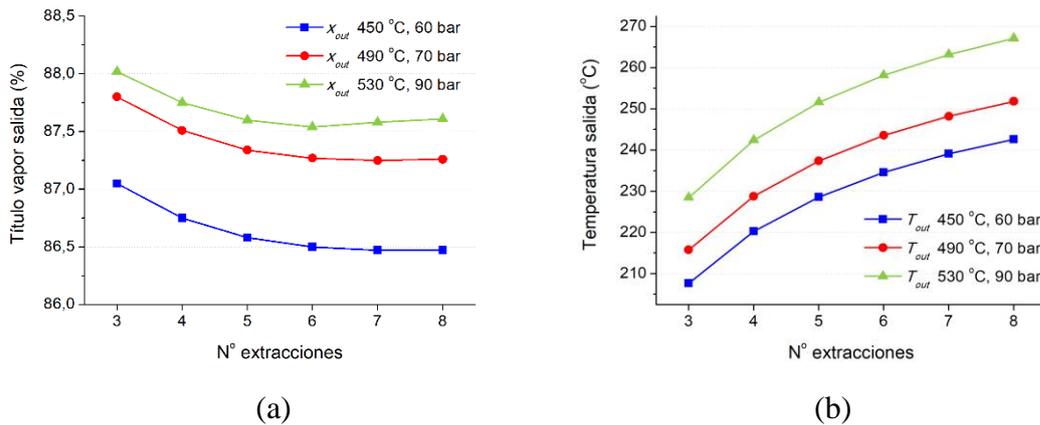
En la Fig. 112 se muestra el rendimiento bruto obtenido para el bloque de potencia en condiciones nominales variando el número de extracciones de turbina para los tres escenarios considerados.



**Figura 112. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo de vapor sin recalentamiento en función del número de extracciones de turbina, para los tres casos considerados de presión y temperatura**

La Fig. 112 muestra cómo el rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones de diseño aumenta según se incrementa el número de extracciones, tal como se indicaba anteriormente. Por tanto, a primera vista parece razonable utilizar un número lo más alto posible de extracciones para aumentar el rendimiento global de una central GDV. No obstante, como se ha dicho antes, será necesario evaluar el comportamiento anual de la central, tanto desde el análisis del rendimiento global como desde un punto de vista económico, para determinar hasta qué valor compensa aumentar las extracciones.

Dado que, al aumentar el número de extracciones, el ciclo se hace más eficiente, el título de vapor a la salida de la turbina puede reducirse respecto a los valores iniciales de la Fig. 81, lo que puede significar un riesgo para la aplicación de ciertas configuraciones. Para confirmar que el título de vapor se mantiene dentro de los límites establecidos, en la Fig. 113a se representa su evolución según el número de extracciones.



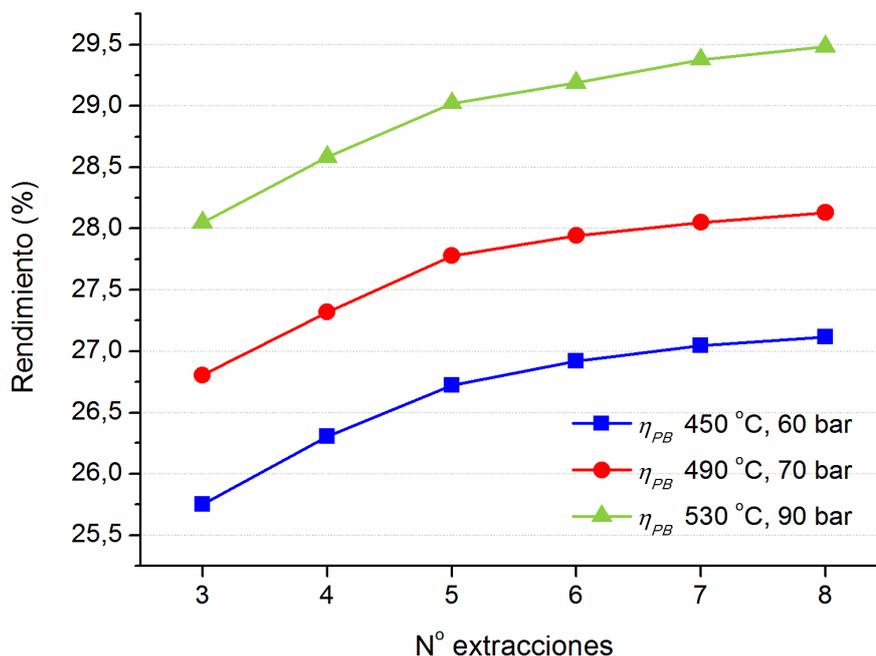
**Figura 113. Título de vapor de salida de la turbina (a) y temperatura de salida del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo de vapor sin recalentamiento en función del número de extracciones de turbina, para los tres casos considerados de presión y temperatura**

En la Fig. 113a puede apreciarse cómo el título de vapor, a pesar de reducirse por lo general al utilizar un número mayor de extracciones, se mantiene siempre por encima del valor límite del 85%. Por otra parte, en la Fig. 113b se muestra la temperatura de salida global del bloque de potencia, que aumenta significativamente al aumentar el número de extracciones, ya que la presión de saturación en el primer precalentador, y en general el grado de regeneración, también se incrementa. Esto puede provocar que las condiciones de entrada al campo solar también varíen, con lo que el rendimiento del campo puede verse afectado. En cualquier caso, será conveniente evaluar este efecto considerando los resultados anuales.

### 5.3.2 Resultados anuales de rendimiento

El modelo TRNSYS de central GDV para las simulaciones anuales sigue siendo el mismo que en los apartados anteriores para el modo un-solo-paso, empleando también los mismos datos meteorológicos y del emplazamiento. Las variables específicas para este estudio, es decir, el número de extracciones y la posición del desgasificador (ver Tabla 24), se configuran por medio del componente que simula el bloque de potencia (type250), cuyo modelo completo se describe en el capítulo 3.

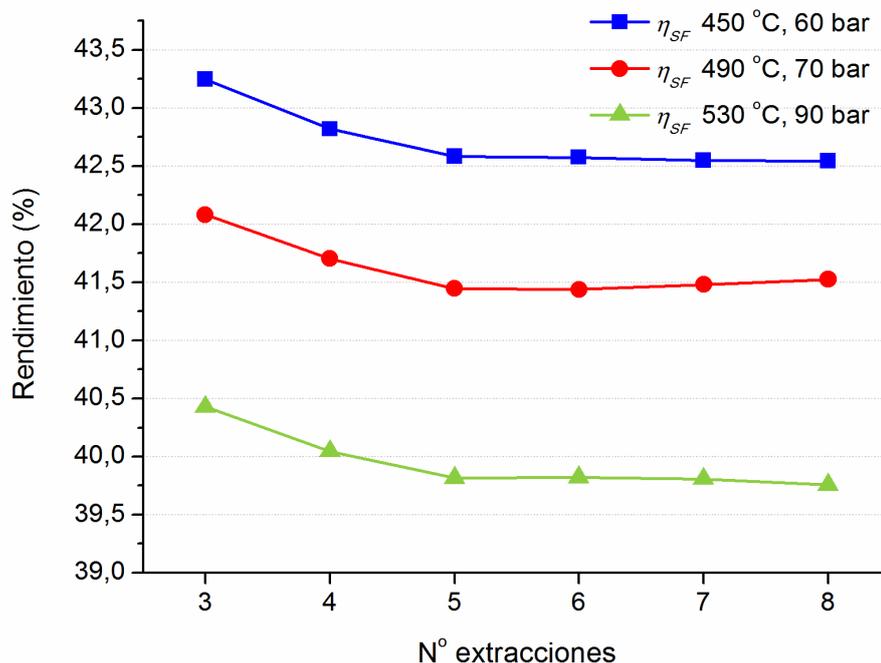
El rendimiento neto anual del bloque de potencia, obtenido a partir de los resultados de las simulaciones correspondientes variando el número de extracciones, se muestra en la Fig. 114.



**Figura 114. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina**

Como se aprecia en la Fig. 114, el rendimiento neto anual del bloque de potencia sigue una evolución similar al obtenido para condiciones nominales, siendo mayor según aumenta el número de extracciones. Sin embargo, el valor neto anual de rendimiento es significativamente menor, unos 10 puntos porcentuales, que el valor bruto teórico estimado en condiciones nominales.

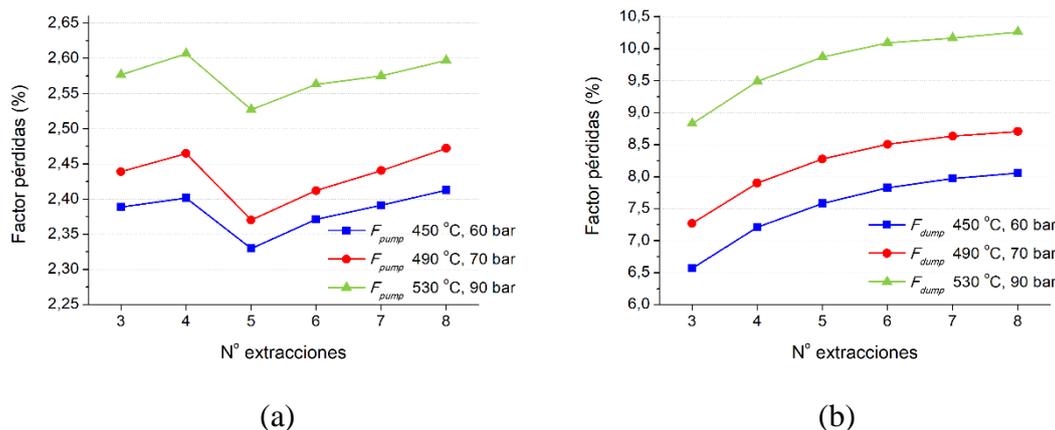
Por otra parte, en la Fig. 115 se representan los resultados referidos al rendimiento neto anual del campo solar al variar el número de extracciones.



**Figura 115. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina**

El rendimiento neto anual del campo solar en la Fig. 115 sigue, en líneas generales, una evolución inversa a la de la temperatura de salida del bloque de potencia de la Fig. 113b. Para un escenario dado de presión y temperatura de entrada a la turbina, el rendimiento anual del campo solar disminuye al aumentar el número de extracciones, ya que aumenta la temperatura de entrada al campo y, por tanto, aumentan también las pérdidas térmicas. No obstante, aunque esa tendencia se cumple para un número bajo de extracciones, el rendimiento del campo solar parece que se estanca y deja de disminuir a partir de las 5 extracciones. Al aumentar la temperatura de entrada también aumenta el caudal de vapor necesario para una potencia térmica determinada. Un valor más alto de caudal puede favorecer un mejor aprovechamiento de la energía solar en condiciones transitorias como arranques y pasos de nubes. Esto puede compensar el efecto de las mayores pérdidas térmicas cuando se supera un cierto número de extracciones, justificando así los resultados de la Fig. 115. En conclusión, los resultados sugieren un mejor aprovechamiento del vapor del campo solar para configuraciones con un número elevado de extracciones.

En la Fig. 116 se incluyen también los resultados de los factores anuales de pérdidas por bombeo de fluido (a) y por dumping (b).

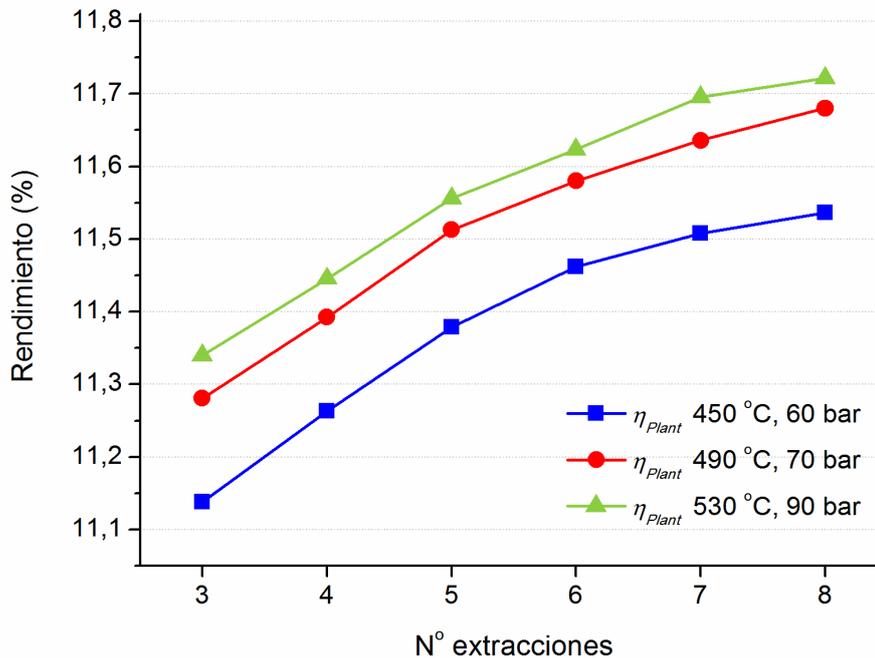


**Figura 116. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina**

Los resultados de la Fig. 116a muestran que el factor de pérdidas por bombeo en general aumenta al aumentar el número de extracciones, aunque existe una excepción al pasar de 4 a 5 extracciones, donde el factor cae bruscamente. Ese descenso en el factor anual de pérdidas por bombeo refleja precisamente una discontinuidad en la posición del desgasificador (ver Tabla 24). Al situar el desgasificador en una extracción más cercana (en términos relativos) al condensador, el caudal a través de la bomba del condensador se reduce respecto al caudal principal, lo cual hace que los consumos parásitos de esa bomba sean comparativamente menores. Este efecto se aprecia de manera muy clara al pasar de 4 a 5 extracciones. La posición del desgasificador pasa entonces de la 2ª a la 3ª extracción y se reduce de forma significativa el caudal en el condensador, lo que disminuye a su vez los consumos por bombeo.

Por otra parte, el factor de pérdidas por dumping mostrado en la Fig. 116b sigue una evolución muy similar a la del rendimiento anual del bloque de potencia (Fig. 114). Mayores rendimientos del bloque implican que la turbina trabaje más tiempo a carga máxima, con lo que aumenta la proporción de energía desperdiciada por dumping.

Los resultados de rendimiento neto anual de la central, producto de los rendimientos del campo solar (Fig. 115) y del bloque de potencia (Fig. 114) se representan en la Fig. 117.



**Figura 117. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina**

Como consecuencia de la combinación de los rendimientos del campo solar y del bloque de potencia, el rendimiento anual de la planta mostrado en la Fig. 117 aumenta según aumenta el número de extracciones, sin llegar a un punto óptimo dentro del rango seleccionado. No obstante, tal como se ha mencionado anteriormente, aumentan también los costes de inversión, por lo que será necesario un análisis económico, al menos preliminar, para determinar qué opción es más rentable, lo cual indicaría el punto óptimo en cuanto a número de extracciones.

### 5.3.3 Análisis económico del número óptimo de extracciones

Como se ha mencionado, la optimización del número de extracciones de la turbina no depende exclusivamente del rendimiento anual alcanzado por la planta, sino que es preciso realizar un análisis económico, al menos preliminar, para determinar hasta qué punto puede ser ventajoso aumentar las extracciones. Así, en esta sección se definen los criterios y parámetros para un análisis económico básico que permita llevar a cabo esa optimización. Para ello se van a utilizar las características de la central termosolar descrita en este capítulo y los resultados de producción anual obtenidos en el apartado anterior. Dadas las enormes incertidumbres asociadas al coste de los componentes requeridos y a los parámetros financieros de una central termosolar con tecnología innovadora como la GDV, el análisis

es muy preliminar y solo pretende dar una cifra orientativa del coste de la electricidad para la central considerada y de su evolución con el número de extracciones de la turbina.

Para este análisis se va a hacer una estimación del coste normalizado de la electricidad, *LCoE* (*Levelized Cost of Electricity*), a partir de los resultados de producción anual obtenidos de la simulación. El coste normalizado de la electricidad puede calcularse mediante la siguiente fórmula (AENOR, 2013):

$$LCoE = \frac{CRF \cdot K_{invest} + K_{O\&M} + K_{fuel}}{W_{net}} \tag{5.8}$$

En la ecuación 5.8,  $K_{invest}$  es la inversión total de la planta,  $K_{O\&M}$  el coste anual de operación y mantenimiento,  $K_{fuel}$  el coste anual del combustible utilizado,  $W_{net}$  la producción eléctrica neta anual y  $CRF$  (*Capital Recovery Factor*) el factor de recuperación del capital, que se calcula mediante:

$$CRF = \frac{r \cdot (1 + r)^n}{(1 + r)^n - 1} + r_{insurance} \tag{5.9}$$

A su vez, en la ecuación 5.9,  $r_{insurance}$  es la tasa anual de seguro dada en función de la inversión total,  $r$  el tipo de interés efectivo de la deuda y  $n$  el periodo de depreciación en años.

En la Tabla 25 se recogen los parámetros y costes específicos considerados para el análisis económico. Se basan principalmente en los valores utilizados en el estudio de Montes et al. (2009a), en modelos económicos simplificados (Elsafi, 2015b) para componentes como los precalentadores y en informes sobre costes esperados de la tecnología termosolar (Zarza et al., 2015) y de las energías renovables (IRENA, 2015) para el coste de operación y mantenimiento, el período de depreciación y el tipo de interés efectivo.

**Tabla 25. Costes específicos y parámetros considerados en el análisis económico del número óptimo de extracciones de la turbina**

Elemento	Coste
Coste específico del campo solar (€/m <sup>2</sup> )	180
Coste específico del bloque de potencia (€/kW <sub>e</sub> )	550
Coste por cada precalentador del bloque de potencia (k€)	450
Coste específico del terreno (€/m <sup>2</sup> )	2
Coste de ingeniería, construcción y contingencias (% de $K_{invest}$ )	20
Coste específico anual de operación y mantenimiento (€/kW <sub>e</sub> )	56
Tasa anual del seguro (%)	1
Tipo de interés efectivo (%)	7
Periodo de depreciación (años)	25

Dentro del coste por cada precalentador del bloque de potencia se han tenido en cuenta la extracción de la turbina, circuito asociado, válvulas y elementos auxiliares. Por otra parte, la extracción correspondiente al desgasificador no se considera dentro de estos costes, sino que va incluida dentro del coste específico del bloque de potencia. Así mismo, el coste del bloque de potencia se ha extrapolado de estudios anteriores (**Montes et al., 2009a; Zarza et al., 2015**), descontando la parte correspondiente a las extracciones y precalentadores de superficie.

Teniendo en cuenta los costes específicos indicados en la Tabla 25 y los parámetros generales de la central, podemos calcular el coste de inversión total de la central como:

$$K_{invest} = (K_{SF} \cdot A_{c,SF} + K_{PB} \cdot \dot{W}_{gross,ref} + K_{FWH} \cdot (N_{ext} - 1) + K_{land} \cdot A_{land}) \cdot (1 + K_{eng}) \quad (5.10)$$

En la ecuación 5.10,  $K_{SF}$ ,  $K_{PB}$ ,  $K_{FWH}$ ,  $K_{land}$  y  $K_{eng}$  representan, respectivamente, los costes del campo solar, del bloque de potencia, de cada precalentador, del terreno y de ingeniería, construcción y contingencias especificados en la Tabla 25. Por otra parte,  $A_{c,SF}$  y  $A_{land}$ , en  $m^2$ , serán el área neta de captación del campo solar y el área total del terreno,  $\dot{W}_{gross,ref}$  la potencia eléctrica bruta nominal de la central, en  $kW_e$ , y  $N_{ext}$  el número total de extracciones de la turbina.

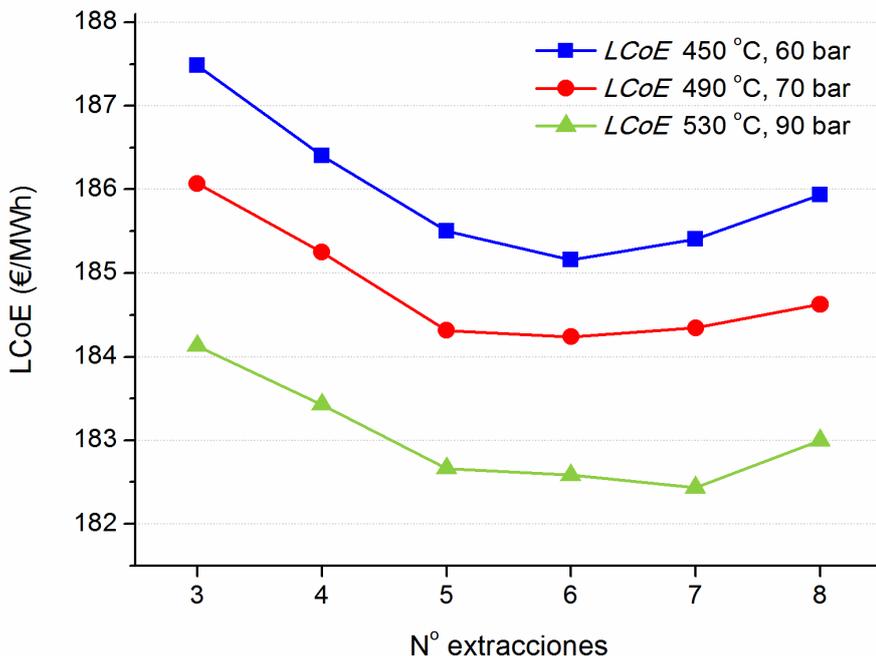
El área total del terreno se va a estimar a partir de la longitud de captador (100 m) y la distancia entre lazos de captadores (18 m, según los datos de la Tabla 14), considerando 200 m adicionales en la dirección Este-Oeste y otros 200 m en la dirección Norte-Sur para el bloque de potencia, instalaciones auxiliares y vías de acceso.

El coste del combustible en este caso será 0 ya que no se utiliza hibridación ni apoyo a la producción solar con combustible fósil. Por otra parte, aplicando los valores de la Tabla 25 a la ecuación 5.9 se obtiene un valor de  $CRF$  del 9,581%. Al introducir estas cifras en las ecuaciones 5.10 y 5.8 resultan los valores de coste de inversión y de  $LCoE$  que se recogen en la Tabla 26.

**Tabla 26. Resultados principales del análisis económico preliminar para los casos considerados variando el número de extracciones de la turbina ( $N_{ext}$ ), incluyendo el área neta de captación del campo solar, el área total del terreno, el coste de inversión, la producción eléctrica neta anual y el coste normalizado de la electricidad ( $LCoE$ )**

$T_{out,SF}$ (°C)	$p_{out,SF}$ (bar)	$N_{ext}$	$A_{c,SF}$ (m <sup>2</sup> )	$A_{land}$ (m <sup>2</sup> )	$K_{invest}$ (M€)	$W_{net}$ (MW <sub>e</sub> )	$LCoE$ (€/kWh)
450	60	3	219340	1104000	76,52	50603	187,48
450	60	4	219340	1104000	77,06	51174	186,40
450	60	5	219340	1104000	77,60	51700	185,51
450	60	6	219340	1104000	78,14	52077	185,16
450	60	7	219340	1104000	78,68	52285	185,41
450	60	8	219340	1104000	79,22	52415	185,94
490	70	3	217147	1102400	76,04	50741	186,07
490	70	4	217147	1102400	76,58	51245	185,25
490	70	5	217147	1102400	77,12	51786	184,31
490	70	6	217147	1102400	77,66	52087	184,24
490	70	7	217147	1102400	78,20	52339	184,34
490	70	8	217147	1102400	78,74	52539	184,63
530	90	3	219340	1104000	76,52	51524	184,13
530	90	4	219340	1104000	77,06	52003	183,43
530	90	5	219340	1104000	77,60	52504	182,66
530	90	6	219340	1104000	78,14	52811	182,58
530	90	7	219340	1104000	78,68	53137	182,44
530	90	8	219340	1104000	79,22	53256	183,00

A partir de los resultados de la Tabla 26, se representa gráficamente en la Fig. 118 el coste normalizado de la electricidad,  $LCoE$ , en función del número de extracciones para los tres casos considerados.



**Figura 118.** Coste normalizado de la electricidad (*LCoE*) estimado en la central GDV, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina

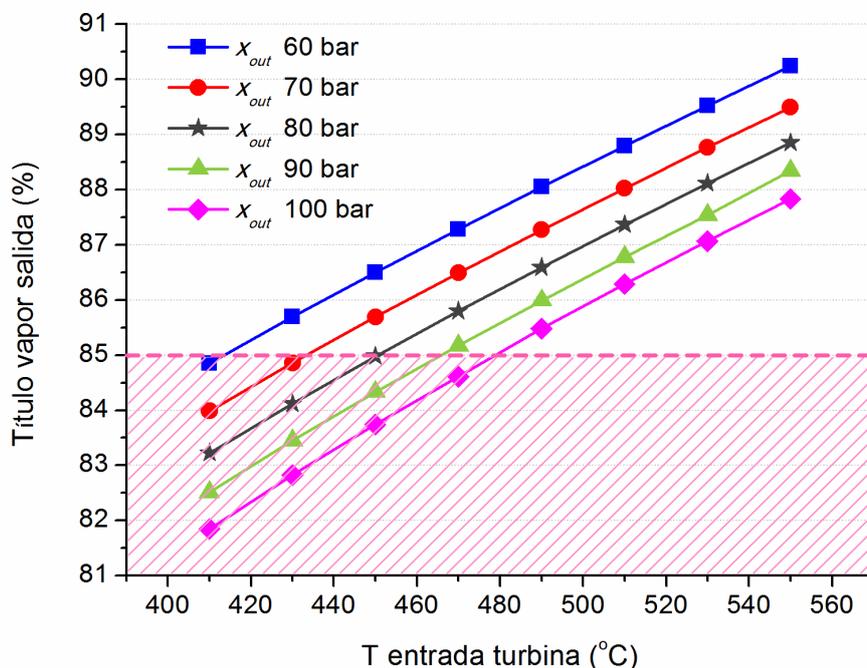
En general, los valores más recomendables en cuanto a coste de la electricidad están entre 5 y 7 extracciones. Concretamente, para los casos de 450 °C y 60 bar y de 490 °C y 70 bar, el valor óptimo está en 6 extracciones. En el caso de 530 °C y 90 bar el coste mínimo, que también representa el mínimo global, se da para 7 extracciones, aunque en este escenario los resultados son muy similares a los obtenidos con 5 y 6 extracciones.

### 5.4 Análisis del uso de turbinas con recalentamiento en centrales GDV

En el apartado anterior se afirmaba como conclusión que un número razonable de extracciones de turbina desde un punto de vista económico podría estar entre 5 y 7. No obstante, el análisis se había realizado para solo tres escenarios de presión y temperatura, que no presentaban en ningún caso, según los resultados del bloque de potencia, un título de vapor de salida que pudiese resultar peligroso para la turbina.

Sin embargo, al plantear el uso de ciclos de vapor sin recalentamiento en centrales GDV, y termosolares en general, suele darse el problema de que el título de vapor de salida queda por debajo de los límites recomendados para la turbina, sobre todo en casos de baja temperatura nominal del vapor (Hirsch y Khenissi, 2014). Para ilustrar esta situación, en

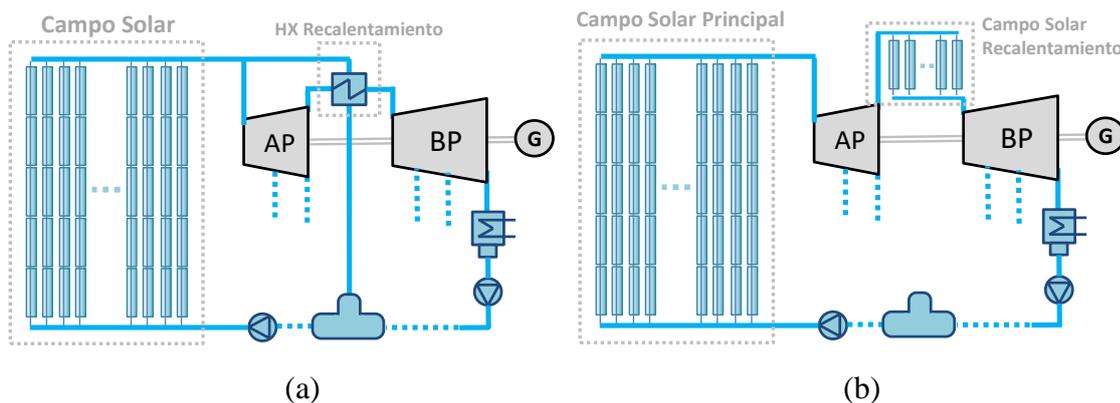
la Fig. 119 se representa el título de vapor de salida para un ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento, variando las condiciones de presión y temperatura.



**Figura 119.** Título de vapor de salida de la turbina en condiciones nominales para un ciclo con 6 extracciones sin recalentamiento, en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; el área rayada corresponde a los valores por debajo del límite recomendado

El área rayada en la Fig. 119 indica las configuraciones con un título de vapor de salida por debajo del límite recomendado del 85%. Si se comparan con las del ciclo de 3 extracciones de la Fig. 81, puede apreciarse que las opciones que permiten un título de vapor válido se reducen, sobre todo para temperaturas bajas y presiones elevadas. Por ejemplo, para 410 °C no podrían emplearse 6 extracciones de turbina en ninguno de los niveles de presión del rango considerado, con lo que no sería posible obtener el óptimo que sugieren los resultados del apartado anterior.

Para aumentar el título de vapor de salida en los bloques de potencia propuestos para centrales GDV, y al mismo tiempo explorar esquemas que proporcionen mayores rendimientos, en la literatura (Hirsch y Khenissi, 2014; Birnbaum et al., 2008a; Elsafi, 2015b) se plantean soluciones basadas en el uso de ciclos con recalentamiento. Entre ellas cabe destacar el llamado recalentamiento interno, que hace uso de un intercambiador de calor para tomar una parte del vapor de salida del campo y transferir el calor correspondiente al vapor recalentado, y el llamado recalentamiento directo, que emplea un campo solar específico, separado del campo solar principal, para el recalentamiento del vapor. En la Fig. 120 se refleja el esquema básico de estas dos configuraciones.



**Figura 120. Esquema básico de central GDV con recalentamiento interno (a) y recalentamiento directo (b)**

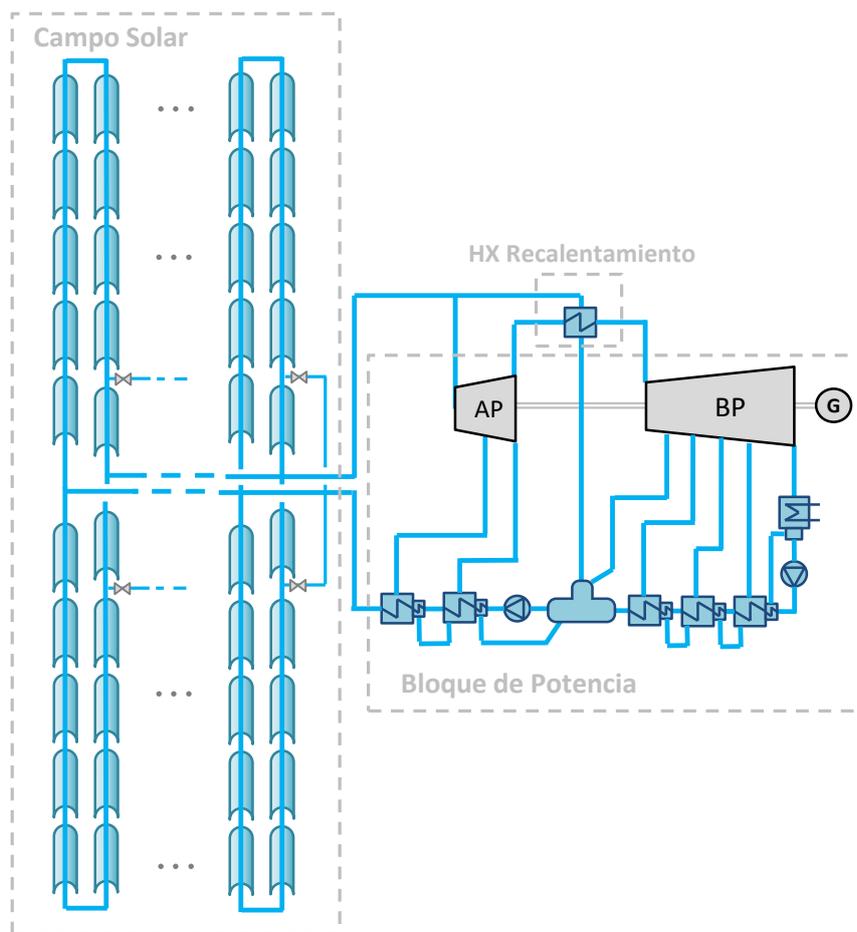
La primera opción, el recalentamiento interno (Fig. 120a), es capaz de proporcionar un cierto grado de recalentamiento, lo que soluciona los problemas de título de vapor, con limitadas pérdidas de carga en la línea de recalentamiento. Sin embargo, tiene como desventaja que la temperatura de recalentamiento viene marcada por la de saturación del vapor del campo principal. La segunda (el recalentamiento directo mostrado en la Fig. 120b), por el contrario, permite temperaturas de recalentamiento similares a las del campo principal, pero requiere una mayor longitud de tuberías, con diámetros limitados por los tubos receptores de los captadores solares, con lo que las pérdidas de presión en la línea de recalentamiento pueden resultar elevadas.

El análisis de ambas opciones y su influencia en el rendimiento global de una central GDV, tanto en condiciones nominales como en términos anuales, se detalla en los siguientes subapartados.

### 5.4.1 Uso de recalentamiento interno

El llamado recalentamiento interno en centrales GDV consiste en utilizar una pequeña parte del vapor generado en el campo solar para alimentar la línea de recalentamiento del bloque de potencia por medio de un intercambiador de calor. De este modo, una fracción del caudal de vapor procedente del campo solar, a alta presión, se introduce en el intercambiador de calor y transfiere la energía térmica al vapor que sale del cuerpo de alta presión de la turbina, a una presión inferior, para elevar su temperatura y redirigirse al cuerpo de baja presión.

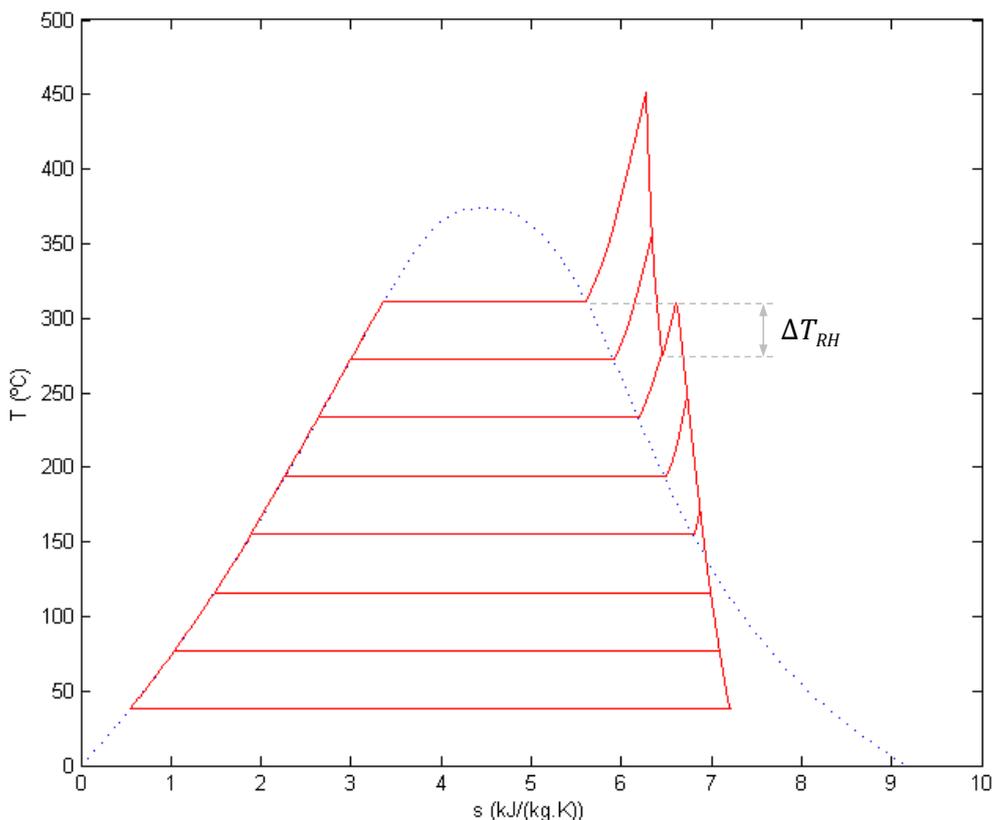
En este estudio se considerará, para el campo solar, solo el modo un-solo-paso con inyección antes del último captador, que mostraba una evolución más estable y rendimientos más elevados que el modo de recirculación. Por otra parte, para el bloque de potencia se va a utilizar un ciclo con 6 extracciones de turbina, que ha resultado ser un número razonable según el estudio económico del apartado anterior. El esquema de central GDV correspondiente se representa en la Fig. 121.



**Figura 121. Esquema básico de central GDV incluyendo un bloque de potencia con 6 extracciones y recalentamiento interno**

El principal inconveniente del recalentamiento interno, ya mencionado en la introducción del apartado 5.4, radica en que no es posible recalentar hasta la temperatura nominal de entrada de la turbina. El intercambiador de calor (‘HX Sobrecalentamiento’) incluido en la Fig. 121 debe sobrecalentar y condensar el vapor procedente del campo solar para poder transferir la energía requerida por el vapor en la línea de recalentado. Al igual que ocurría en los precalentadores del agua de alimentación, descritos en el capítulo 3, la salida del flujo que se calienta no puede superar la temperatura de saturación del flujo que se enfría, a la que además hay que descontar la diferencia de temperatura terminal del intercambiador. La temperatura de recalentamiento viene dada, por tanto, por la presión de saturación del vapor en el campo principal.

Para ilustrar mejor este efecto e identificar el salto térmico del vapor en la línea de recalentamiento,  $\Delta T_{RH}$ , en la Fig. 122 se muestra el diagrama Temperatura-entropía del ciclo de 6 extracciones con recalentamiento interno para el caso de 450 °C y 100 bar del vapor de entrada a la turbina.



**Figura 122. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de 6 extracciones con recalentamiento interno para 450 °C y 100 bar del vapor de entrada a la turbina**

En la Fig. 122 puede apreciarse cómo la temperatura de recalentamiento, y por tanto el valor de  $\Delta T_{RH}$ , se ve limitada por la temperatura de saturación del vapor en el campo solar, representada por la línea roja horizontal superior. A pesar de que no se esperan grandes mejoras de rendimiento por el pequeño margen de recalentamiento, la entropía a la salida de la turbina aumenta respecto al ciclo sin recalentamiento, y por tanto también lo hace el título de vapor, lo cual puede permitir un mayor rango de configuraciones para el bloque de potencia.

Como consecuencia de la limitación anterior surge otra restricción adicional: dado un número concreto de extracciones de turbina, en este caso 6, el recalentamiento debe realizarse en una extracción cuya temperatura sea menor que la de saturación del vapor del campo solar, con el fin de que el salto térmico  $\Delta T_{RH}$  en el vapor recalentado tenga un valor positivo y así exista recalentamiento. Para un ciclo con 6 extracciones, en el rango analizado de presiones y temperaturas de entrada a la turbina, los valores máximos de rendimiento se obtienen situando el recalentamiento en la 2ª extracción, es decir, con 2 extracciones en el cuerpo de alta presión de la turbina. Sin embargo, en algunos casos no es posible el recalentamiento interno con esa configuración, por salir el vapor del cuerpo de alta presión

a mayor temperatura de la que puede obtenerse con el recalentamiento. En esos casos será necesario desplazar el recalentamiento a la 3ª extracción, con la consiguiente reducción en el rendimiento del bloque de potencia. Es más, en algunos casos puede que el recalentamiento no sea posible ni siquiera en esa posición.

Para la evaluación preliminar del ciclo con recalentamiento interno se va a considerar una pérdida de presión en la línea de vapor recalentado de 3 bar, incluyendo el intercambiador y las tuberías asociadas. Además de la pérdida de carga en el circuito de recalentamiento, se tomará una diferencia de temperatura terminal de 3 K para el intercambiador, al igual que en los precalentadores del agua de alimentación, como parámetros básicos para el análisis en condiciones nominales.

El número de extracciones en el cuerpo de alta presión de la turbina,  $N_{ext,AP}$ , que marcan la posición del recalentamiento, y los valores de incremento de temperatura en la línea de recalentamiento,  $\Delta T_{RH}$ , obtenidos del análisis preliminar en cada caso se recogen en la Tabla 27, incluyendo también el título de vapor de salida de la turbina y las condiciones del vapor de salida del cuerpo de alta presión.

Los casos en los que aparece un guion (‘-’) en el número de extracciones de la Tabla 27 son aquellos en los que, como se ha mencionado, no es posible el recalentamiento con solo 2 o 3 extracciones en el cuerpo de alta presión de la turbina. Estos casos no se considerarán en el análisis, ya que el rendimiento resultante sería demasiado bajo.

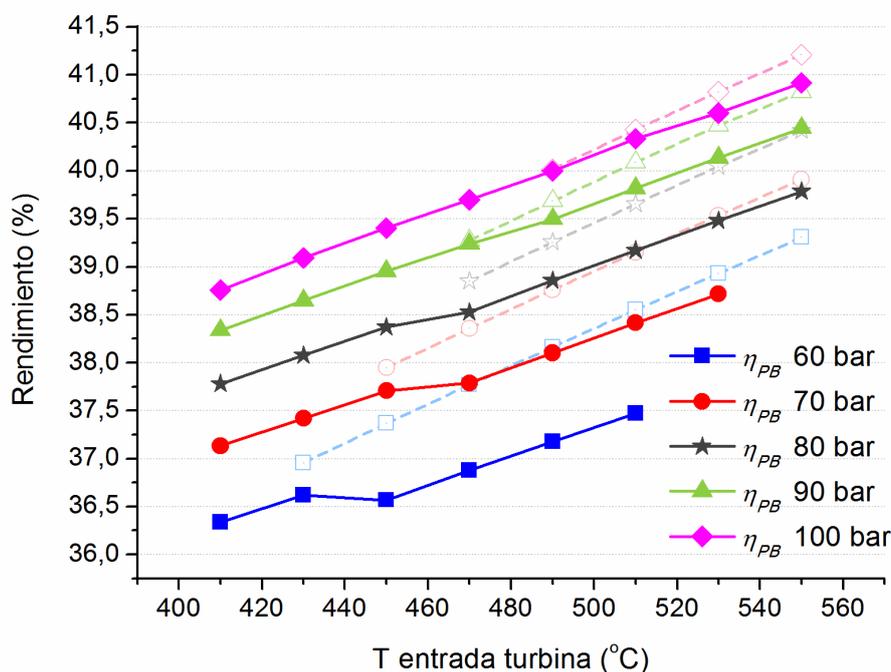
A diferencia de los casos sin recalentamiento indicados en la Fig. 119, todas las configuraciones con recalentamiento interno permiten títulos de vapor de salida superiores al valor límite establecido del 85%, según se observa en la Tabla 27.

**Tabla 27. Resultados principales del análisis preliminar de un bloque de potencia con recalentamiento interno para una central GDV según presión y temperatura de entrada a la turbina, incluyendo el número de extracciones en el cuerpo de alta presión ( $N_{ext,AP}$ ), la temperatura y presión del vapor a la salida del cuerpo de alta presión, el incremento de temperatura del vapor en la línea de recalentamiento ( $\Delta T_{RH}$ ) y el título de vapor de salida de la turbina.**

$T_{in,PB}$ (°C)	$p_{in,PB}$ (bar)	$N_{ext,AP}$	$T_{out,AP}$ (°C)	$p_{out,AP}$ (bar)	$\Delta T_{RH}$ (°C)	$\dot{x}_{out}$ (%)
410	60	2	253,7	16,1	19,3	86,32
430	60	2	268,8	15,9	4,2	86,40
450	60	3	223,9	9,1	49,1	90,33
470	60	3	236,7	8,9	36,3	90,49
490	60	3	249,6	8,7	23,4	90,65
510	60	3	262,6	8,5	10,4	90,79
530	60	-	-	-	-	-
550	60	-	-	-	-	-
410	70	2	251,2	18,4	31,8	85,95
430	70	2	266,2	18,2	16,8	86,03
450	70	2	281,5	18,0	1,5	86,10
470	70	3	233,2	10,0	49,8	90,01
490	70	3	246,1	9,8	36,9	90,16
510	70	3	259,1	9,6	23,9	90,30
530	70	3	272,2	9,5	10,8	90,43
550	70	-	-	-	-	-
410	80	2	249,1	20,7	42,9	85,66
430	80	2	264,0	20,5	28,0	85,74
450	80	2	279,2	20,2	12,8	85,82
470	80	3	230,3	11,1	61,7	89,64
490	80	3	243,2	10,9	48,8	89,79
510	80	3	256,1	10,7	35,9	89,93
530	80	3	269,1	10,5	22,9	90,06
550	80	3	282,3	10,3	9,7	90,19
410	90	2	247,6	23,1	55,4	85,54
430	90	2	262,5	22,8	40,5	85,63
450	90	2	277,6	22,5	25,4	85,71
470	90	2	292,9	22,2	10,1	85,78
490	90	3	241,1	12,1	61,9	89,59
510	90	3	254,0	11,8	49,0	89,73
530	90	3	267,0	11,6	36,0	89,86
550	90	3	280,1	11,4	22,9	89,99
410	100	2	245,5	25,3	62,5	85,27
430	100	2	260,3	24,9	47,7	85,36
450	100	2	275,4	24,6	32,6	85,44
470	100	2	290,7	24,3	17,3	85,51
490	100	2	306,2	24,1	1,8	85,58
510	100	3	251,2	12,8	56,8	89,42
530	100	3	264,6	12,6	43,4	89,61
550	100	3	277,8	12,4	30,2	89,74

Para evaluar de forma teórica las ventajas de esta solución, se analizará el rendimiento nominal del bloque de potencia con 6 extracciones y recalentamiento interno en las configuraciones marcadas por la Tabla 27, comparándolo con el caso equivalente de un bloque de potencia sin recalentamiento y el mismo número de extracciones.

Con las suposiciones mencionadas y empleando el modelo de bloque de potencia del capítulo 3 se obtiene el rendimiento bruto del ciclo a carga nominal, que se representa en la Fig. 123 incluyendo en líneas discontinuas de color claro el del ciclo sin recalentamiento.



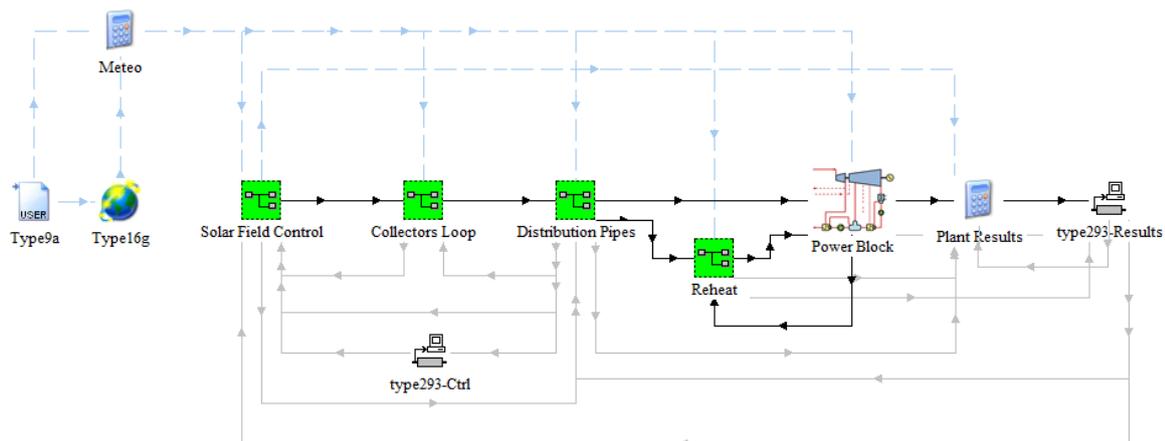
**Figura 123. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para la central GDV considerada con un ciclo de vapor de 6 extracciones con recalentamiento interno, en función de la presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento como referencia**

De acuerdo con lo explicado para los datos marcados con guiones en la Tabla 27, en la Fig. 123 no aparecen resultados de rendimiento para determinados valores de presión y temperatura (550 °C a 70 bar, 530 y 550 °C a 60 bar), ya que no es posible obtener un incremento de temperatura en la línea de recalentamiento para las configuraciones planteadas (2 o 3 extracciones en el cuerpo de alta presión). Además, en algunas transiciones de temperatura se aprecia una discontinuidad en la evolución del rendimiento (por ejemplo, para 60 bar entre 430 y 450 °C). Ese efecto es debido al desplazamiento en la posición del recalentamiento de la extracción 2 a la 3, según se deduce de la Tabla 27, y a la reducción de rendimiento asociada.

Por otra parte, en los casos en los que resulta posible, por el título de vapor, utilizar ciclos sin recalentamiento, el rendimiento esperado del ciclo para la opción equivalente con recalentamiento interno es menor. Por tanto, según los resultados nominales de la Fig. 123, los esquemas con recalentamiento interno parecen recomendables para temperaturas del vapor entre 410 y 450 °C y presiones lo más altas posibles.

Así, para evaluar las ventajas del recalentamiento interno en este apartado se van a analizar los resultados anuales para temperaturas de 410, 430 y 450 °C y presiones de 80, 90 y 100 bar, comparándolos con el ciclo de referencia sin recalentamiento a 60 bar. En el caso de temperaturas de 410 °C, como se ha visto en la Fig. 119, no es posible utilizar un ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento, por lo que la referencia será el ciclo de 4 extracciones, que proporciona un título de vapor de salida de la turbina del 85,11% en condiciones de diseño.

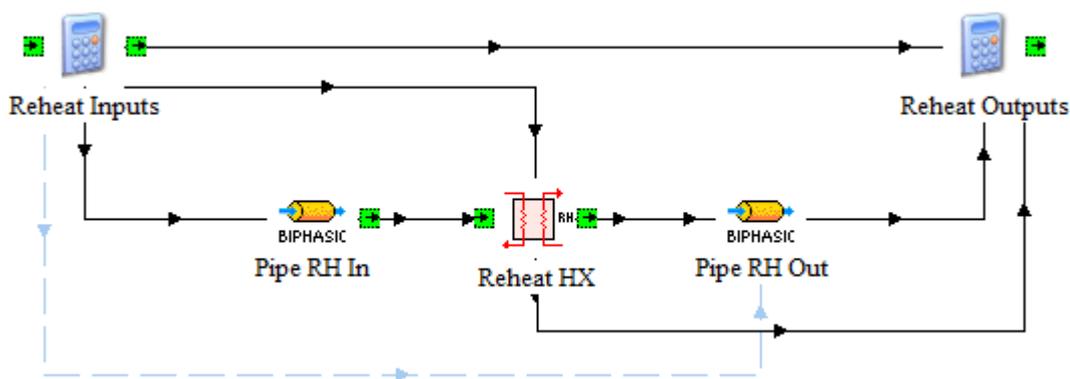
Para la implementación del recalentamiento, tanto interno como directo, en el modelo TRNSYS de central GDV se ha utilizado el esquema de la Fig. 124.



**Figura 124. Modelo TRNSYS global de central de GDV con recalentamiento**

El modelo global de central de la Fig. 124 es muy similar al utilizado anteriormente, pero incluye un subsistema o macro adicional ('Reheat') que simula el comportamiento del circuito de recalentamiento y que recibe entradas de las tuberías de distribución y del bloque de potencia.

Para el caso de recalentamiento interno que se pretende analizar en esta sección, el modelo TRNSYS del circuito de recalentamiento ('Reheat') simula el comportamiento del intercambiador de vapor y las tuberías adyacentes. La macro TRNSYS correspondiente se muestra en la Fig. 125.



**Figura 125. Modelo TRNSYS del circuito e intercambiador para el recalentamiento interno ('Reheat') en la central GDV**

Esta macro contiene el componente que simula el intercambiador para el recalentamiento del vapor de la turbina requerido en esta configuración. Además, se incluyen componentes (type214) para las tuberías de entrada y salida del vapor recalentado del intercambiador y dos editores de ecuaciones para transferir y calcular las variables de entrada y salida necesarias.

El modelo del intercambiador para el recalentamiento del vapor que puede verse en la Fig. 125 se ha implementado mediante un componente nuevo (type265) que aplica el mismo método empleado para los precalentadores del agua de alimentación, descrito en el capítulo 3, el del número de unidades de transferencia *NTU* (Incropera et al., 2006), aplicando la misma nomenclatura (*TTD*, *DCA*) para todos los parámetros involucrados.

En la Tabla 28 se recogen los principales parámetros utilizados en el modelo del circuito de recalentamiento interno, incluyendo el intercambiador de calor para el vapor recalentado y las tuberías de entrada y salida del mismo.

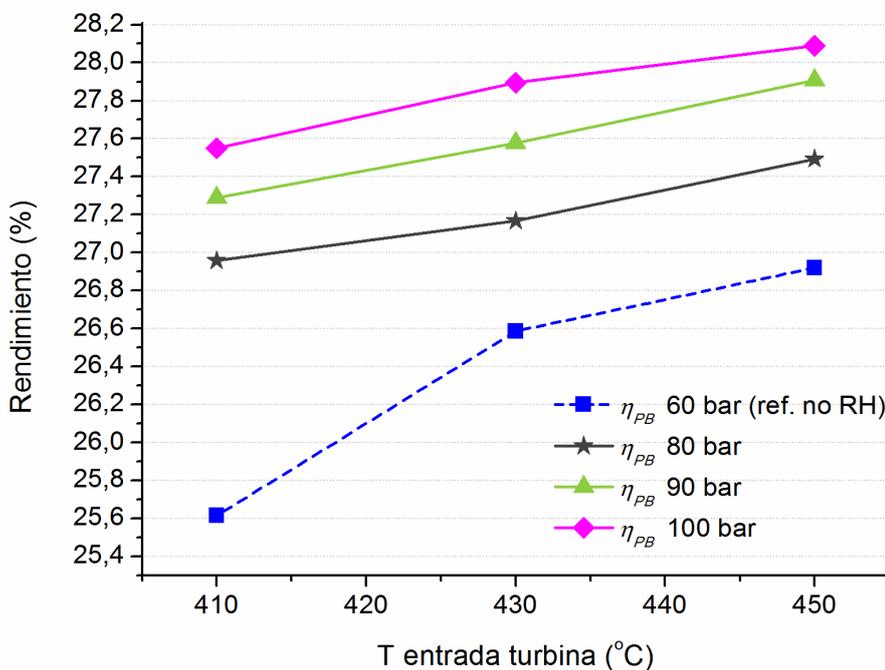
**Tabla 28. Parámetros nominales considerados en el modelo de recalentamiento interno, incluyendo el intercambiador de vapor y el circuito correspondiente**

Parámetro	Valor
Intercambiador para recalentamiento del vapor:	
<i>TTD</i> , Terminal Temperature Difference (°C)	3
<i>DCA</i> , Drain Cooling Approach (°C)	7
Pérdida de carga en el flujo de vapor principal (Pa)	50·10 <sup>3</sup>
Pérdida de carga en el flujo de vapor recalentado (Pa)	200·10 <sup>3</sup>
Tuberías de entrada y salida al intercambiador:	
Longitud de cada tubería (m)	20
Diámetro interior (m)	0,5
Diámetro exterior (m)	0,52
Espesor del aislamiento (m)	0,24
Número de codos de 90° en cada tubería	10
Rugosidad interna (m)	4·10 <sup>-5</sup>

Por otra parte, el tamaño considerado para el campo solar será el mismo que en la central GDV equivalente sin recalentamiento. Esto es posible porque ambas configuraciones presentan rendimientos similares del bloque de potencia en condiciones nominales, lo que permite manejar los mismos caudales de vapor en el campo solar. En el caso del ciclo con recalentamiento se extrae una pequeña cantidad de vapor para el intercambiador, pero se requiere menos caudal a la entrada de la turbina que en el caso sin recalentamiento, con lo que el balance global es muy similar en ambos casos.

El caudal de vapor procedente del campo solar que se dirige a través del intercambiador para un valor de carga parcial viene determinado, a través de un balance energético, por la relación de caudales principal y de recalentamiento a carga nominal (el producto del caudal másico por la diferencia de entalpías,  $\dot{m} \cdot \Delta i$ , debe ser el mismo para ambos flujos del intercambiador). Esta relación se calcula inicialmente para cada caso a partir del análisis inicial del bloque de potencia en condiciones de diseño y se aplica posteriormente a la carga específica en cada paso temporal.

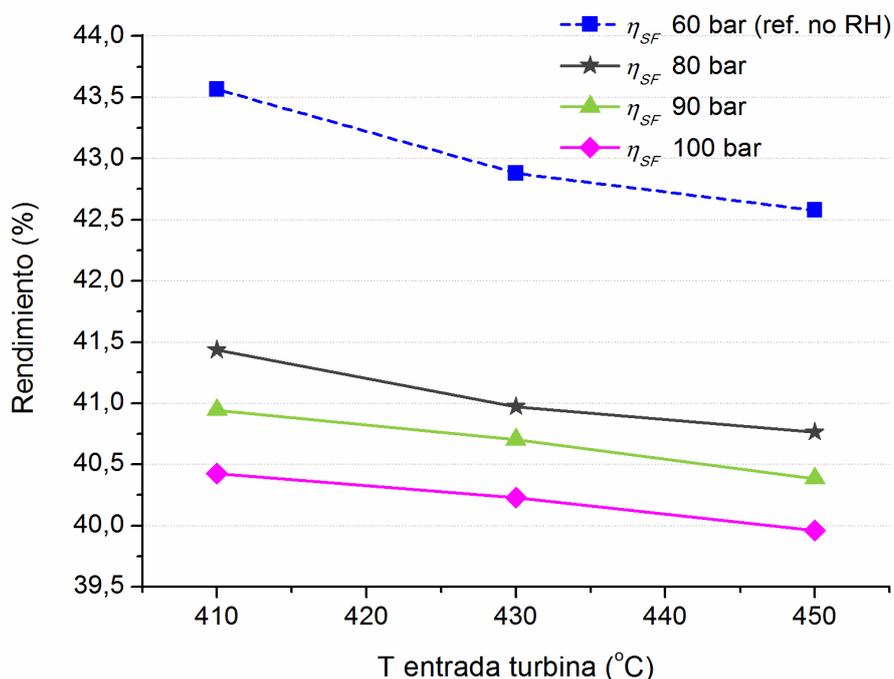
Los resultados de rendimiento anual del bloque de potencia obtenidos de la simulación para los casos mencionados se representan en la Fig. 126.



**Figura 126. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

Los resultados mostrados en la Fig. 126 parecen estar en consonancia con los valores nominales de la Fig. 123, aumentando el rendimiento anual del bloque de potencia según aumentan las condiciones de presión y temperatura y superando en estos casos concretos a la configuración de referencia sin recalentamiento a 60 bar. La referencia sin recalentamiento da resultados aún más bajos para 410 °C ya que se trata, como se ha dicho, de un ciclo con 4 extracciones en lugar de 6.

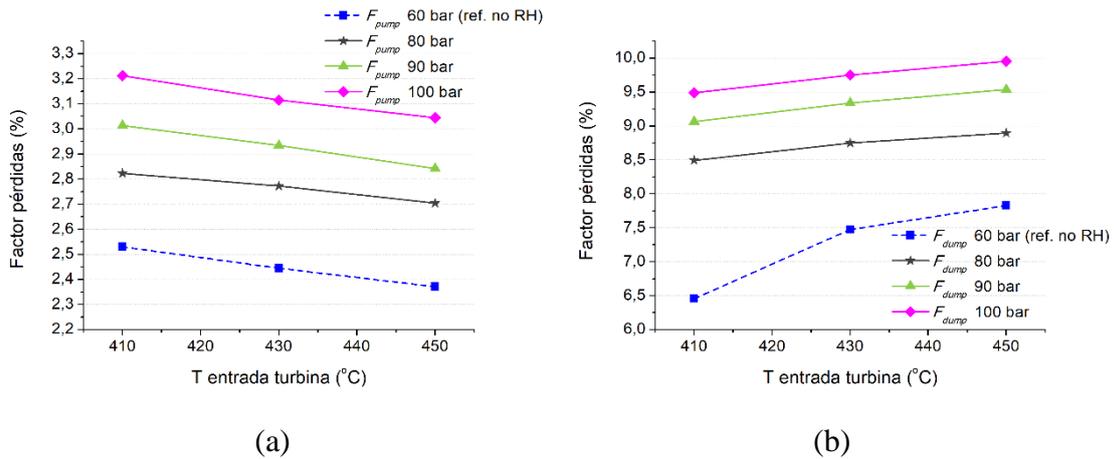
En cuanto al campo solar, los resultados de rendimiento anual para los casos evaluados se muestran en la Fig. 127.



**Figura 127. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

El rendimiento anual del campo solar mostrado en la Fig. 127 es significativamente menor en los casos de recalentamiento interno debido a que las presiones son mayores y, por tanto, también es mayor la temperatura de saturación y las pérdidas térmicas. Así, los valores son comparables a los de la Fig. 115 del campo solar sin recalentamiento, para el mismo número de extracciones, si se extrapolan las presiones y temperaturas correspondientes.

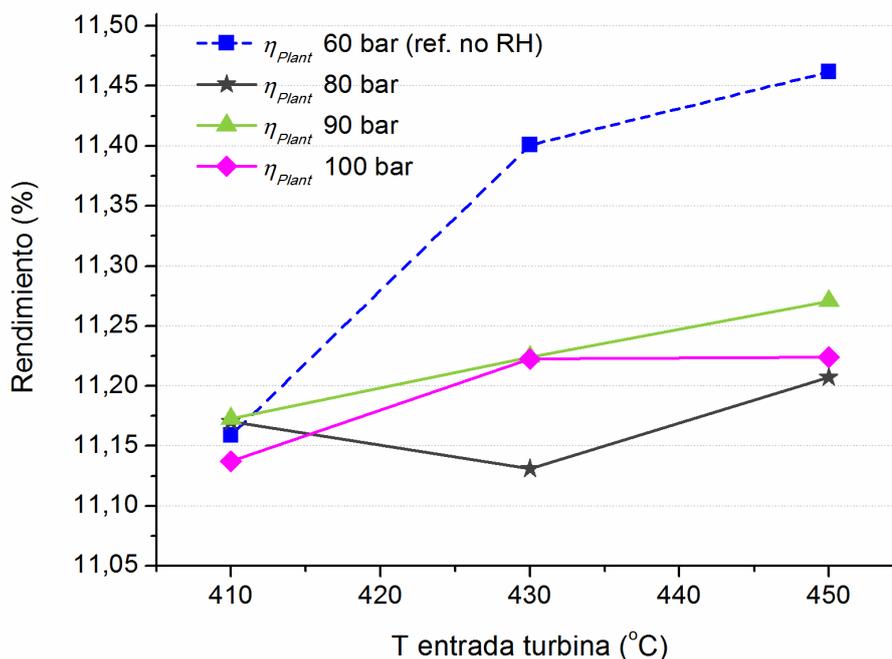
De forma complementaria, se muestran los resultados del factor de bombeo y de dumping.



**Figura 128. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

El factor de pérdidas por bombeo mostrado en la Fig. 128b se incrementa al aumentar la presión de trabajo y va disminuyendo para una misma presión si aumenta la temperatura, por las mismas razones descritas para las pérdidas de la Fig. 88 en el ciclo sin recalentamiento. Por otra parte, la evolución del factor de pérdidas por dumping representado en la Fig. 128b refleja de alguna manera el rendimiento anual del bloque de potencia de la Fig. 126, al existir una correlación con el tiempo que la turbina trabaja a carga máxima, tal como se explicaba para la Fig. 116b.

Por último, en la Fig. 129 se representa el rendimiento neto anual de la central en los casos estudiados de recalentamiento interno, comparándolos con el caso de referencia sin recalentamiento.



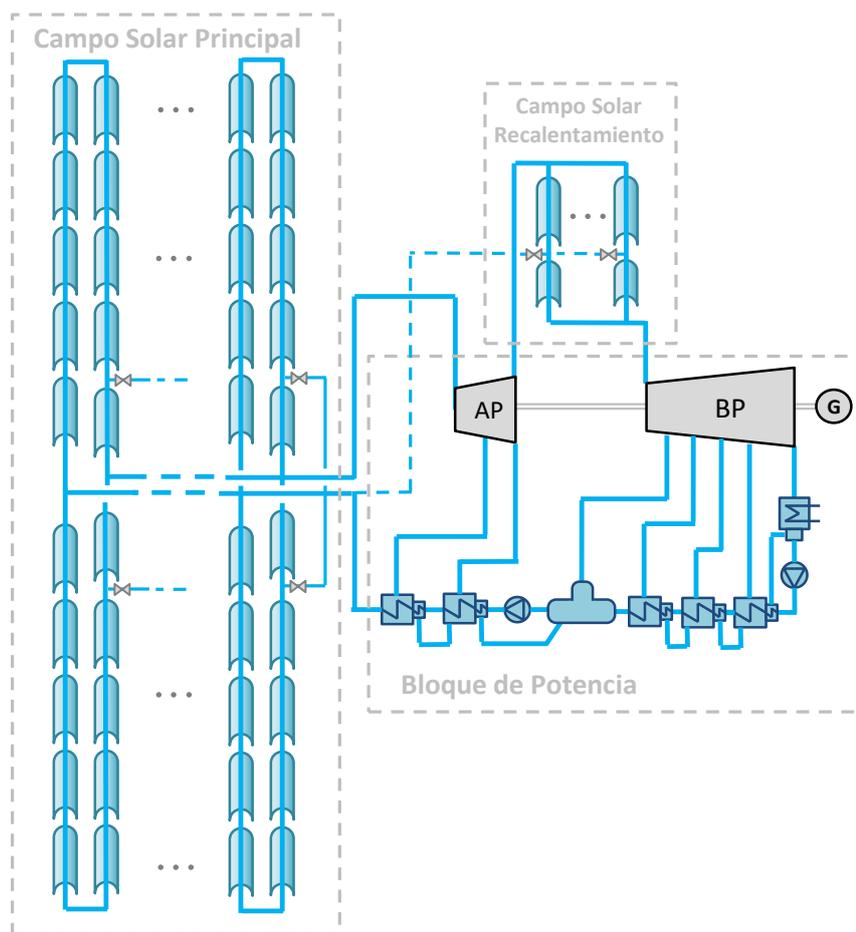
**Figura 129. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

En general, tal como se observa en la Fig. 129, la combinación de los rendimientos del bloque de potencia y del campo solar para las configuraciones analizadas con recalentamiento interno genera resultados inferiores al del caso de referencia sin recalentamiento. Solo parece merecer la pena la opción de recalentamiento interno en el caso de 410 °C de temperatura, para el cual el rendimiento máximo de la central corresponde a una presión de 90 bar. Así, los resultados de esta sección sugieren que el recalentamiento interno podría ser ventajoso solo en casos de baja temperatura de salida del campo solar, en los que las limitaciones por el título de vapor no permiten aumentar demasiado la presión ni el número de extracciones en turbinas sin recalentamiento.

### 5.4.2 Uso de recalentamiento directo

El recalentamiento directo en centrales GDV se basa en emplear un campo solar específico, separado del campo solar principal, para el recalentamiento del vapor requerido por el bloque de potencia. Todo el vapor de salida del cuerpo de alta presión de la turbina se introduce en los captadores solares del campo solar secundario, donde se eleva su temperatura por medio de la radiación solar concentrada hasta el mismo valor nominal considerado para el campo solar principal. A continuación, el vapor recalentado por el campo solar secundario se dirige de nuevo a la entrada del cuerpo de baja presión de la turbina para completar el ciclo termodinámico.

Al igual que en el recalentamiento interno, en este estudio se considerará un ciclo con 6 extracciones de turbina y el modo un-solo-paso con inyección antes del último captador para el campo solar. Este modo se empleará tanto para el campo solar principal como para el campo de recalentamiento, tomando en ambos casos el agua para la inyección de la salida del bloque de potencia. Así, el esquema de central GDV puede verse en la Fig. 130.



**Figura 130. Esquema básico de central GDV incluyendo un bloque de potencia con 6 extracciones y recalentamiento directo mediante un campo solar específico**

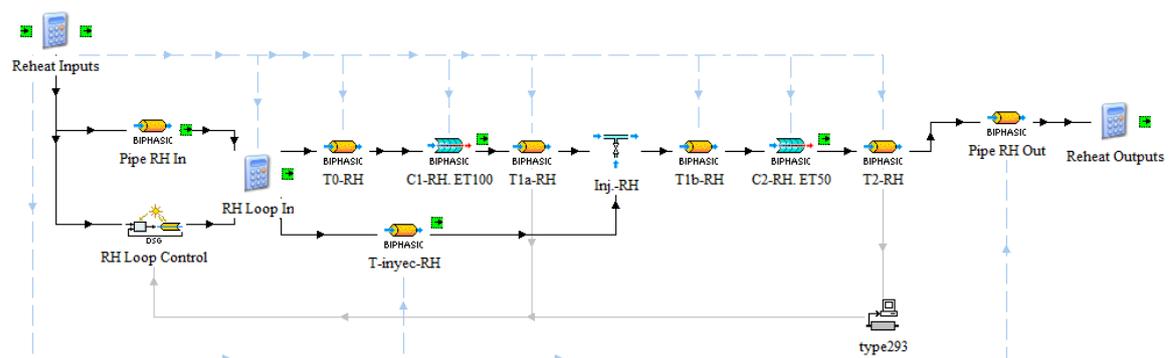
La configuración de recalentamiento directo representada en la Fig. 130, a diferencia del recalentamiento interno, permite elevar la temperatura del vapor recalentado hasta valores similares a los del campo principal, con lo que teóricamente proporciona mayores rendimientos del bloque de potencia. Sin embargo, el uso de un campo solar específico implica un circuito adicional con una longitud importante de tuberías, cuyos diámetros están determinados por los tubos receptores de los captadores solares. Si a eso se añade que la presión del vapor a recalentar es mucho menor que la del campo solar principal (aproximadamente la cuarta parte, según los datos de la Tabla 27 para 2 extracciones en el cuerpo de alta presión), las pérdidas de carga en la línea de recalentamiento pueden resultar elevadas, con la consiguiente penalización en el rendimiento del ciclo. Por otra parte, la

temperatura media del fluido en el campo solar de recalentamiento es mayor que en el principal, lo cual aumenta las pérdidas térmicas y, por tanto, puede reducir en cierta medida el rendimiento global del campo solar.

Con el fin de reducir al máximo la pérdida de presión en la línea de recalentamiento, el campo solar secundario debe tener lazos de captadores lo más cortos posible, pero que sean capaces de proporcionar el incremento de entalpía requerido para el recalentamiento. Así, suponiendo 2 extracciones en el cuerpo de alta presión y teniendo en cuenta las versiones disponibles del captador EuroTrough-II, se ha escogido una longitud de lazos de 150 m para todos los casos considerados de presión y temperatura. Esta configuración puede conseguirse mediante un captador de 100 m y uno de 50 m, con un inyector entre ambos captadores, tal como se representa en la Fig. 130, lo cual garantiza el salto entálpico necesario y permite además un pequeño margen para la inyección.

Por otra parte, la elección del número de lazos para el campo solar de recalentamiento, que determina el caudal de vapor por cada lazo, debe ser tal que no provoque una elevada pérdida de carga, pero que a su vez permita trabajar a carga parcial sin llegar al valor mínimo de caudal previsto por seguridad para los captadores (0,4 kg/s, el mismo que en el resto del campo solar). Así, se ha escogido un número de lazos de 30 en el campo solar de recalentamiento, lo cual lleva a un caudal nominal aproximado entre 1 y 1,5 kg/s por lazo, similar al recomendado para los lazos del campo principal (Montes, 2008). Por otra parte, para mantener aproximadamente el mismo tamaño del campo solar respecto al caso sin recalentamiento, el número de lazos en el campo solar principal se va a reducir a 36.

La implementación del recalentamiento directo en el modelo TRNSYS de central GDV es análoga a la del recalentamiento interno. Así, el modelo TRNSYS global tiene el mismo aspecto que el de la Fig. 124. Sin embargo, en este caso se utiliza una macro distinta, que se muestra en la Fig. 131, para simular el campo solar de recalentamiento.



**Figura 131. Modelo TRNSYS del campo solar para el recalentamiento directo (‘Reheat’) en la central GDV**

El modelo del campo solar para el recalentamiento directo incluye los dos captadores de cada lazo, uno de 100 y otro de 50 m, las tuberías de interconexión, inyección y de entrada

y salida del campo y el inyector. Además, incorpora un controlador específico, basado en el modelo del apartado 2.5.3, para establecer el caudal de inyección necesario para regular la temperatura de salida del campo, y elementos auxiliares como editores de ecuaciones y componentes para retener valores del paso anterior (type293).

En el caso del campo solar de recalentamiento, el controlador no se emplea para establecer el caudal de entrada del vapor en cada lazo, ya que este viene determinado por la salida del cuerpo de alta presión de la turbina. El controlador solo sirve para ajustar el caudal de inyección que, como se ha mencionado anteriormente, se introduce antes del captador de 50 m para permitir una regulación precisa de la temperatura de salida del campo secundario al valor nominal de recalentamiento. En el esquema propuesto, el agua para la inyección se va a tomar de la salida del bloque de potencia, próxima a la saturación, pero a mayores presiones. La presión debe igualarse entonces mediante un reductor de presión, simulado mediante el modelo de inyector del apartado 2.5.1, con lo que se transformará en agua saturada o bifásica.

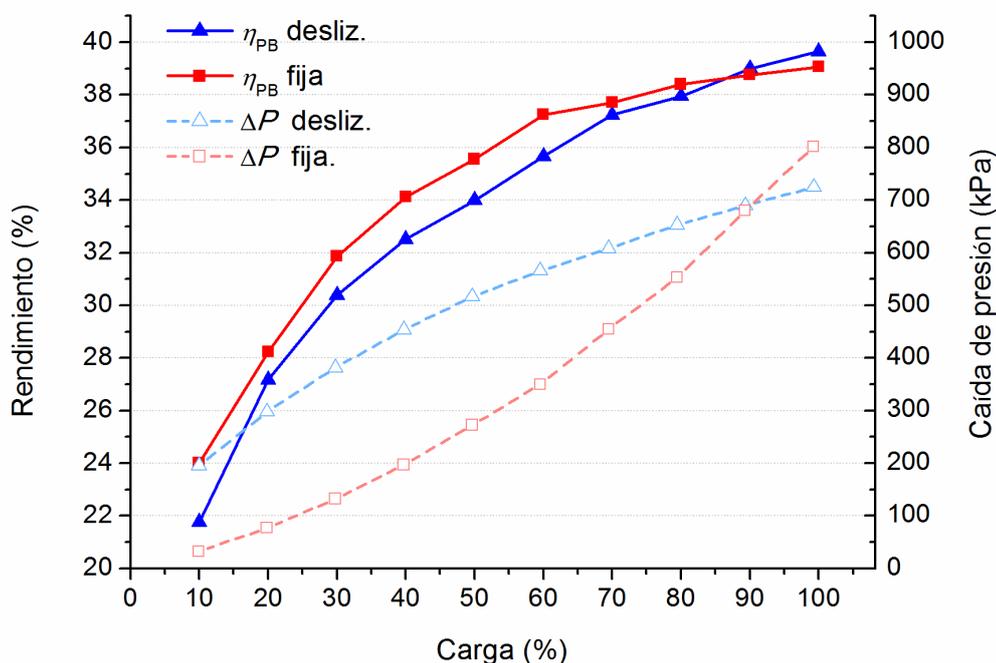
Las características y parámetros de los captadores utilizados para el campo de recalentamiento son los mismos que los del campo principal, que se especifican en la Tabla 13, teniendo en cuenta que el segundo captador de cada lazo tiene la mitad de longitud, 50 m, y de área de captación que el primero, que sería el estándar de 100 m. Por otro lado, las dimensiones y parámetros de las tuberías de interconexión entre captadores para el campo solar de recalentamiento, así como de las tuberías de entrada y salida de ese campo, se recogen en la Tabla 29.

**Tabla 29. Parámetros considerados para el campo solar de recalentamiento, incluyendo las tuberías de interconexión entre captadores y las de entrada y salida del campo**

Parámetro	Valor
Longitud de tubería de interconexión en cada lazo (m)	36
Diámetro interior de tuberías de interconexión (m)	0,063
Diámetro exterior de tuberías de interconexión (m)	0,073
Espesor del aislamiento de tuberías de interconexión (m)	0,15
Número de codos de 90° en cada lazo de captadores	12
Número de juntas rotativas en cada lazo de captadores	12
Longitud de tubería en la línea de inyección de cada lazo (m)	50
Número de codos de 90° en la línea de inyección de cada lazo	10
Longitud de la tubería de entrada al campo (m)	350
Longitud de la tubería de salida del campo (m)	200
Número de codos de 90° en la tubería de entrada al campo	30
Número de codos de 90° en la tubería de salida del campo	20
Diámetro interior de tuberías de entrada y salida (m)	0,5
Diámetro exterior de tuberías de entrada y salida (m)	0,52
Espesor del aislamiento en tubería de entrada al campo (m)	0,3
Espesor del aislamiento en tubería de salida del campo (m)	0,35
Rugosidad interna de tuberías (m)	$4 \cdot 10^{-5}$

Hasta ahora, en todas las simulaciones de este capítulo se ha empleado la estrategia de presión deslizante debido a su mayor rendimiento, según el análisis realizado en el capítulo 4. Sin embargo, en el caso del recalentamiento directo esta estrategia supone un problema adicional. Con presión deslizante, al operar a cargas parciales se reduce la presión a la entrada del campo solar de recalentamiento, con lo cual también disminuye la densidad del fluido, que puede llegar a ser muy baja para el vapor que circula en los captadores. Las pérdidas de carga aumentan mucho para densidades bajas del fluido, lo cual puede significar una penalización excesiva en términos de rendimiento cuando el bloque de potencia trabaja a carga parcial con estrategia de presión deslizante. Con presión fija la densidad del fluido en el recalentamiento es más o menos estable para todo el rango de carga, con lo que este problema no tiene tanta importancia.

Para evaluar este efecto, en la Fig. 132 se representa la evolución a cargas parciales del rendimiento del bloque de potencia con recalentamiento directo, con el campo solar descrito en este apartado, para las estrategias de presión deslizante y presión fija, con una temperatura de entrada a turbina de 450 °C y una presión del vapor de 90 bar. Se incluye también la pérdida de carga estimada en el campo solar de recalentamiento.



**Figura 132. Rendimiento bruto del bloque de potencia y pérdida de presión en la línea de recalentamiento en función del nivel de carga para un ciclo de 450 °C y 90 bar de entrada a la turbina con recalentamiento directo empleando las estrategias de presión deslizante y presión fija**

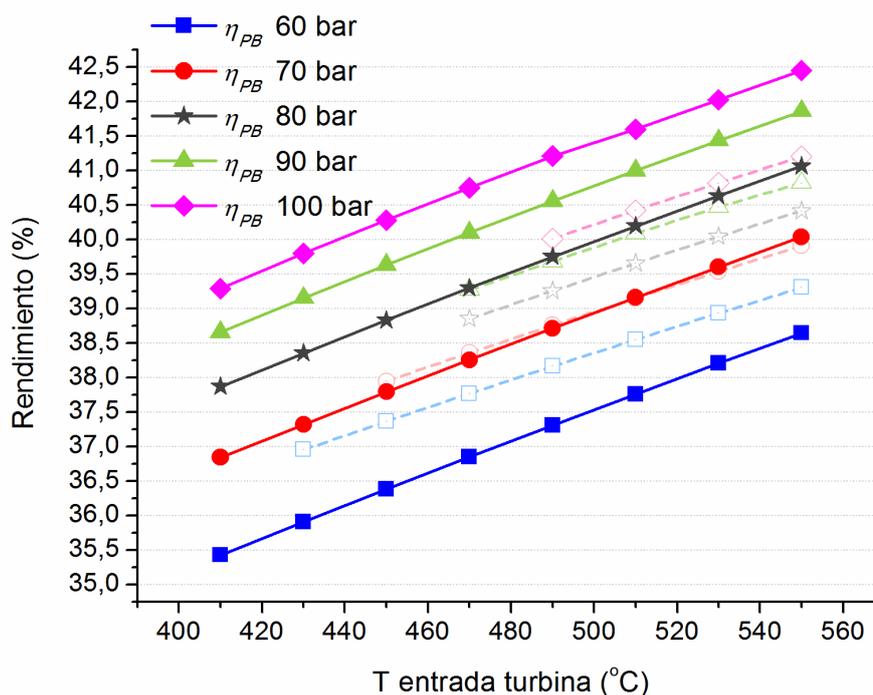
Como puede apreciarse en la Fig. 132, en el punto nominal la estrategia de presión deslizante presenta un rendimiento mayor y una pérdida de carga menor en el campo solar

de recalentamiento, debido al mayor rendimiento de las primeras etapas de la turbina y, por tanto, a la menor presión de entrada a ese subcampo. Sin embargo, según la carga va disminuyendo, la caída de presión va siendo menor en el caso de presión fija, ya que no sufre el problema del descenso de la densidad del fluido, lo cual hace que el rendimiento del bloque de potencia con esa estrategia sea mayor a cargas parciales que en el caso de presión deslizante.

A pesar de que en el capítulo 4 se ha llegado a la conclusión de que la estrategia de presión deslizante proporciona un mejor comportamiento anual para bloques de potencia sin recalentamiento, en este caso parece que puede resultar beneficiosa la estrategia de presión fija. Para analizar qué estrategia resulta realmente más adecuada, en el caso particular de recalentamiento directo se van a estudiar las dos opciones con ciclos de 6 extracciones. En ambos casos se obtendrá, en primer lugar, el rendimiento teórico del bloque de potencia para determinar en qué valores de presión y temperatura puede ser más interesante, y después los resultados anuales de la central.

#### **5.4.2.1 Análisis del recalentamiento directo con estrategia de presión deslizante**

En primer lugar, de manera análoga al caso del recalentamiento interno, se va a evaluar de forma teórica un bloque de potencia en condiciones nominales con 6 extracciones y recalentamiento directo empleando la estrategia de presión deslizante, comparándolo con el caso equivalente de un bloque de potencia sin recalentamiento y el mismo número de extracciones. Aplicando el modelo de bloque de potencia del capítulo 3, y siguiendo las suposiciones mencionadas, se obtiene el rendimiento del bloque de potencia a carga nominal que se muestra en la Fig. 133, incluyendo también en línea discontinua, como referencia, el del ciclo correspondiente sin recalentamiento.

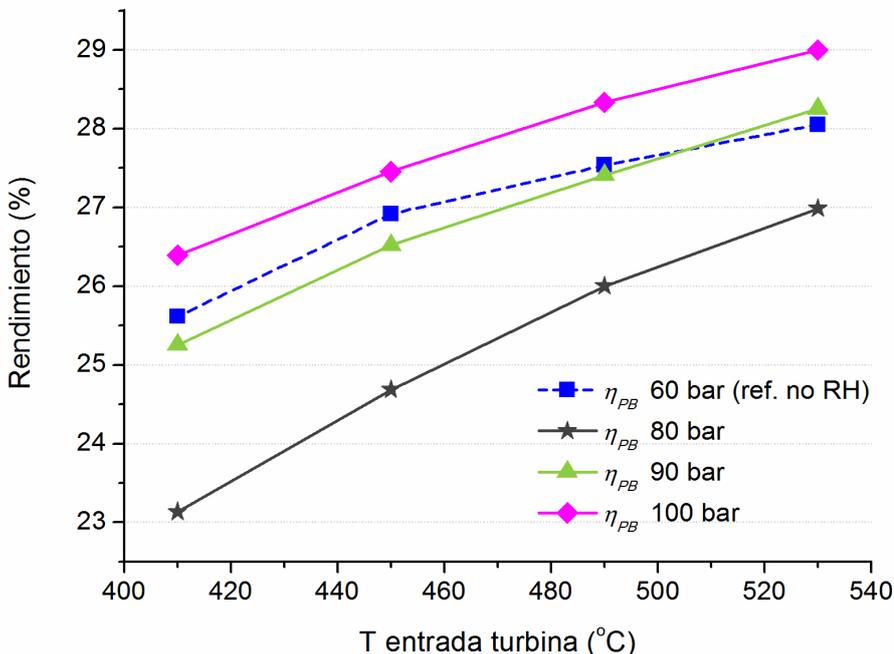


**Figura 133. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para la central GDV considerada con un ciclo de vapor de 6 extracciones con recalentamiento directo y presión deslizante, en función de la presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento como referencia**

Como se aprecia en la Fig. 133, el bloque de potencia presenta un rendimiento en condiciones nominales mayor que en un ciclo sin recalentamiento para todos los valores de temperatura con presión de 80 bar o superior. Por ello se van a simular y evaluar los resultados anuales de centrales de 80, 90 y 100 bar y temperaturas entre 410 y 530 °C en pasos de 40 K.

Es necesario recalcar que, al igual que en el recalentamiento interno, todas las configuraciones con recalentamiento directo y presión deslizante permiten títulos de vapor de salida superiores al valor límite establecido del 85%.

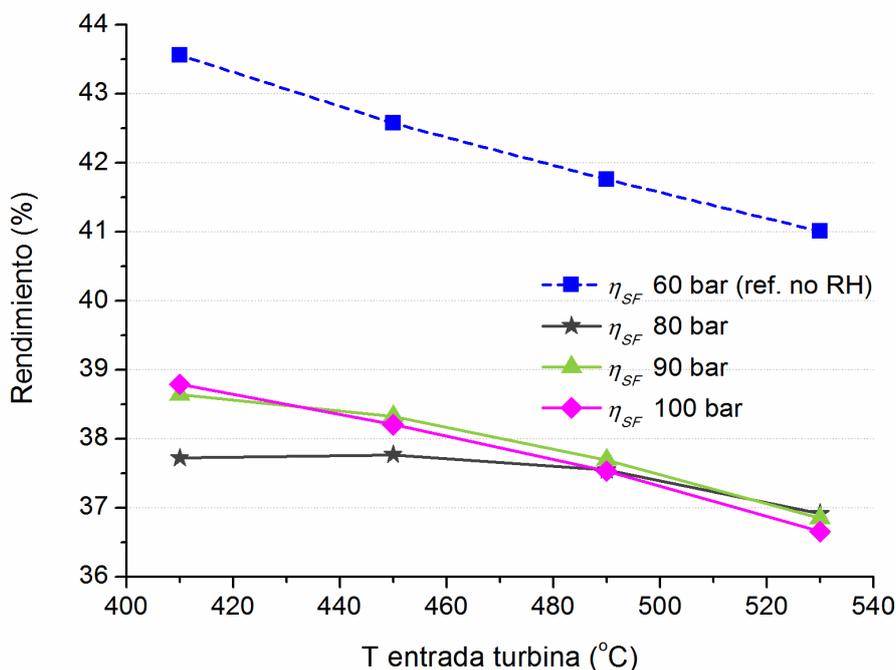
Las simulaciones anuales para los casos mencionados se han llevado a cabo mediante el modelo TRNSYS de central GDV reflejado en las Figs. 124 y 131, empleando la estrategia de presión deslizante. Los resultados correspondientes de rendimiento anual del bloque de potencia se muestran en la Fig. 134, comparándolos con el ciclo de referencia sin recalentamiento a 60 bar, tal como se hacía para el recalentamiento interno.



**Figura 134. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

A pesar de que los resultados teóricos del bloque de potencia de la Fig. 133 a carga nominal parecían ser mejores con recalentamiento directo y presión deslizante que sin recalentamiento a presiones de 80 bar o más, en la Fig. 134 se observa cómo el rendimiento neto anual del bloque de potencia solo es claramente superior en el caso de 100 bar. Esta reducción respecto a los valores nominales puede estar relacionada con el comportamiento a carga parcial del campo de recalentamiento, descrito anteriormente mediante la Fig. 132, al emplear la estrategia de presión deslizante.

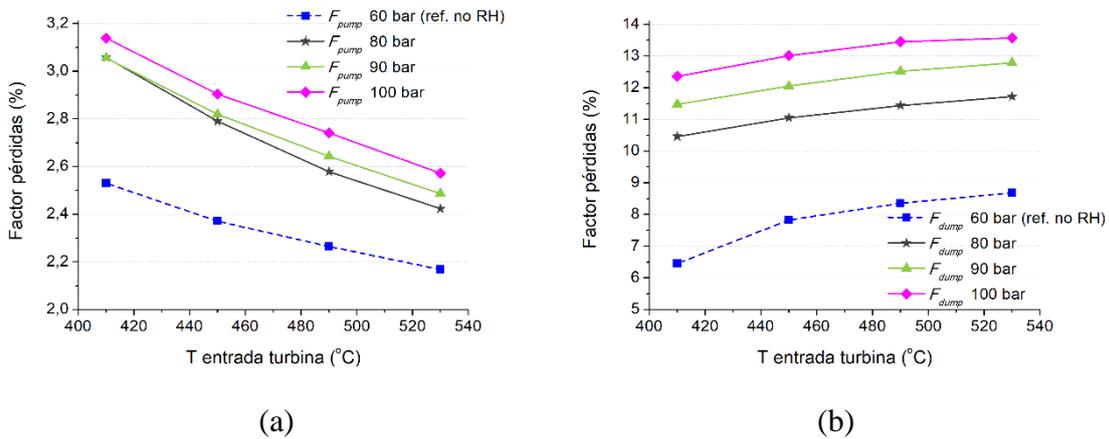
Por otra parte, en la Fig. 135 se representa el rendimiento neto anual del campo solar para los casos considerados, incluyendo también la referencia a 60 bar sin recalentamiento.



**Figura 135. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

Como se ve en la Fig. 135, los resultados con recalentamiento directo están bastante por debajo de la referencia (más de 4 puntos porcentuales). Las razones pueden estar relacionadas, en primer lugar, con el menor rendimiento del campo de recalentamiento al trabajar a mayor temperatura y, por tanto, sufrir mayores pérdidas térmicas. Paradójicamente, a bajas temperaturas el rendimiento es incluso menor para menores presiones (en contraste con lo observado, por ejemplo, en la Fig. 127). Este efecto podría reflejar también, por otro lado, el problema de las elevadas pérdidas de presión a cargas parciales al usar la estrategia de presión deslizante, que impiden utilizar el vapor en el bloque de potencia cuando no llega con la presión mínima necesaria. Para presiones y temperaturas no muy altas, las pérdidas de carga en la línea de recalentamiento aumentan mucho, en el primer caso por la baja densidad del fluido y en el segundo por circular más caudal, al ser el salto térmico menor. Un valor elevado de pérdida de carga provoca que la presión al final del campo de recalentamiento sea demasiado baja para operar la turbina y, por tanto, que el vapor no pueda aprovecharse en el bloque de potencia. Esto reduce drásticamente el rendimiento neto del campo solar, que se calcula a partir de la potencia térmica útil para el ciclo.

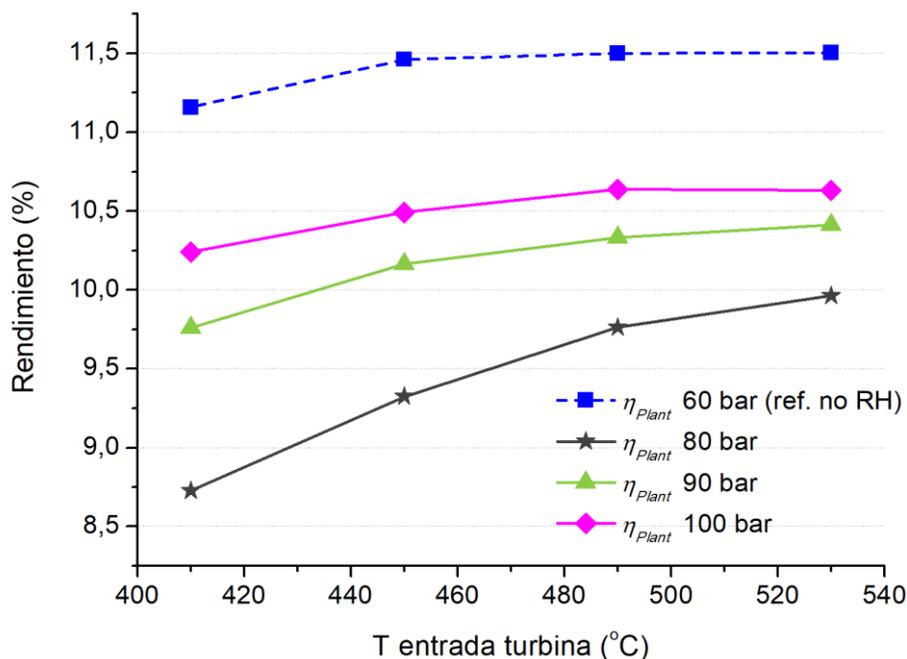
Para completar los resultados, en la Fig. 136 se representan los factores de bombeo (a) y dumping (b) para los casos analizados de recalentamiento directo y para el caso de referencia sin recalentamiento.



**Figura 136. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizando para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

Los consumos por bombeo mostrados en la Fig. 136a son superiores a la configuración de referencia y siguen aproximadamente el patrón observado en otros casos: a mayores presiones y temperaturas corresponden mayores pérdidas. No obstante, el caso de 80 bar presenta unos consumos relativos más elevados que en otras configuraciones, lo cual puede estar relacionado con los problemas descritos para cargas parciales. Por otra parte, en el factor de pérdidas por dumping de la Fig. 136b se observa una tendencia similar a otras configuraciones (mayor para mayores presiones y temperaturas, como en la Fig. 128b). No obstante, las cifras sugieren que se desperdicia algo más de energía con el recalentamiento directo, debido probablemente a que el bloque de potencia requiere menos potencia térmica para trabajar a carga nominal, ya que es más eficiente en el punto de diseño.

A continuación se muestran los resultados de rendimiento neto anual de la central con recalentamiento directo y presión deslizando, comparándolos también con la referencia.

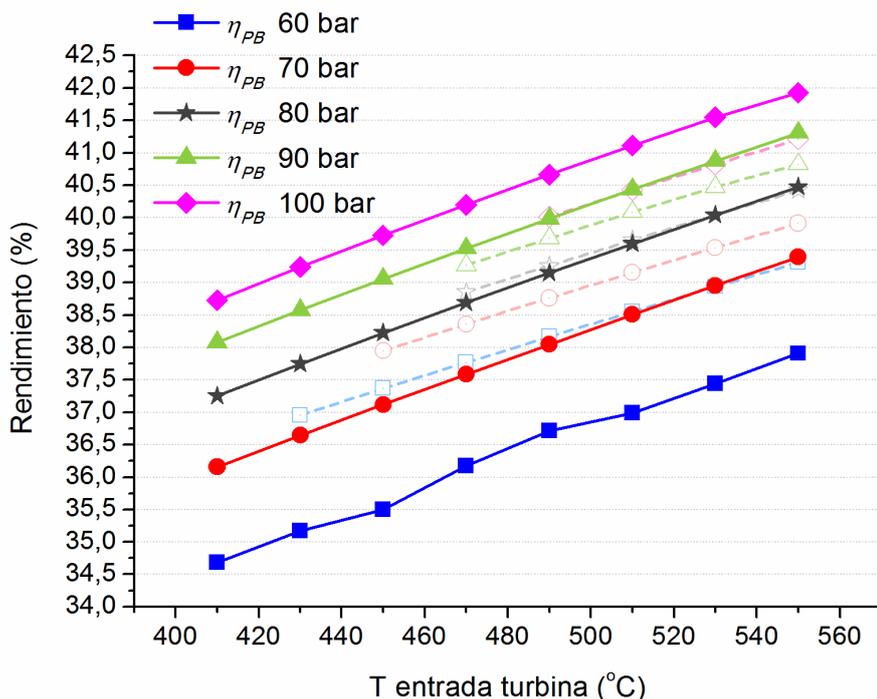


**Figura 137. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

Aunque el rendimiento anual de la central con recalentamiento directo es mayor para valores más altos de presión, los resultados en ningún caso se acercan a los de la referencia sin recalentamiento, por todas las razones mencionadas en este apartado (pérdidas de presión a cargas parciales, pérdidas térmicas en el campo de recalentamiento, pérdidas por dumping, ...). Esto parece sugerir que el recalentamiento directo empleando una estrategia de presión deslizante no representa una opción recomendable en términos de rendimiento anual, si no es para elevar el título de vapor de salida de la turbina.

#### 5.4.2.2 Análisis del recalentamiento directo con estrategia de presión fija

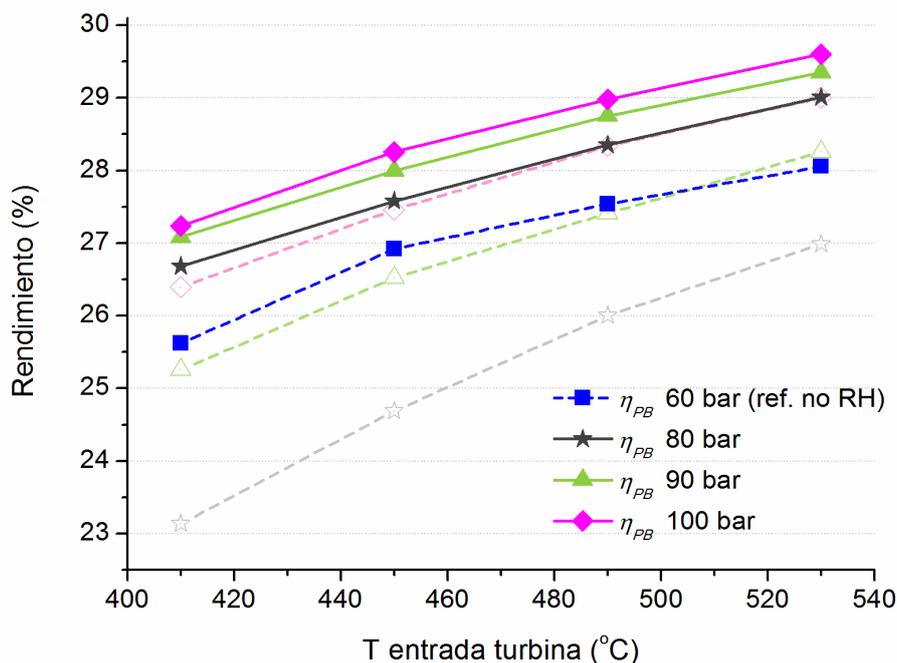
Dado que el rendimiento de la primera etapa de la turbina, según se describe en el capítulo 3, es menor para la estrategia de presión fija que para la de presión deslizante, el rendimiento bruto del ciclo en condiciones nominales se ha vuelto a evaluar. Los resultados se muestran en la Fig. 138, también comparándolos con el ciclo sin recalentamiento.



**Figura 138. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para la central GDV considerada con un ciclo de vapor de 6 extracciones con recalentamiento directo y presión fija, en función de la presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento como referencia**

En este caso, los rendimientos son menores que con presión deslizante, pero superiores a ciclos sin recalentamiento para presiones iguales o superiores a 90 bar. No obstante, para comparar con la estrategia de presión deslizante, se van a analizar los mismos casos que en el apartado anterior.

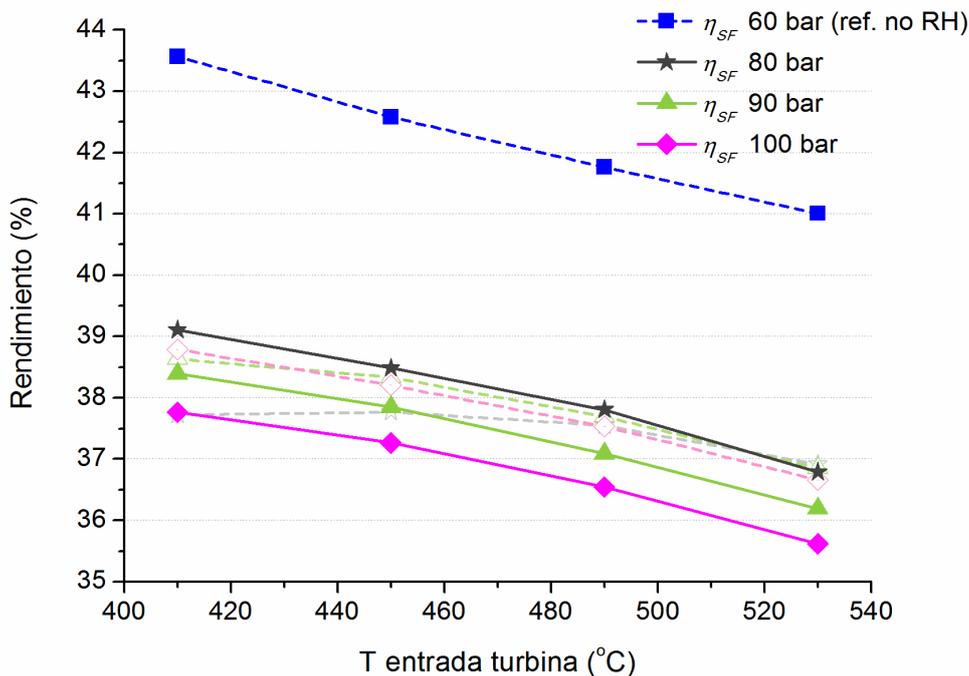
La implementación en TRNSYS de esta configuración se realiza con un modelo similar al del apartado anterior (Figs. 124 y 131), aunque se ha modificado la operación para mantener una presión fija de salida del campo tal como se describe en la sección 4.2.2. Tras realizar las simulaciones anuales correspondientes mediante el modelo TRNSYS de central GDV, en este caso empleando la estrategia de presión fija, el rendimiento neto anual del bloque de potencia con recalentamiento directo se muestra en la Fig. 139, comparándolo con la referencia y también con la estrategia de presión deslizante.



**Figura 139. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizando**

Al aplicar la estrategia de presión fija para el recalentamiento directo, en la Fig. 139 se observa cómo, en contraste con los resultados de presión deslizando, se consiguen rendimientos anuales del bloque de potencia mayores que sin recalentamiento para presiones iguales o superiores a 80 bar.

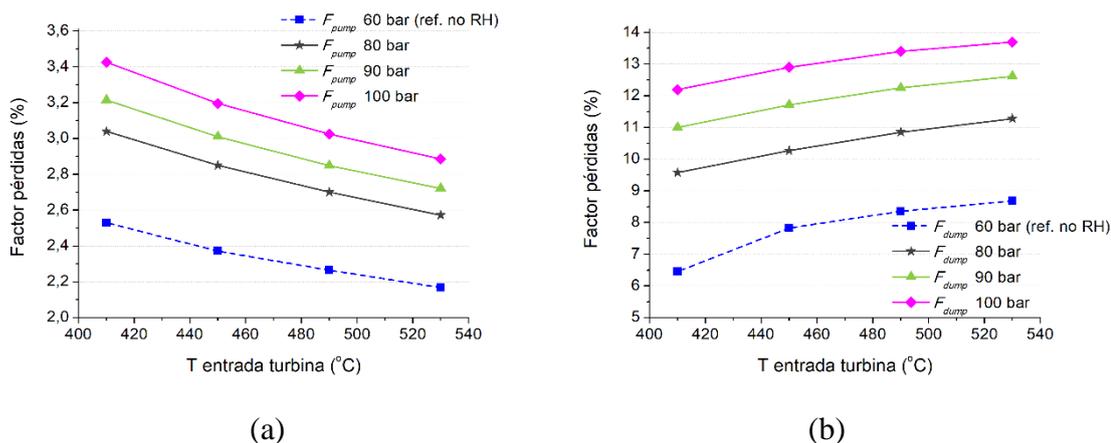
De forma análoga al caso de presión deslizando, en la Fig. 140 se muestra el rendimiento neto anual del campo solar para presión fija, incluyendo también la referencia y los resultados con la otra estrategia para facilitar su comparación.



**Figura 140. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizante**

Según se observa en la Fig. 140, los resultados siguen estando muy por debajo de la referencia sin recalentamiento. No obstante, en este caso siguen una evolución más lógica que en presión deslizante, ya que para mayores presiones y temperaturas el rendimiento es menor.

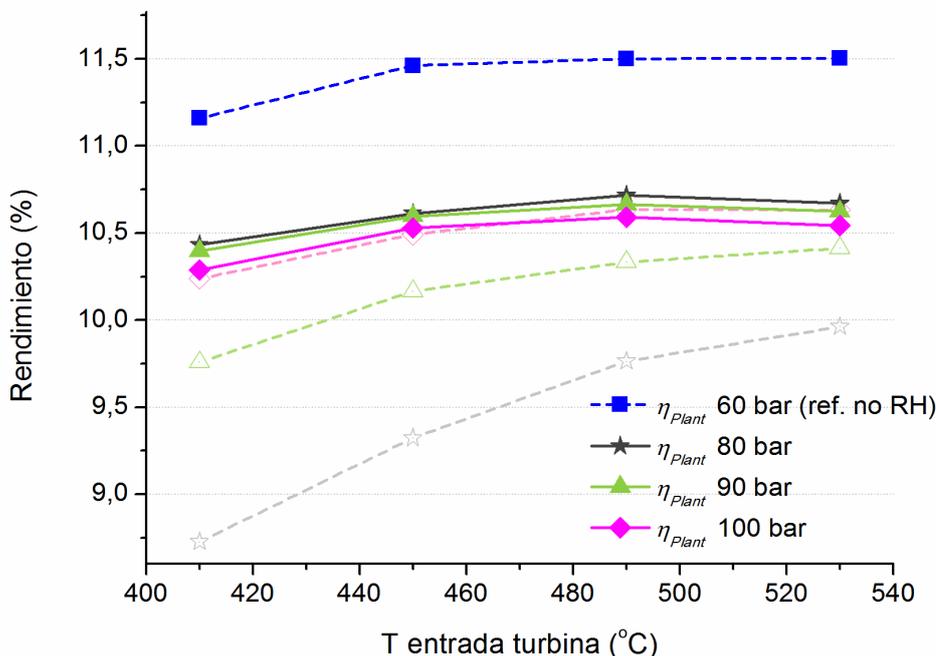
Al igual que en el análisis anterior, en la Fig. 141 se muestran también como resultados complementarios los factores de pérdidas por bombeo (a) y dumping (b).



**Figura 141. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia**

El factor de pérdidas por bombeo es mayor que en el caso de presión deslizante, ya que al trabajar a presión fija se debe elevar la presión del fluido hasta su valor nominal también a cargas parciales. Por otra parte, el factor de pérdidas por dumping es ligeramente menor para presión fija, sobre todo a presiones bajas (80 bar), debido probablemente a que el rendimiento nominal del bloque de potencia es también menor, y por tanto hace falta más potencia térmica para llegar al valor máximo aceptado por el ciclo.

Por último, en la Fig. 142 se representan los resultados anuales de rendimiento de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija, comparándolos también con la referencia sin recalentamiento y con la estrategia de presión deslizante, para los casos considerados.



**Figura 142. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizante**

En la Fig. 142 se observa que los resultados son mejores en casi todos los casos con presión fija que con presión deslizante, exceptuando 100 bar a temperaturas de 490 °C o superiores. Sin embargo, los valores de rendimiento siguen quedando lejos de la referencia sin recalentamiento, por lo que no parecen una solución aconsejable, a no ser que el título de vapor resultase crítico o los límites concretos de la turbina a emplear fueran más restrictivos (superiores al 85%). Si fuera ese el caso, la regulación con presión fija parece más recomendable en términos de rendimiento anual para la configuración de recalentamiento directo.

En conclusión, aunque los resultados teóricos esperados para el bloque de potencia sugerían que el recalentamiento directo podría ofrecer mayor rendimiento que los ciclos sin recalentamiento en centrales GDV, los resultados anuales obtenidos parecen aconsejar el empleo de ciclos sin recalentamiento en este tipo de centrales termosolares.

### 5.5 Variación del tamaño del campo solar

Para una configuración determinada de central GDV, el tamaño del campo solar viene dado por el número de lazos de captadores, un valor que puede tener gran impacto en los resultados anuales de la planta. Un mayor número de lazos implica mayor capacidad para

afrontar situaciones con baja radiación solar, bien sea en invierno o durante transitorios, evitando trabajar a cargas muy bajas que pueden significar la parada de la turbina. Sin embargo, aumentar el tamaño del campo solar implica también aumentar los costes de inversión, por lo que puede no resultar rentable.

Un parámetro interesante para caracterizar el tamaño del campo solar es el múltiplo solar,  $SM$  (*Solar Multiple*), que se define como el cociente entre la potencia térmica que es capaz de dar el campo en condiciones nominales y la potencia térmica requerida por el bloque de potencia para operar a carga máxima:

$$SM = \frac{\dot{Q}_{SF,ref}}{\dot{Q}_{PB,ref}} \quad (5.11)$$

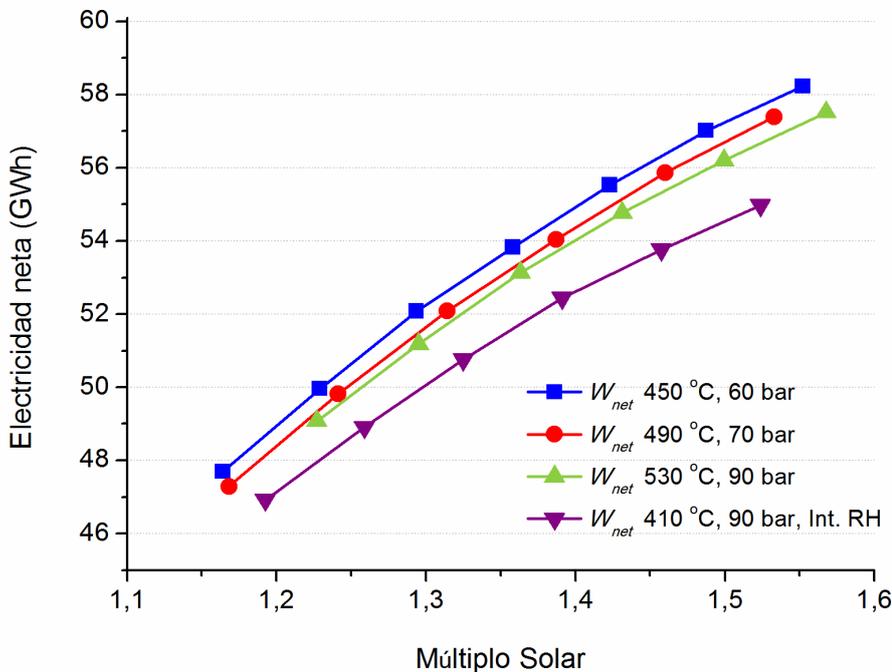
En este apartado se pretende optimizar el tamaño del campo solar de una central GDV a partir de las configuraciones que parecían más razonables o que ofrecían mejores resultados en términos tecno-económicos al aplicar las optimizaciones anteriores. Manteniendo invariables el resto de los parámetros de la central, se va a variar el número de lazos en el campo solar, es decir, el tamaño de éste. Dado que en una central termosolar solo es posible aumentar o disminuir el número de lazos de captadores en una cifra entera, se tomarán saltos de 2 lazos de captadores para cada caso y se calculará el valor de múltiplo solar correspondiente.

Para el análisis se considerarán los tres escenarios del bloque de potencia sin recalentamiento definidos para los anteriores apartados, cada uno de ellos con el valor óptimo del número de captadores por lazo y extracciones de turbina: ‘conservador’, a 450 °C y 60 bar, con 10 captadores por lazo y 6 extracciones de turbina; ‘realista’, a 490 °C y 70 bar, con 11 captadores por lazo y también 6 extracciones; y ‘avanzado’, a 530 °C y 90 bar, con 10 captadores por lazo y 7 extracciones de turbina. Además, para completar el abanico de opciones, y considerando que para temperaturas bajas el recalentamiento interno podría ofrecer un mejor comportamiento que los ciclos sin recalentamiento, se va a incluir también la opción con recalentamiento interno que proporcionaba mayor rendimiento anual de la central que la equivalente sin recalentamiento, a 410 °C y 90 bar, con 10 captadores por lazo y 6 extracciones.

### 5.5.1 Resultados anuales de producción eléctrica y rendimiento

Las simulaciones anuales requeridas en este apartado se han llevado a cabo con los modelos TRNSYS de central GDV ya descritos anteriormente. La variación del número de lazos del campo solar puede hacerse de forma sencilla por medio de un parámetro global del modelo, por lo que no son necesarios nuevos desarrollos.

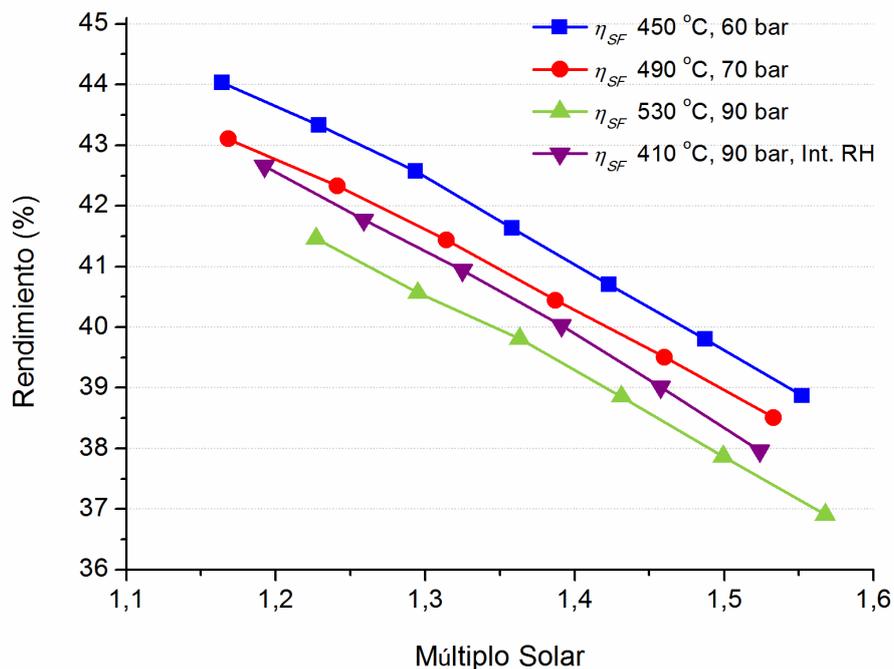
En primer lugar, se muestra la producción eléctrica anual neta para los 4 casos mencionados en función del múltiplo solar.



**Figura 143. Producción eléctrica neta anual de la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

Según se aprecia en la Fig. 143, las curvas para los casos sin recalentamiento a presiones y temperaturas no muy altas (450 °C y 60 bar, por ejemplo) se encuentran por encima de las correspondientes a valores más elevados de presión y temperatura (530 °C y 90 bar) para valores similares del múltiplo solar. Esto se debe a que, aunque presenten un mismo múltiplo solar, el tamaño del campo solar es diferente, ya que también lo es la potencia térmica nominal requerida por el bloque de potencia (el denominador en la ecuación 5.11). Por otra parte, la producción eléctrica neta obtenida anualmente aumenta en todos los casos según aumenta el múltiplo solar. Como se ha mencionado anteriormente, un mayor tamaño del campo implica trabajar a mayores cargas de turbina, es decir, aumentar la producción, pero también incrementar el coste de inversión. Por estos motivos, para encontrar un valor óptimo del múltiplo solar y determinar qué configuración es la más recomendable se requiere un análisis económico, al menos preliminar, que se aborda en el siguiente apartado.

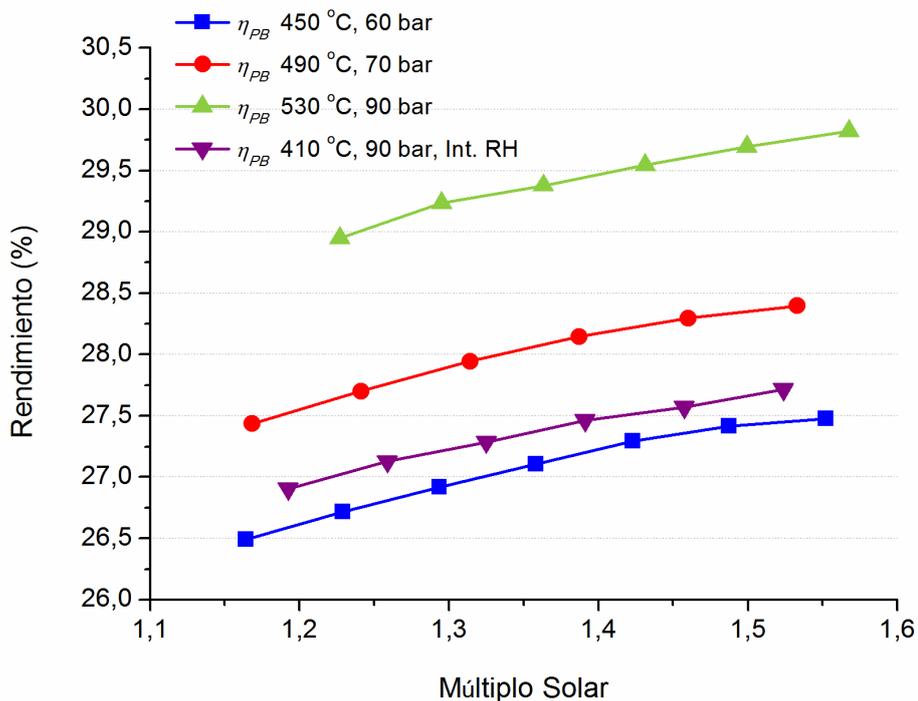
En la Fig. 144 se representa el rendimiento neto anual del campo solar para los cuatro casos, calculado como el cociente entre la energía térmica del campo que es útil para el bloque de potencia y la energía solar disponible durante el año.



**Figura 144. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

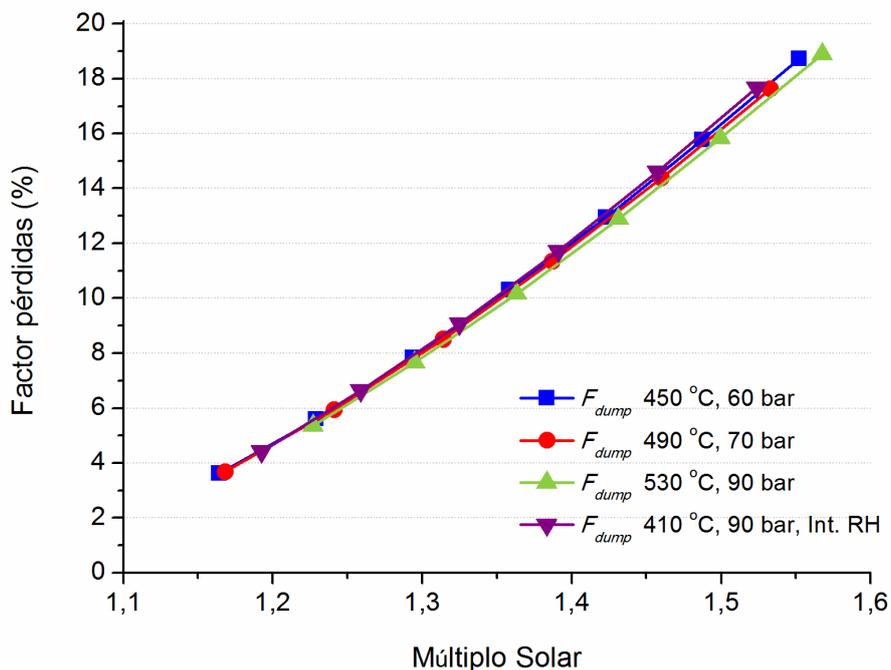
En los cuatro escenarios considerados en la Fig. 144, el rendimiento del campo solar disminuye según se incrementa el múltiplo solar. Al aumentar el tamaño del campo aumenta la energía solar anual disponible para la central, es decir, el denominador para el cálculo del rendimiento. Sin embargo, la producción de vapor útil no aumenta en la misma proporción ya que se desperdicia también más energía, lo cual explica los resultados de la gráfica.

Por otra parte, la Fig. 145 muestra el rendimiento neto anual del bloque de potencia, que se obtiene dividiendo la producción eléctrica neta anual entre la energía térmica útil para el ciclo.



**Figura 145. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

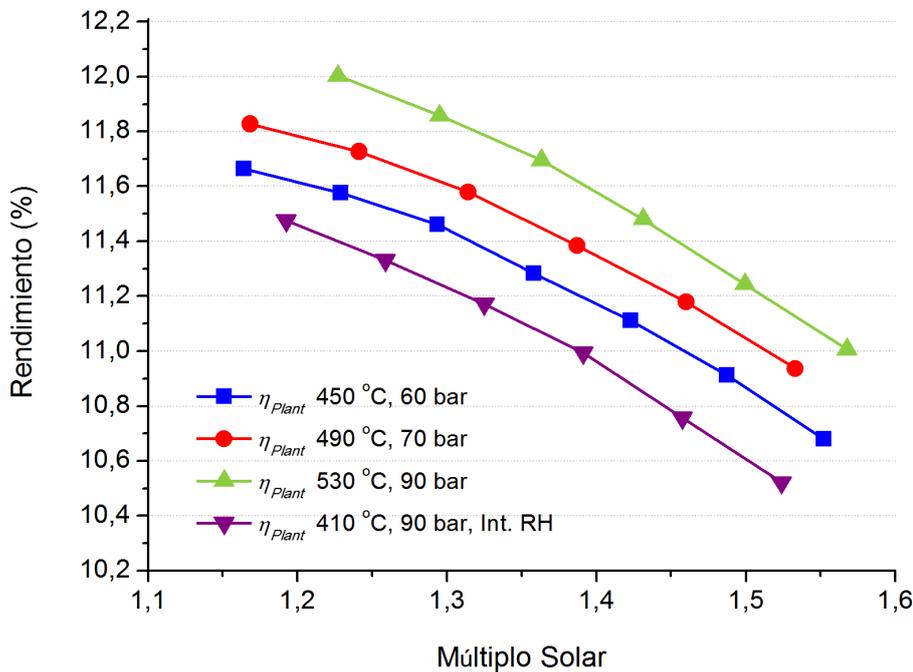
El rendimiento neto anual del bloque de potencia que se observa en la Fig. 145 aumenta en todos los casos al incrementarse el múltiplo solar. Esto se debe a que, para tamaños mayores del campo solar, el ciclo trabaja más tiempo a carga nominal y, por tanto, a máximo rendimiento. En este sentido, resulta interesante ver la evolución del factor de pérdidas por dumping en función del múltiplo solar, representada en la Fig. 146 para los cuatro escenarios, que refleja la proporción de energía desperdiciada por operar al máximo de carga del ciclo.



**Figura 146. Factor de pérdidas anuales por dumping en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

De acuerdo con la Fig. 146, el factor de dumping aumenta gradualmente con el múltiplo solar, siendo muy similar para los casos analizados que presentan valores próximos de  $SM$ . Por tanto, a la vista de los resultados parece deducirse que la proporción anual de energía desperdiciada por dumping es función casi exclusivamente del múltiplo solar.

Finalmente, en la Fig. 147 se representa el rendimiento neto anual de la planta en función del múltiplo solar, que se obtiene al multiplicar los rendimientos del campo solar (Fig. 144) y del bloque de potencia (Fig. 145).



**Figura 147. Rendimiento neto anual de la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

Al comparar los resultados de producción eléctrica de la Fig. 143 con los de rendimiento anual de la central de la Fig. 147 se observa cómo, al tomar como eje de abscisas el múltiplo solar, las dos figuras no tienen la misma forma. Esto contrasta con lo que ocurriría al variar las condiciones de presión y temperatura, donde las dos gráficas tenían la misma forma, pero escaladas en el eje de ordenadas. La diferencia entre las curvas de la Fig. 143 y 147 se debe a que el tamaño del campo solar va aumentando al incrementarse el SM y, por tanto, aumenta la energía solar anual disponible. Al incluir el rendimiento del campo solar, el rendimiento de la central es inversamente proporcional a la energía solar disponible. Así, al aumentar el tamaño del campo disminuye el rendimiento global de la planta, ya que se desperdicia más energía. No obstante, también aumenta la producción eléctrica anual, por lo que el balance puede resultar beneficioso desde un punto de vista económico, según se deduce de la ecuación 5.10. Para evaluar este aspecto, en el siguiente apartado se realiza un análisis simplificado del coste de la energía.

### 5.5.2 Análisis económico del tamaño óptimo del campo

Como se ha visto en el apartado anterior, la producción eléctrica neta de una central GDV va incrementándose según aumenta el tamaño del campo, sin alcanzar un valor óptimo dentro del rango de SM considerado. Por tanto, para evaluar desde un punto de vista tecno-

económico el valor más conveniente del múltiplo solar será de gran utilidad realizar una estimación del coste de la electricidad similar a la de la sección 5.3.3.

Dado que se pretende variar el área de captación del campo, y que los costes de operación y mantenimiento pueden tener un efecto significativo en el *LCoE* global, parece razonable desglosar los costes de operación y mantenimiento de la Tabla 26, que estaban referidos solo a la capacidad de la planta, en un término por potencia eléctrica y otro por área de captación del campo solar. Para determinar los valores concretos de cada término se ha tenido en cuenta la tasa de reposición de componentes como espejos y tubos receptores en centrales termosolares, que representa el parámetro con más peso en los costes de operación y mantenimiento asociados al campo solar (**Sargent & Lundy, 2003**).

Por otra parte, ya que se ha incluido un caso con recalentamiento interno, es necesario estimar el coste del intercambiador de calor requerido para ese recalentamiento. El valor se ha determinado a partir de modelos económicos de componentes para centrales GDV (**Elsafi, 2015b**), y debe añadirse al coste de inversión total de la planta definido en la ecuación 5.12, incluyendo también el factor correspondiente de ingeniería, construcción y contingencias ( $1 + K_{eng}$ ).

Los parámetros actualizados para el análisis económico de este apartado se recogen en la Tabla 30.

**Tabla 30. Costes específicos y parámetros considerados en el análisis económico del tamaño óptimo del campo solar**

Elemento	Coste
Coste específico del campo solar (€/m <sup>2</sup> )	180
Coste específico del bloque de potencia (€/kW <sub>e</sub> )	550
Coste por cada precalentador del bloque de potencia (k€)	450
Coste del intercambiador para recalentamiento interno (k€)	800
Coste específico del terreno (€/m <sup>2</sup> )	2
Coste de ingeniería, construcción y contingencias (% de $K_{invest}$ )	20
Coste específico anual de O&M por capacidad de planta (€/kW <sub>e</sub> )	39
Coste específico anual de O&M por tamaño del campo solar (€/m <sup>2</sup> )	3
Tasa anual del seguro (%)	1
Tipo de interés efectivo (%)	7
Periodo de depreciación (años)	25

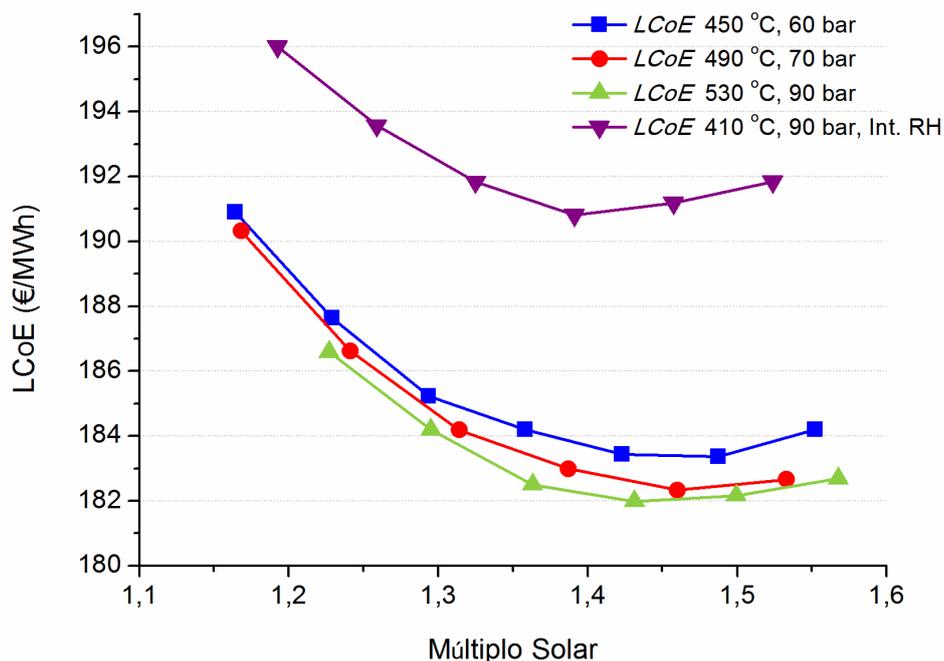
Los costes de inversión para cada caso, así como los valores de *SM* y *LCoE* resultantes, se resumen en la Tabla 31.

**Tabla 31. Resultados principales del análisis económico preliminar para los casos considerados variando el tamaño del campo solar, incluyendo el número de lazos en el campo solar ( $N_{loops,SF}$ ), el múltiplo solar, el área neta de captación del campo solar, el área total del terreno, el coste de inversión, la producción eléctrica neta anual y el coste normalizado de la electricidad ( $LCoE$ )**

$T_{out,SF}$ (°C)	$p_{out,SF}$ (bar)	$N_{loops,SF}$	$SM$	$A_{c,SF}$ (m <sup>2</sup> )	$A_{land}$ (m <sup>2</sup> )	$K_{invest}$ (M€)	$W_{net}$ (MW <sub>e</sub> )	$LCoE$ (€/kWh)
450	60	36	1,16	197406	1017600	73,19	47700	190,91
450	60	38	1,23	208373	1060800	75,66	49966	187,65
450	60	40	1,29	219340	1104000	78,14	52077	185,22
450	60	42	1,36	230307	1147200	80,61	53829	184,21
450	60	44	1,42	241274	1190400	83,08	55525	183,44
450	60	46	1,49	252241	1233600	85,55	57015	183,38
450	60	48	1,55	263208	1276800	88,03	58227	184,19
490	70	32	1,17	193019	1008800	72,22	47290	190,32
490	70	34	1,24	205083	1055600	74,94	49817	186,62
490	70	36	1,31	217147	1102400	77,66	52087	184,18
490	70	38	1,39	229210	1149200	80,38	54046	182,99
490	70	40	1,46	241274	1196000	83,10	55870	182,33
490	70	42	1,53	253338	1242800	85,81	57391	182,67
530	90	36	1,23	197406	1017600	73,73	49079	186,60
530	90	38	1,29	208373	1060800	76,20	51183	184,20
530	90	40	1,36	219340	1104000	78,68	53137	182,50
530	90	42	1,43	230307	1147200	81,15	54771	181,98
530	90	44	1,50	241274	1190400	83,62	56195	182,17
530	90	46	1,57	252241	1233600	86,09	57510	182,70
410	90	36	1,19	197406	1017600	74,15	46929	196,00
410	90	38	1,26	208373	1060800	76,62	48913	193,57
410	90	40	1,32	219340	1104000	79,10	50763	191,83
410	90	42	1,39	230307	1147200	81,57	52448	190,81
410	90	44	1,46	241274	1190400	84,04	53759	191,18
410	90	46	1,52	252241	1233600	86,51	54978	191,84

Para determinar los resultados de múltiplo solar, área de captación y área del terreno hay que tener en cuenta que el número de captadores por lazo en el caso de 490 °C y 70 bar es de 11 en lugar de 10, como ocurre en los demás escenarios, mientras que las extracciones de turbina son 6 en todos menos para 530 °C y 90 bar, que son 7. Además, el caso de 410 °C y 90 bar cuenta con recalentamiento interno, que requiere un intercambiador adicional específico, mientras que el resto no incluyen recalentamiento.

El coste normalizado de la electricidad,  $LCoE$ , en función del múltiplo solar, se representa gráficamente en la Fig. 148 para cada uno de los escenarios mencionados.



**Figura 148. Coste normalizado de la electricidad (*LCoE*) estimado en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar**

A la vista de las curvas de la Fig. 148, el valor óptimo para el múltiplo solar en los casos analizados se encuentra aproximadamente entre 1,4 y 1,5. Por otra parte, la opción con recalentamiento presenta costes considerablemente superiores (entre 7 y 9 €/MWh<sub>e</sub> más) a los escenarios sin recalentamiento, debido principalmente al menor rendimiento global y al coste del intercambiador adicional. De todos los escenarios considerados, el valor mínimo de coste, que está ligeramente por debajo de los 182 €/MWh<sub>e</sub>, corresponde a 530 °C y 90 bar para un múltiplo solar de 1,43.

Por otra parte, resulta destacable que los valores óptimos de *LCoE* en los tres escenarios sin recalentamiento, a distintas presiones y temperaturas, se encuentran dentro de un margen de unos 2 €/MWh<sub>e</sub>. Además, el coste óptimo en el escenario ‘realista’ es solo 0,35 €/MWh<sub>e</sub> mayor que en el ‘avanzado’. Sin embargo, escoger un múltiplo solar inadecuado para una central GDV puede suponer un sobre coste de unos 7 €/MWh<sub>e</sub> respecto al valor óptimo en el rango y configuraciones consideradas. Esto pone de manifiesto el gran impacto que tiene el tamaño del campo solar en el coste de generación para este tipo de centrales, en comparación con las condiciones de presión y temperatura del vapor.

Para saber si los valores del *LCoE* obtenidos suponen una mejora económica respecto a las tecnologías existentes, será interesante compararlos con valores de referencia de centrales termosolares basados en tecnologías maduras, como cilindroparabólicos con aceite térmico. Por ejemplo, en el informe sobre costes de electricidad termosolar del KIC InnoEnergy

(Zarza et al., 2015), se obtiene un valor de  $LCoE$  de 201,3 €/MWh<sub>e</sub> para una central de 100 MW<sub>e</sub> con captadores cilindroparabólicos considerando costes del año 2014. Esta central emplearía aceite como fluido de trabajo, contaría con almacenamiento térmico de 1000 MWh<sub>th</sub> y estaría construida en el Sur de España. Suponiendo que se mantienen todos los parámetros y criterios en ambos estudios, el coste mencionado de la electricidad para la central GDV supondría aproximadamente un ahorro del 10% respecto a esa referencia.

Por otra parte, en el informe de la Agencia Internacional de la Energía Renovable sobre costes de producción eléctrica con distintas tecnologías (IRENA, 2018) se citan valores de  $LCoE$  entre 0,14 y 0,35 \$/kWh<sub>e</sub> para las centrales de captadores cilindroparabólicos sin almacenamiento construidas entre los años 2014 y 2016, estimándose una media global para las plantas termosolares de unos 0,22 \$/kWh<sub>e</sub> para 2017. Teniendo en cuenta que el tipo medio de cambio en esos años estaba en torno a 1,1 \$/€, estas cifras de coste equivaldrían a un  $LCoE$  entre 127 y 318 €/MWh<sub>e</sub> aproximadamente para las plantas instaladas entre 2014 y 2016, y una previsión de unos 200 €/MWh<sub>e</sub> de media para 2017. Considerando estos valores, el  $LCoE$  obtenido para la central GDV (182 €/MWh<sub>e</sub>) es un 9% inferior a la media estimada y se encuentra más cercano a los valores bajos del rango de costes de las centrales instaladas recientemente, aunque no parece suponer una gran reducción respecto a las tecnologías convencionales. Sin embargo, las centrales con costes más bajos corresponden a emplazamientos con radiación solar anual mucho mayor que el que se ha considerado en este capítulo, lo cual aumenta considerablemente la producción anual de la planta y, por tanto, reduce bastante el coste de la energía.

Para tener una idea del posible ahorro con la tecnología GDV, podría hacerse una estimación aproximada, de forma muy imprecisa, del coste de generación en emplazamientos más favorables si suponemos una relación directa entre radiación anual y producción eléctrica neta. Tomando valores de radiación anual de los emplazamientos con menor coste, por ejemplo 2900 W/m<sup>2</sup> en lugar de los 2071 W/m<sup>2</sup> considerados en este estudio, obtendríamos unos 130 €/MWh<sub>e</sub> para la central GDV, muy cercanos a los costes mínimos mencionados. No obstante, sería necesario realizar simulaciones anuales con el emplazamiento y datos meteorológicos específicos, incluyendo los costes y parámetros económicos reales, para conocer con más precisión el ahorro que supone la tecnología GDV, en las condiciones seleccionadas, respecto a las centrales termosolares existentes.

## 5.6 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha realizado una optimización de centrales GDV atendiendo a distintos criterios, tanto técnicos como económicos, a partir del modelo y las herramientas desarrolladas en capítulos anteriores. Para ello se han realizado análisis de sensibilidad de los resultados anuales de producción eléctrica neta, del rendimiento de la planta o del coste de la electricidad variando parámetros como la presión y temperatura de salida del campo

solar, el número de captadores por lazo, el número de extracciones de la turbina o el tamaño del campo solar. Aunque en general se ha considerado el modo un-solo-paso, que ofrece teóricamente un mayor rendimiento, algunos de los análisis incluyen la comparación entre los modos un-solo-paso y recirculación. Por otra parte, a pesar de que el bloque de potencia empleado en la mayor parte de los análisis se basa en un ciclo Rankine sin recalentamiento, se han evaluado también diversas opciones para la integración de bloques de potencia con recalentamiento en centrales GDV.

De la optimización de las condiciones del vapor de salida del campo solar para el modo un-solo-paso parece concluirse que no se esperan incrementos en el rendimiento anual de la central a partir de 80-90 bar de presión y de 510-530 °C de temperatura. Por otra parte, el rendimiento del modo recirculación es inferior en todos los casos de presión y temperatura al del modo un-solo-paso. Esta configuración está condicionada por la posición del separador agua-vapor, que tiene un gran impacto en las pérdidas de la zona de sobrecalentamiento, por los mayores consumos por bombeo y por los mayores tiempos de arranque y recuperación ante transitorios solares profundos.

En cuanto al número óptimo de captadores por lazo, para las simulaciones se han escogido tres escenarios de temperatura y presión del vapor de salida del campo, que representan tres posibilidades de desarrollo de la tecnología: ‘conservador’, a 450 °C y 60 bar; ‘realista’, a 490 °C y 70 bar; y ‘avanzado’, a 530 °C y 90 bar, que ofrecía el valor máximo de rendimiento anual de la central. Del análisis del modo un-solo-paso se obtienen rendimientos máximos anuales de la planta para campos solares con lazos de entre 10 (en los escenarios ‘conservador’ y ‘avanzado’) y 11 captadores (en el ‘realista’) de 100 m cada uno (entre 1000 y 1100 m por lazo). En el modo recirculación, como ocurría en la optimización de las condiciones del vapor, los resultados están fuertemente influidos por la posición del separador, por lo que no hay una conclusión tan clara y la longitud óptima para el lazo depende del caso concreto a considerar. En cualquier caso, el rendimiento global sigue siendo, en todos los escenarios, inferior al del modo un-solo-paso.

El número óptimo de extracciones de turbina en una central GDV empleando un ciclo sin recalentamiento se ha obtenido por medio de un análisis económico básico a partir de los resultados anuales, considerando los tres escenarios previstos. Así, el coste mínimo de la electricidad generada se alcanza para 6 o 7 extracciones de turbina: 6 en los escenarios ‘conservador’ y ‘realista’ y 7 en el escenario ‘avanzado’.

Con el fin de elevar el título de vapor de salida de la turbina, que puede resultar un parámetro crítico, se ha estudiado también la integración de ciclos termodinámicos con recalentamiento en centrales GDV. Para ello se han analizado dos posibilidades distintas: el recalentamiento interno, que requiere de un intercambiador de calor para transferir parte de la potencia térmica del campo principal al vapor recalentado, y el recalentamiento directo, que utiliza para ello un campo solar secundario. La primera opción tiene como desventaja que la temperatura de recalentamiento está limitada por el punto de saturación

del vapor del campo solar principal, por lo que sus resultados de rendimiento anual son, por lo general, inferiores al caso sin recalentamiento. No obstante, el recalentamiento interno puede resultar recomendable para condiciones de baja temperatura y alta presión de salida del campo solar, ya que el aumento en el título de vapor de salida de la turbina puede dar lugar a configuraciones más eficientes del ciclo. Para 410 °C y 90 bar, por ejemplo, el recalentamiento interno permite incrementar el número de extracciones de turbina de 4 a 6, con lo que se consigue un rendimiento anual de la central ligeramente superior al del caso equivalente sin recalentamiento.

Por otra parte, la opción de recalentamiento directo presenta como inconveniente las elevadas pérdidas de presión en el campo solar secundario, debido a la baja presión del fluido y a las características del circuito hidráulico adicional, que pueden resultar críticas durante la operación a cargas parciales. Por ello, en este caso se ha considerado tanto la estrategia de presión deslizante como la de presión fija para regular la presión de entrada a la turbina. Como conclusión, la estrategia de presión fija ofrece en el caso de recalentamiento directo un mejor comportamiento en términos de rendimiento anual que la de presión deslizante. No obstante, de acuerdo con los resultados de las simulaciones con ambas estrategias, en ningún caso las configuraciones con recalentamiento directo se acercan a los valores de producción de centrales GDV sin recalentamiento, por lo que no parecen opciones recomendables si se mantienen los límites considerados para el título de vapor de la turbina.

Por último, para las configuraciones que ofrecían los resultados más razonables en los estudios anteriores se ha aplicado una optimización del tamaño del campo solar, definido por el múltiplo solar, basada en un análisis económico básico. Los casos analizados incluyen los tres escenarios sin recalentamiento con los valores óptimos de longitud de lazo y número de extracciones y el caso mencionado (410 °C y 90 bar) con recalentamiento interno. Según los resultados, los costes de la electricidad más bajos se obtienen para valores del múltiplo solar entre 1,4 y 1,5. De todos ellos, el valor mínimo del coste normalizado de la electricidad es de unos 182 €/MWh<sub>e</sub> (entre un 9% y un 10% inferior a los costes equivalentes de las tecnologías convencionales con aceite) y se consigue para el escenario ‘avanzado’ con un múltiplo solar de 1,43. Por otra parte, el caso de recalentamiento interno (191 €/MWh<sub>e</sub>) presenta costes considerablemente mayores que los casos sin recalentamiento (entre 182 y 184 €/MWh<sub>e</sub>).

## Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros

La generación directa de vapor en captadores cilindroparábolicos presenta numerosas ventajas frente a otras tecnologías de concentración solar. En primer lugar, se trabaja con un fluido limpio y barato en el campo solar, sin limitaciones de temperatura ni riesgo de incendio o medioambiental. Además, la configuración de la planta se simplifica en su conjunto ya que no son necesarios componentes como intercambiadores de calor entre el fluido del campo solar y el de la turbina. Así, el rendimiento del sistema puede aumentarse respecto a sistemas con fluidos convencionales por permitir mayores temperaturas y por la eliminación de elementos adicionales.

En el capítulo 1 de esta tesis se ha realizado una introducción a la energía termosolar y a la generación directa de vapor en particular, analizando sus características, ventajas y experiencias previas tanto en instalaciones de ensayo como en plantas comerciales. Así, en los últimos años se han planteado y estudiado varios esquemas de configuración para el lazo de captadores, como son los modos de operación en un solo paso, inyección y recirculación, y para el campo solar. También existen varias propuestas en cuanto a la integración del campo solar y el bloque de potencia. Sin embargo, a pesar de que ya existe una central termosolar construida y en operación de 5 MW<sub>e</sub> (**Krüger et al., 2012**), la tecnología GDV todavía plantea algunos retos e incertidumbres que deben analizarse en profundidad para su implantación comercial a mayor escala. Por ejemplo, aún no se ha establecido la configuración y parámetros óptimos de una central GDV considerando todos los subsistemas y teniendo en cuenta condiciones transitorias en la producción final durante períodos de tiempo significativos. Tampoco existe hasta el momento una solución económica para el almacenamiento de energía térmica que pueda adoptarse comercialmente. Por otra parte, dado el riesgo de inestabilidades debidas al flujo bifásico, tanto el campo solar como la regulación de la turbina requieren sistemas de control complejos que presentan todavía algunas incógnitas y dificultades.

Para analizar esas incertidumbres son necesarias herramientas de simulación que sean capaces de tratar distintas situaciones de operación y predecir de forma fiable la producción de una central. Sin embargo, los modelos para centrales GDV existentes hasta la fecha o bien se basan en condiciones estacionarias para realizar estimaciones rápidas y poco precisas o bien simulan condiciones dinámicas mediante herramientas software muy específicas que consumen gran cantidad de recursos computacionales, por lo que se usan para simular situaciones muy concretas y no permiten, por ejemplo, abordar estudios de predicción de producción eléctrica.

En esta tesis se ha propuesto un modelo de simulación cuasidinámico en el software TRNSYS para una central termosolar GDV, dividiéndola en sistemas como el lazo de captadores del campo solar, las tuberías de distribución y el bloque de potencia. Este modelo es capaz de tratar situaciones como arranques, paradas y transitorios solares de forma razonablemente precisa y sin consumir demasiados recursos computacionales. Para ello incorpora mecanismos que tienen en cuenta el efecto de la inercia térmica en captadores y tuberías, o que reproducen las curvas de arranque de la turbina, y permite así simular condiciones transitorias de forma rápida y con recursos computacionales limitados. Este enfoque proporciona un modelo flexible y versátil que puede utilizarse tanto para la simulación de situaciones de operación diaria y ensayo de algoritmos de control como para análisis de producción anual de una central GDV.

Específicamente, el capítulo 2 define un modelo cuasidinámico para el lazo de captadores incluyendo sus elementos más importantes: captadores solares, tuberías de interconexión y componentes auxiliares como inyectores, separadores agua-vapor y controladores de caudal. El enfoque considera tanto el comportamiento térmico como hidráulico del sistema, considerando de forma simplificada la inercia del fluido y del metal para tratar situaciones transitorias como arranques y paso de nubes. El modelo de lazo de captadores se ha validado con datos reales de varios días de ensayo del lazo experimental DISS, situado en la Plataforma Solar de Almería, en varios modos de operación: un-solo-paso, inyección en el último captador y recirculación. La comparación con los datos experimentales demuestra una buena concordancia entre los resultados del modelo y las medidas de la instalación real.

En el capítulo 3 se ha desarrollado un modelo de bloque de potencia para centrales GDV constituido por un ciclo de vapor Rankine con o sin recalentamiento, tanto en condiciones de diseño como a cargas parciales, basándose en el método de **Spencer, Cotton y Cannon (1976)**. El modelo permite una gran flexibilidad para especificar parámetros como el número de extracciones de turbina, la posición del desgasificador, las condiciones nominales de operación, etc., y utiliza diversos mecanismos adicionales para simular la curva de arranque de turbina, regular las condiciones del vapor de entrada o estimar los consumos parásitos. Los resultados del modelo se han validado comparándolos con los del bloque de potencia de una central termosolar comercial en toda la curva de carga, reproduciendo el rendimiento del ciclo de forma bastante precisa.

El modelo de un lazo de captadores cilindroparábolicos, que constituye la base para la simulación de un campo solar, y el modelo de bloque de potencia se han utilizado para desarrollar un modelo flexible de central GDV que permita investigar distintas configuraciones tanto para el campo como para el ciclo termodinámico, teniendo en cuenta el efecto de arranques, paradas y condiciones transitorias de radiación. Este modelo se ha empleado en el capítulo 4 para analizar diversos aspectos operativos que resultan de interés para la tecnología: la comparación entre el uso de presión fija y presión deslizante para la

regulación del vapor de entrada a turbina y el efecto de condiciones de radiación solar no homogénea, es decir, distribuida espacialmente a lo largo del campo solar.

Según la comparación entre estrategias de operación para centrales GDV, la estrategia de presión deslizante da mejores resultados, en términos de producción eléctrica y de rendimiento del campo solar, que la de presión fija. Dentro de la estrategia de presión deslizante, se recomienda además variar la presión en el condensador según el nivel de carga. Para las suposiciones consideradas, con un ciclo de 3 extracciones de vapor y sin recalentamiento y 38,5 MWe brutos de potencia nominal, se han obtenido diferencias en la producción eléctrica neta anual entre ambas estrategias de un 6,55% para presión constante en el condensador o un 7,85% para presión variable. Como conclusión, se aconseja el empleo de estrategias de presión deslizante para mejorar el rendimiento de centrales termosolares GDV.

El análisis del impacto de condiciones de radiación solar no uniforme a lo largo del campo solar permite extraer varias conclusiones, tanto para la simulación como para el control de proceso en centrales GDV. El uso de valores de DNI distribuidos espacialmente, en lugar de valores medios, en el sistema de control de proceso puede reducir el riesgo de temperaturas excesivas en los tubos receptores y mejorar la operación y el rendimiento de la planta. En este sentido, se concluye que puede ser también de gran ayuda la utilización de sistemas de predicción de la radiación solar en varios puntos del campo. Por otra parte, se ha estimado una incertidumbre aproximada del 1,2% de la producción eléctrica anual en modelos que utilizan un promedio de la DNI respecto a los resultados que podrían esperarse con valores de DNI distribuidos espacialmente para el caso de referencia considerado.

Por último, en el capítulo 5 se ha llevado a cabo una optimización de centrales GDV por medio del modelo desarrollado atendiendo a diversos criterios: condiciones de presión y temperatura del vapor, longitud del lazo de captadores, número de extracciones de turbina y tamaño del campo solar. Se han estudiado distintas configuraciones del campo solar y del bloque de potencia, variando los parámetros de operación o las características de la planta y evaluando el efecto en la producción eléctrica anual o el coste de la electricidad. En algunas de ellas se han simulado tanto el modo un-solo-paso como el de recirculación para el campo solar, comparando los resultados de ambos. En general, se ha considerado un bloque de potencia sin recalentamiento para todos los análisis. No obstante, se ha investigado también la posibilidad de integración de estas centrales con ciclos de vapor con recalentamiento, en varias configuraciones, para determinar en qué condiciones podrían resultar aconsejables.

Una de las principales conclusiones de la optimización de las condiciones del vapor de salida del campo solar para el modo un-solo-paso es que la producción eléctrica neta anual de una central GDV no parece mejorar a partir de 80-90 bar de presión y de 510-530 °C de temperatura. Las razones de ello están asociadas a los mayores consumos parásitos por bombeo de fluido al elevar la presión y a las elevadas pérdidas térmicas y por dumping al

trabajar a alta presión y temperatura del vapor. En cuanto al modo recirculación, presenta en todos los casos rendimientos inferiores que el modo un-solo-paso, debido principalmente a las pérdidas en la zona de sobrecalentamiento, condicionadas por la posición del separador agua-vapor, por los mayores consumos por bombeo y por los mayores tiempos de arranque y recuperación ante fuertes transitorios de la radiación solar. Del análisis de la longitud óptima del lazo de captadores, los mejores resultados de rendimiento anual se obtienen para lazos de entre 1000 y 1100 m en el modo un-solo-paso. Para el modo recirculación los resultados en términos de rendimiento anual son inferiores a los del modo un-solo-paso y no permiten extraer conclusiones generales en cuanto a la longitud óptima del lazo debido a la influencia del separador.

Por otra parte, el número óptimo de extracciones de turbina en ciclos sin recalentamiento se ha obtenido mediante un análisis tecno-económico y correspondería a 6 o 7 extracciones, dependiendo del caso concreto. Las configuraciones analizadas de ciclos con recalentamiento, el recalentamiento interno mediante un intercambiador de calor y el recalentamiento directo mediante un campo solar secundario, permiten evitar las restricciones en cuanto al título de vapor que plantean los ciclos sin recalentamiento, alcanzando rendimientos teóricamente mayores para el bloque de potencia. Sin embargo, las limitaciones en la temperatura de recalentamiento en el primer caso y las elevadas pérdidas de presión a cargas parciales en el segundo penalizan este tipo de configuraciones, haciéndolas poco recomendables para centrales GDV. Así, solo el recalentamiento interno en casos de baja temperatura y alta presión del vapor (410 °C y 90 bar, por ejemplo) proporciona rendimientos anuales comparables a los de los ciclos sin recalentamiento.

Finalmente, la optimización del tamaño del campo solar lleva a la conclusión de que los costes de la electricidad más bajos se obtienen para múltiplos solares entre 1,4 y 1,5. Según el análisis económico básico realizado para la central GDV de referencia considerada de 38,5 MWe y su emplazamiento en la ubicación de la Plataforma Solar de Almería, el valor mínimo del coste normalizado de la electricidad es de unos 182 €/MWh<sub>e</sub> y se consigue para 530 °C y 90 bar con un ciclo sin recalentamiento y un múltiplo solar de 1,43. Esta cifra podría representar un ahorro aproximado entre un 9% y un 10% respecto a las tecnologías convencionales con aceite térmico analizadas en estudios recientes (**Zarza et al., 2015**).

Respecto a los trabajos futuros, sería aconsejable simular más casos de estudio mediante el mismo modelo de central, pero con distintas latitudes y radiación solar anual disponible, empleando datos meteorológicos y coordenadas de distintos emplazamientos que permitan confirmar o rectificar las conclusiones obtenidas. En este sentido, sería muy útil hacer una revisión exhaustiva de los parámetros técnicos y económicos empleados para ampliar en lo posible los escenarios previstos de desarrollo de la tecnología solar GDV en captadores cilindroparábolicos. También resultaría interesante explorar distintas versiones de captador solar, de tecnologías y de geometrías para el campo (por ejemplo, evaluando distintas

orientaciones de los lazos), lo cual podría requerir modificaciones y nuevos desarrollos en el modelo TRNSYS descrito. Con ese propósito, a continuación se mencionan algunas mejoras que podrían implementarse en el modelo, bien en el campo solar o en el bloque de potencia, para incrementar su precisión y versatilidad y abrir nuevas posibilidades en la simulación de centrales GDV y termosolares en general.

En primer lugar, el modelo de captador solar podría extenderse a otras versiones de captadores cilindroparábolicos y a otras tipologías de captador, como el reflector Fresnel lineal, mediante la inclusión de nuevas curvas para el modificador por ángulo de incidencia y las pérdidas térmicas en el receptor. Para captadores afectados simultáneamente por varios ángulos de incidencia (longitudinal y transversal), como los Fresnel lineales, sería necesario modificar ligeramente el esquema del componente TRNSYS para aceptar nuevas entradas y calcular los ángulos correspondientes. Por otra parte, la aproximación de la inercia térmica tanto para captadores como para tuberías podría refinarse mediante una discretización espacial más sofisticada que la empleada en el modelo presentado y permitir así una mayor precisión en condiciones transitorias.

En cuanto a los componentes auxiliares, el modelo de separador agua-vapor descrito en la sección 2.5.2 no tiene en cuenta la inercia del fluido ni la de las paredes del tanque. Un modelo más avanzado de este elemento, considerando la inercia térmica, permitiría investigar nuevas configuraciones para el campo solar en el modo recirculación, con tanques separadores de gran tamaño comunes a varios lazos o a todo el campo solar que facilitarían la gestión de los transitorios solares. Este componente podría generalizarse para simular acumuladores de vapor, como los propuestos en diversos trabajos (**Steinmann y Eck, 2006; Willwerth et al., 2017**), y evaluar así sus posibilidades para proporcionar un mayor margen de operación y generación eléctrica. El modelo de controlador también podría ampliarse, bien para implementar nuevas estrategias de control más sofisticadas, bien para investigar configuraciones diferentes del lazo de captadores o del campo solar. Por ejemplo, en versiones avanzadas del modo un-solo-paso se propone la utilización de dos inyectores en lugar de uno (**Feldhoff et al., 2016**), incluyendo además del previsto cerca del final del lazo uno al final de la zona de evaporación para equilibrar mejor las cantidades de agua-vapor en cada zona. También se ha mencionado la posibilidad de emplear separadores comunes a varios lazos, lo cual requeriría una implementación del esquema de control del campo solar ligeramente distinta de la empleada en esta tesis. El análisis de estas configuraciones permitiría confirmar o desmentir las conclusiones obtenidas respecto a la comparación entre los modos de operación un-solo-paso y recirculación.

Las mejoras propuestas para el modelo del bloque de potencia podrían incluir la consideración de distintos valores de rendimiento para cada etapa de la turbina, como ocurre en los ciclos reales. Esto supondría utilizar un método diferente del SCC empleado en esta tesis, pero podría implementarse de forma relativamente sencilla por medio de

penalizaciones estándar al rendimiento isoentrópico de determinadas etapas (por ejemplo, la primera y la última), de modo similar a otros trabajos (**Hirsch y Khennisi, 2014**). Otras mejoras más inmediatas podrían incluir la selección de parámetros diferenciados para cada componente, como los precalentadores del agua de alimentación, el desgasificador, rendimientos de bombas, etc. Un trabajo interesante podría ser la implementación de sistemas de refrigeración del condensador distintos al considerado, como refrigeración seca o mixta. Dado que se plantea el emplazamiento de muchas centrales termosolares en zonas áridas o desérticas (**Liqreina y Qoaidar, 2014**), esto permitiría evaluar la viabilidad de la tecnología en localizaciones con poca disponibilidad de agua. En estos casos, se asume que la mayor parte del agua utilizada en el proceso GDV, es decir, la que circula en el campo solar y el ciclo Rankine, podría reutilizarse al pertenecer a un ciclo cerrado.

Por otra parte, el estudio de centrales GDV puede presentar ventajas adicionales en cuanto a rendimiento del bloque de potencia y gestionabilidad de la producción eléctrica si se añade la posibilidad de almacenamiento térmico o de hibridación de la generación solar con combustible fósil o biomasa.

Como se ha mencionado anteriormente, el uso de tanques acumuladores de vapor (en forma de agua saturada) como sistema de almacenamiento en centrales GDV se ha propuesto para hacer frente a transitorios solares durante un corto período de tiempo sin interrumpir la operación de la turbina (**Willwerth et al., 2017**). Estos sistemas podrían implementarse en el modelo TRNSYS, como se ha mencionado, mediante una generalización del componente del separador para evaluar su comportamiento y posibilidades de operación en una central GDV. No obstante, el empleo de esta solución para almacenar directamente grandes cantidades de vapor, que permitan una generación eléctrica continua durante períodos de varias horas sin radiación solar, no parece viable ni técnica ni económicamente (**Steinmann y Eck, 2006**) debido a los grandes volúmenes requeridos a alta presión del fluido, que implican espesores de paredes considerables con costes y riesgos de seguridad elevados.

El almacenamiento térmico para centrales GDV en cantidades significativas, que permitiría una gestionabilidad real de la producción eléctrica en ausencia de radiación solar, presenta diversos inconvenientes si se consideran los sistemas convencionales utilizados en otras centrales termosolares. El uso de un fluido bifásico en el campo solar implica una pérdida importante de rendimiento exergético si se emplean medios de almacenamiento en calor sensible, como las sales fundidas utilizadas generalmente en centrales de cilindroparábolicos con fluidos monofásicos. Para evitar esas pérdidas, se han propuesto sistemas en varias etapas que incluyen tanto almacenamiento en calor sensible como en calor latente (**Birnbaum et al., 2008a; Seitz et al., 2014**). El calor latente podría almacenarse mediante materiales de cambio de fase (PCM, *Phase Change Material*), como en el sistema ensayado en la PSA (**Bayón et al., 2010**), que permiten trabajar a temperatura constante durante la transferencia del calor, al igual que ocurre en la evaporación y condensación del agua, y así minimizar las pérdidas de exergía. La integración de este tipo

de almacenamiento en una central completa se ha planteado de una manera preliminar, pero la operación de estas soluciones teniendo en cuenta todas las situaciones involucradas en una central termosolar (arranques, paradas, transitorios) todavía no se ha analizado en profundidad. Por otra parte, la potencia térmica transferida durante los procesos de carga o descarga en los sistemas de almacenamiento en calor latente depende mucho del estado de carga. Esto implica una variabilidad importante en la carga del bloque de potencia cuando se trabaja con el almacenamiento, lo cual lleva asociadas pérdidas anuales de producción eléctrica respecto a otras tecnologías (**Seitz et al., 2016, 2017**).

Otra solución sugerida para la tecnología GDV es el almacenamiento termoquímico (**Pardo et al., 2014; Felderhoff y Bogdanović, 2009**), que podría suponer nuevas posibilidades de operación y gestionabilidad de la producción, ya que facilitaría el almacenamiento a largo plazo o estacional. Sin embargo, estos sistemas se encuentran todavía en una fase muy temprana de investigación. En cualquier caso, el coste de los sistemas de almacenamiento propuestos para centrales GDV es aún elevado en comparación con los sistemas convencionales, por lo que hay mucho margen de mejora, tanto técnica como económica. Así, el desarrollo de modelos teóricos y experimentales de sistemas de almacenamiento para la tecnología GDV constituye también una línea de trabajo muy interesante. Implementando las interfaces necesarias, estos modelos podrían integrarse en el modelo TRNSYS de central descrito para la evaluación de su comportamiento y el análisis de estrategias de operación con sistemas de almacenamiento innovadores.

La hibridación de la GDV solar con calderas de combustible fósil o de biomasa podría dar lugar a otras vías de investigación y de optimización. Dependiendo, por ejemplo, del coste del combustible y de las políticas y regulación local en materia de energías renovables, podrían analizarse distintas posibilidades de integración entre el aporte solar y el combustible fósil o la biomasa, bien para mantener un cierto nivel de carga en el bloque de potencia o para complementar la producción eléctrica en momentos de baja o nula radiación solar (**Soares y Oliveira, 2017**). Por otro lado, la hibridación de centrales solares con combustibles fósiles podría facilitar la integración con otros ciclos termodinámicos distintos del ciclo Rankine considerado en esta tesis.

Por ejemplo, el acoplamiento de campos solares GDV al ciclo de vapor de un ciclo combinado, en lo que se conoce como centrales ISCC (*Integrated Solar Combined Cycles*) se ha tratado en varios estudios (**Montes et al., 2011; Rovira et al., 2013**) para aumentar el rendimiento del aporte solar y proporcionar una mayor sostenibilidad medioambiental a las centrales de gas natural. También se han sugerido posibilidades de integración con ciclos Brayton supercríticos (**Coco et al., 2016**), que aprovecharían los altos valores de rendimiento esperados para bloques de potencia innovadores. El modelo desarrollado en esta tesis puede ser útil para analizar un campo solar GDV en centrales con ciclos termodinámicos distintos al ciclo de vapor Rankine. Por otra parte, para la simulación del

bloque de potencia en este tipo de centrales se podría seguir un enfoque similar al empleado para el ciclo Rankine en el capítulo 3.

Aparte de las aplicaciones para generación eléctrica, una parte muy importante de las necesidades energéticas mundiales proviene de la demanda de procesos industriales (**Platzer et al., 2015**). Muchos de ellos requieren una gran cantidad de vapor en condiciones compatibles con las producidas en un campo solar GDV con captadores cilindroparabólicos (**Muster et al., 2015**). Así, el modelo de campo solar desarrollado puede resultar muy útil para simular y evaluar aplicaciones solares para calor de proceso (conocidas como aplicaciones SHIP, *Solar Heat for Industrial Processes*) si se acopla a la curva de demanda de un determinado proceso industrial. Esto permitirá la simulación del sistema completo en condiciones cuasidinámicas y optimizar la configuración y el ahorro energético obtenido. Será conveniente también ampliar el catálogo de captadores solares y de componentes para aumentar el abanico de aplicaciones y configuraciones a estudiar.

En resumen, existen numerosas líneas de investigación en las que el modelo descrito en esta tesis podría ser de utilidad para simular y evaluar nuevos avances y mejoras de la tecnología solar GDV. Así, en trabajos futuros se espera abordar algunos de estos análisis con ayuda de las herramientas desarrolladas.

## Referencias

**Abengoa Solar, 2014.** Abengoa Solar [en línea]. Sevilla, España: Abengoa Solar S.A. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: <[www.abengoasolar.com](http://www.abengoasolar.com)>

**ABMA, 2011.** Deaerator White Paper for use with Industrial/Commercial and Institutional Boilers [en línea]. Vienna, Virginia, EEUU: American Boiler Manufacturers Association [Consulta: 16 febrero 2018] Disponible en: <[www.abma.com/assets/docs/Tech\\_Resources/2015 - abma deaerator white paper final from meeting 2011 01 16.pdf](http://www.abma.com/assets/docs/Tech_Resources/2015_-_abma_deaerator_white_paper_final_from_meeting_2011_01_16.pdf)>

**AENOR, 2013.** Centrales termosolares. Terminología. Norma española UNE 206009:2013. Madrid, España: AENOR.

**Banaszkiewicz M, 2014.** Steam turbines start-ups. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery 126: 169-198.

**Bartlett RL, 1958.** Steam Turbine Performance and Economics. New York, EEUU: McGraw-Hill, pp. 70-109. LCCCN: 58-8039.

**Bayón R, Rojas E, Valenzuela L, Zarza E, León J, 2010.** Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants. Applied Thermal Engineering 30: 2643-2651.

**Biencinto M, Bayón R, Rojas E, González L, 2014.** Simulation and assessment of operation strategies for solar thermal power plants with a thermocline storage tank. Solar Energy 103: 456–472.

**Biencinto M, 2016.** Simulación anual de una central termosolar de generación directa de vapor con captadores cilindroparábolicos empleando un modelo cuasidinámico. Trabajo de Investigación. Madrid, España: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED).

**Birnbaum J, Eck M, Fichtner M, Hirsch T, Lehmann D, Zimmermann G, 2008a.** A direct steam generation solar thermal power plant with integrated thermal storage. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Birnbaum J, Eck M, Fichtner M, Hirsch T, Pitz-Paal R, Zimmermann G, 2008b.** A concept for future parabolic trough based solar thermal power plants. Berlín, Alemania: Proceedings of the 15<sup>th</sup> ICPWS Conference.

**Bonilla J, Yebra LJ, Dormido S, 2012.** Chattering in dynamic mathematical two-phase flow models. Applied Mathematical Modelling 36(5): 2067–2081.

**Brightsource Energy, 2015.** Brightsource Energy – Concentrating Solar Power [en línea]. Oakland, California, EEUU: Brightsource Energy Inc. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: <[www.brightsourceenergy.com/](http://www.brightsourceenergy.com/)>

**Carey VP, 1992.** Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment. Washington DC, EEUU: Hemisphere Publishing Co.

**Chen NH, 1979.** An explicit equation for friction factor in pipe. *Industrial & Engineering Chemical Fundamentals* 18(3): 296-297.

**Chisholm D, 1980.** Two-phase flow in bends. *International Journal of Multiphase Flow* 6(4): 363-367.

**Churchill SW, 1983.** Free convection around immersed bodies. En: Schünder EU, editor. *Heat Exchanger Design Handbook* (capítulo 2.5.7). New York, EEUU: Hemisphere.

**Churchill SW, Bernstein M, 1977.** A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *Journal of Heat Transfer* 99(2): 300-306.

**CIEMAT, 2011.** Curso sobre Sistemas Solares Térmicos de Concentración. Madrid, España: CIEMAT-Plataforma Solar de Almería.

**Coco L, Muñoz-Antón J, Martínez-Val JM, 2016.** Thermodynamic optimisation of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles coupled to Direct Steam Generation Line-Focusing solar fields. Gaziantep, Turquía: Proceedings of the International Energy and Engineering Conference 2016.

**Costa Novella E, 1986.** Ingeniería química 4-Transmisión de calor. 1ª ed. Madrid: Alhambra Universidad. ISBN 84-205-1408-X.

**Crane CO, 1982.** Flow of fluids through valves, fittings and pipe. Metric Edition. Technical Paper N° 410M. New York, EEUU: Crane Company.

**Eck M, Steinmann WD, 2002.** Direct Steam Generation in Parabolic Troughs: First Results of the DISS Project. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2): 134-139.

**Eck M, Steinmann WD, 2005.** Modelling and design of direct solar steam generating collector fields. *Journal of Solar Energy Engineering* 127: 371-380.

**Eck M, Zarza E, 2002.** Assessment of Operation Modes for Direct Solar Steam Generation in Parabolic Troughs. Zurich, Switzerland: Proceedings of the 11<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Eck M, Zarza E, 2006.** Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs. *Solar Energy* 80: 1424-1433.

- Eck M, Zarza E, Eickhoff M, Rheinländer J, Valenzuela L, 2003.** Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs. *Solar Energy* 74: 341-351.
- Eck M, Steinmann WD, Rheinländer J, 2004.** Maximum temperature difference in horizontal and tilted absorber pipes with direct steam generation. *Energy* 29: 665-676.
- Eck M, Schmidt H, Eickhoff M, Hirsch T, 2006.** Field Test of Water-Steam Separators for the DSG Process. Sevilla, España: Proceedings of the 13<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Eck M, Benz N, Feldhoff F, Gilon Y, Hacker Z, Müller T, Riffelmann KJ, Silmy K, Tislarić D, 2008a.** The potential of Direct Steam Generation in Parabolic Troughs – Results of the German Project DIVA. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Eck M, Carsten B, Bartling KH, Biezma A, Eickhoff M, Ezquiro E, Fontela P, Hennecke K, Laing D, Möllenhoff M, Nölke M, Riffelmann KJ, 2008b.** Direct steam generation in parabolic troughs at 500°C – A German-Spanish project targeted on component development and system design. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Eck M, Eickhoff M, Feldhoff JF, Fontela P, Gathmann N, Meyer-Grünefeldt M, Hillebrand S, Schulte-Fischedick J, 2011.** Direct steam generation in parabolic troughs at 500°C – First results of the Real-DISS Project. Granada, España: Proceedings of the 17<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Elsafi AM, 2015a.** On thermo-hydraulic modeling of direct steam generation. *Solar Energy* 120: 636-650.
- Elsafi AM, 2015b.** Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants. *Energy Conversion and Management* 103: 338-347.
- Engineering ToolBox, 2003.** Overall Heat Transfer Coefficients for Fluids - Heat Exchanger Surface Combinations [en línea]. [Consulta: 17 Abril 2018] Disponible en: <[https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d\\_284.html](https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d_284.html)>
- Felderhoff M, Bogdanović B, 2009.** High Temperature Metal Hydrides as Heat Storage Materials for Solar and Related Applications. *International Journal of Molecular Sciences* 10: 325-344.
- Feldhoff JF, Benítez D, Eck M, Riffelmann KJ, 2010.** Economic Potential of Solar Thermal Power Plants With Direct Steam Generation Compared With HTF Plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 132(4): 041001-9.
- Feldhoff JF, Schmitz K, Eck M, Schnatbaum-Laumann L, Laing D, Ortiz-Vives F, Schulte-Fischedick J, 2012.** Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage. *Solar Energy* 86: 520-530.

- Feldhoff JF, Eickhoff M, Keller L, León-Alonso J, Meyer-Grünefeldt M, Valenzuela L, Pernpeintner J, Hirsch T, 2014.** Status and first results of the DUKE project – Component qualification of new receivers and collectors. *Energy Procedia* 49: 1766-1776.
- Feldhoff JF, Hirsch T, Pitz-Paal R, Valenzuela L, 2016.** Analysis and potential of once-through steam generators in line focus systems – Final results of the DUKE project. Ciudad del Cabo, Sudáfrica: Proceedings of the 21<sup>th</sup> SolarPACES International Conference. AIP Conference Proceedings 1734, 100006.
- Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M, 2010.** Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14(7): 1695-1721.
- Friedel F, 1975.** Modellgesetz für den Reibungsdruckverlust in der Zweiphasenströmung. VDI-Forschungsheft: 572.
- García-Casals X, 2000.** Optimización del acoplamiento entre subsistema solar y ciclo termodinámico en plantas termosolares. Tesis Doctoral. Madrid, España: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Aeronáuticos, Universidad Politécnica de Madrid.
- Geyer M, Lüpfert E, Osuna R, Esteban A, Schiel W, Schweitzer A, Zarza E, Nava P, Langenkamp J, Mandelberg E, 2002.** EuroTrough – Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation. Zurich, Suiza: Proceedings of the 11<sup>th</sup> International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies.
- González L, Zarza E, Yebra LJ, 2001.** Determinación del Modificador por Ángulo de Incidencia de un colector solar LS-3, incluyendo las pérdidas geométricas por final de colector. Informe del Proyecto DISS, Doc. ID: DISS-SC-SF-29. Tabernas, España: Plataforma Solar de Almería.
- Hautmann G, Selig M, Mertins M, 2009.** First European Linear Fresnel Power Plant in operation - operational experience & outlook. Berlin, Alemania: Proceedings of the 15<sup>th</sup> International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies,
- Hirsch T, Khenissi A, 2014.** A systematic comparison on power block efficiencies for CSP plants with direct steam generation. *Energy Procedia* 49: 1165-1176.
- Hirsch T, Steinmann W, Eck M, 2005.** Simulation of transient two-phase flow in parabolic trough collectors using Modelica. Hamburgo, Alemania: Proceedings of the 4th International Modelica Conference; pp. 403–412.
- Hirsch T, Martín N, González L, Biencinto M, Wilbert S, Schroedter-Homscheidt M, Chenlo F, Feldhoff JF, 2014.** Technical report on the functional requirements for the nowcasting method [en línea]. Report D2.1, FP7 project DNICast: Direct Normal Irradiance Nowcasting methods for optimized operation of concentrating solar technologies, Grant Agreement No. 608623: DLR, CIEMAT. [Consulta: 20 octubre 2017]

Disponible en: <[http://www.dnicast-project.net/documents/DNICast\\_Deliverable2%201\\_final%2020140313.pdf](http://www.dnicast-project.net/documents/DNICast_Deliverable2%201_final%2020140313.pdf)>

**Hoffmann A, Merk B, Hirsch T, Pitz-Paal R, 2014.** Simulation of thermal fluid dynamics in parabolic trough receiver tubes with direct steam generation using the computer code ATHLET. *Kerntechnik* 79(3): 175-186.

**Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS, 2006.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6ª ed. New York, EEUU: John Wiley & Sons, pp. 675–691.

**IRENA, 2015.** Renewable Power Generation Costs in 2014 [en línea]. Bonn, Alemania: International Renewable Energy Agency. [Consulta: 13 abril 2016] Disponible en: <[www.irena.org/documentdownloads/publications/irena\\_re\\_power\\_costs\\_2014\\_report.pdf](http://www.irena.org/documentdownloads/publications/irena_re_power_costs_2014_report.pdf)>

**IRENA, 2018.** Renewable Power Generation Costs in 2017 [en línea]. Abu Dhabi, Emiratos Árabes: International Renewable Energy Agency. [Consulta: 12 marzo 2018] Disponible en: <[www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2018/Jan/IRENA\\_2017\\_Power\\_Costs\\_2018.pdf](http://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2018/Jan/IRENA_2017_Power_Costs_2018.pdf)>

**ISEGS, 2013.** Ivanpah Solar Electric Generating System [en línea]. Brightsource Energy Inc. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: <[www.ivanpahsolar.com](http://www.ivanpahsolar.com)>

**Jonshagen K, Genrup M, 2010.** Improved load control for a steam cycle combined heat and power plant. *Energy* 35(4): 1694-1700.

**Kandlikar SG, 1990.** A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *Journal of Heat Transfer* 112: 219-228.

**Khenissi A, Krüger D, Hirsch T, Hennecke K, 2015.** Return of experience on transient behavior at the DSG solar thermal power plant in Kanchanaburi, Thailand. *Energy Procedia* 69: 1603-1612.

**Klein SA et al., 2013.** TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program [en línea]. Madison, EEUU: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. [Consulta: 19 diciembre 2016] Disponible en: <<http://sel.me.wisc.edu/trnsys>>

**Kostyuk A, Frolov V, 1988.** Steam and gas turbines. Moscú, Rusia: Editorial Mir. ISBN 5-03-000032-1.

**Krüger D, Krüger J, Pandian Y, Feldhoff JF, Eck M, Eickhoff M, Hennecke K, 2010.** Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant with Direct Steam Generation – Layout. Perpignan, Francia: Proceedings of the 16<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Krüger D, Krüger J, Pandian Y, O’Connell B, Feldhoff JF, Karthikeyan R, Hempel S, Muniasamy K, Hirsch T, Eickhoff M, Hennecke K, 2012.** Experiences with Direct

Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant. Marrakech, Marruecos: Proceedings of the 18<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Lippke F, 1995.** Simulation of the Part-Load Behaviour of a 30 MWe SEGS Plant. Report No. SAND95-1293. Albuquerque, EEUU: Sandia National Laboratories.

**Liqreina A, Qoaider L, 2014.** Dry cooling of concentrating solar power (CSP) plants, an economic competitive option for the desert regions of the MENA region. *Solar Energy* 103: 417-424.

**Lobón DH, Valenzuela L, 2013.** Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation. *Energy* 61: 502-512.

**Lobón DH, Baglietto E, Valenzuela L, Zarza E, 2014a.** Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD. *Applied Energy* 113: 1338-1348.

**Lobón DH, Valenzuela L, Baglietto E, 2014b.** Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. *Energy Conversion and Management* 78: 393-404.

**Ma L, Xu J, Dong X, Yang T, 2013.** The Influence of Overlap Degree Research in Nozzle Governing Characteristic. *Energy and Power Engineering* 5: 642-645.

**Maccari A, Bissi D, Casubolo G, Guerrini F, Lucatello L, Luna G, Rivaben A, Savoldi E, Tamano S, Zuanella M, 2015.** Archimede Solar Energy molten salt parabolic trough demo plant: a step ahead towards the new frontiers of CSP. *Energy Procedia* 69: 1643-1651.

**Massip P, Blanc P, Kazantzidis A, Tzoumanikas P, 2015.** Report on algorithms for nowcasting methods based on sky imagers [en línea]. Report D3.1, FP7 project DNICast: Direct Normal Irradiance Nowcasting methods for optimized operation of concentrating solar technologies, Grant Agreement No. 608623: ARMINES, University of Patras. [Consulta: 23 octubre 2017] Disponible en: <<http://www.dnicast-project.net/documents/D3.1%20Report%20on%20algorithms%20for%20nowcasting%20methods%20based%20on%20sky%20imagers.pdf>>

**Matino F, Maccari A, 2015.** Molten salt receivers operated on parabolic trough demo plant and in laboratory conditions. *Energy Procedia* 69: 481-486.

**Mertins M, Link E, Tscheche M, Leuckel H, 2012.** Experiences of operation of 30 MW solar thermal power station based on Fresnel collector technology. Marrakech, Marruecos: Proceedings of the 18<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Minzer U, Barnea D, Taitel Y, 2006.** Flow rate distribution in evaporating parallel pipes – modeling and experimental. *Chemical Engineering Science* 61(22): 7249-7259.

- Montes MJ, 2008.** Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero. Tesis Doctoral. Madrid, España: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid.
- Montes MJ, Abánades A, Martínez-Val JM, 2009a.** Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. *Solar Energy* 83: 679-689.
- Montes MJ, Abánades A, Martínez-Val JM, Valdés M, 2009b.** Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors. *Solar Energy* 83: 2165-2176.
- Montes MJ, Rovira A, Muñoz M, Martínez-Val JM, 2011.** Performance analysis of an Integrated Solar Combined Cycle using Direct Steam Generation in parabolic trough collectors. *Applied Energy* 88: 3228-3238.
- Moreno-Quibén J, Thome JR, 2007.** Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28(5-28): 1060-1072.
- Morin G, Kirchenberger J, Lemmert N, Mertins M, 2012.** Operational results and simulation of a superheating Fresnel collector. Marrakech, Marruecos: Proceedings of the 18th SolarPACES International Conference.
- Moya SL, Valenzuela L, Zarza E, 2011.** Numerical study of the thermal-hydraulic behavior of water-steam flow in the absorber tube of the DISS system using RELAP. Granada, España: Proceedings of the 17<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Müller-Steinhagen H, Heck K, 1986.** A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering and Processing* 20: 297-308.
- Muñoz-Antón J, Biencinto M, Zarza E, Díez LE, 2014.** Theoretical basis and experimental facility for parabolic trough collectors at high temperature using gas as heat transfer fluid. *Applied Energy* 135: 373-381.
- Muñoz-De La Torre C, 2013.** Aplicación del método de Spencer, Cotton y Cannon [en línea]. Proyecto Fin de Carrera. Ingeniería Industrial. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de Sevilla, Universidad de Sevilla. [Consulta: 3 abril 2017] Disponible en: <<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5186>>
- Muster B, Hassine IB, Helmke A, Heß S, Krummenacher P, Schmitt B, Schnitzer H, 2015.** Integration Guideline [en línea]. IEA SHC Task 49/IV. Solar Process Heat for Production and Advanced Applications, Deliverable B2 [Consulta: 19 marzo 2018] Disponible en: <[http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/7/150218\\_iea-task-49\\_d\\_b2\\_integration\\_guideline-final.pdf](http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/7/150218_iea-task-49_d_b2_integration_guideline-final.pdf)>
- Natan S, Barnea D, Taitel Y, 2003.** Direct steam generation in parallel pipes. *International Journal of Multiphase Flow* 29: 1669–1683.

**Novatec Solar, 2016.** Novatec Solar [en línea]. Karlsruhe, Alemania: Novatec Solar. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: <[www.novatecsolar.com](http://www.novatecsolar.com)>

**Ortiz F, Kaufung A, 2008.** New flexible connection system for parabolic trough collectors. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Osuna R, 2007.** PS10 and PS20. Power Towers in Seville, Spain [en línea] En: NREL CSP Technology Workshop. Panel 1 – Central Receivers. Golden, Colorado, EEUU: National Renewable Energy Laboratory, US Department of Energy. [Consulta: 24 octubre 2017] Disponible en: <<http://www.peacelink.it/ecologia/docs/4968.pdf>>

**Osuna R, Olavarría R, Morillo R, Sánchez M, Cantero F, Fernández-Quero V, Robles P, López del Cerro T, Esteban A, Cerón F, Tategón J, Romero M, Téllez F, Marcos M, Martínez D, Valverde A, Monterreal R, Pitz-Paal R, Brakmann G, Ruiz V, Silva M, Menna P, 2006.** PS10, Construction of a 11MW Solar Thermal Tower Plant in Seville, Spain. Sevilla, España: Proceedings of the 13<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Pardo P, Deydier A, Anxionnaz-Minvielle Z, Rougé S, Cabassud M, Cognet P, 2014.** A review on high temperature thermochemical heat energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 32: 591-610.

**Patnode AM, 2006.** Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants. Tesis Doctoral. Madison, EEUU: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.

**Platzer W, B Schmitt, Lauterbach B, Hess S, Delmas P, 2015.** Potential studies on solar process heat worldwide [en línea]. IEA SHC Task 49/IV. Solar Process Heat for Production and Advanced Applications, Deliverable C5 [Consulta: 19 marzo 2018] Disponible en: <[http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/151031\\_IEA\\_Task49\\_Deliverable\\_C5\\_Potential%20studies.pdf](http://task49.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/151031_IEA_Task49_Deliverable_C5_Potential%20studies.pdf)>

**Ramírez-Santigosa L, 2004.** Notas sobre la elaboración del Año Meteorológico Típico de radiación directa y temperatura de la PSA. Documento Interno CIEMAT. Madrid, España: Grupo de Medida y Caracterización de la Radiación Solar, Departamento de Energías Renovables, CIEMAT.

**Rheinlander J, Eck M, 2001.** Numerical modeling of pressure losses. Informe del Proyecto DISS, Doc. ID: DISS-SC-MI-03. Stuttgart, Alemania: ZSW.

**Riffelmann K, Richert T, Nava P, Schweitzer A, 2014.** Ultimate Trough<sup>®</sup> – A significant step towards cost-competitive CSP. *Energy Procedia* 49: 1831 – 1839.

**Rohsenow WM, Hartnett JP, Ganić EN, 1985.** Handbook of heat transfer fundamentals. 2<sup>a</sup> ed. New York: McGraw-Hill. ISBN 0-07-053554-X.

- Roldán M, Valenzuela L, Zarza E, 2013.** Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam. *Applied Energy* 103: 73–84.
- Romero-Álvarez M, Zarza E, 2007.** Concentrating Solar Thermal Power. En: Goswami DY, Kreith F, editores. *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy* (capítulo 21). Boca Raton, Florida, EEUU: CRC Press. ISBN 0-8493-1730-4.
- Rouhani SZ, Axelsson E, 1970.** Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13: 383-393.
- Rovira A, Montes MJ, Varela F, Gil M, 2013.** Comparison of Heat Transfer Fluid and Direct Steam Generation technologies for Integrated Solar Combined Cycles. *Applied Thermal Engineering* 52: 264-274.
- Rumpel G, Sondershausen, HD, 1994.** Mechanics. En: Beitz W, Küttner KH, editores. *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*. Londres, Reino Unido: Springer-Verlag, pp. 55-56. ISBN 978-1-4471-3568-5.
- Sargent & Lundy, 2003.** Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. Sargent & Lundy LLC Consulting Group, Subcontractor Report NREL/SR-550-34440. Golden, Colorado, EEUU: National Renewable Energy Laboratory.
- Seitz M, Cetin P, Eck M, 2014.** Thermal storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation. *Energy Procedia* 49: 993-1002.
- Seitz M, Hübner S, Johnson M, 2016.** Detailed partial load investigation of a thermal energy storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation. Ciudad del Cabo, Sudáfrica: Proceedings of the 21<sup>th</sup> SolarPACES International Conference. AIP Conference Proceedings 1734, 050042.
- Seitz M, Johnson M, Hübner S, 2017.** Economic impact of latent heat thermal energy storage systems within direct steam generating solar thermal power plants with parabolic troughs. *Energy Conversion and Management* 143: 286-294.
- Serrano-Aguilera JJ, Valenzuela L, Parras L, 2014.** Thermal 3D model for Direct Solar Steam Generation under superheated conditions. *Applied Energy* 132: 370-382.
- Siemens, 2011.** Steam turbines for CSP plants. *Industrial Turbines* [en línea]. Erlangen, Alemania: Siemens AG, Energy Sector. [Consulta: 24 octubre 2017] Disponible en: <<https://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/downloads/steam-turbine-for-csp-plants-siemens.pdf>>
- SkyFuel, 2011.** Parabolic Trough Concentrator SkyTrough<sup>®</sup>. Next-Generation Solar Parabolic Trough Technology [en línea]. Arvada, Colorado, EEUU: SkyFuel Inc. [Consulta: 26 abril 2016] Disponible en: <<http://www.skyfuel.com/downloads/brochure/SkyTroughBrochure.pdf>>

**Soares J, Oliveira A, 2017.** Numerical simulation of a hybrid CSP/Biomass 5 MWel power plant. Abu Dhabi, Emiratos Árabes: Proceedings of the 22<sup>nd</sup> SolarPACES International Conference. AIP Conference Proceedings 1850, 110014.

**Solarlite, 2014.** Solarlite technology provider for concentrated solar thermal power [en línea]. Duckwith, Alemania: Solarlite CSP Technology GmbH. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: <<http://solarlite-csp.com/en/>>

**SolarPACES, 2017.** CSP Projects around the world [en línea]. SolarPACES-Solar Power and Chemical Energy Systems. IEA Technology Collaboration Programme. [Consulta: 21 marzo 2018] Disponible en: <<http://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>>

**Spencer RC, Cotton KC, Cannon CN, 1974.** A method for predicting the performance of steam turbine-generators... 16,500 kW and larger. Paper N° GER-2007C. Revisión de Paper ASME N° 62-WA-209. New York, EEUU: General Electric Company.

**Steiner D, 1993.** Heat Transfer to Boiling Saturated Liquids. En: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC-VDI), editor. VDI-Wärmeatlas. 1<sup>a</sup> ed. Düsseldorf, Alemania: VDI-Verlag.

**Steiner D, Kind M, 2010.** Flow Patterns in Evaporator Tubes. En: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC-VDI), editor. VDI Heat Atlas. 2<sup>a</sup> ed. (inglés). Düsseldorf, Alemania: Springer-Verlag.

**Steinmann WD, Eck M, 2006.** Buffer storage for direct steam generation. Solar Energy 80: 1277-1282.

**Stodola A, 1945.** Steam and Gas Turbines, Vol. 1. Loewenstein LC, traductor. New York, EEUU: Peter Smith.

**Swinbank WC, 1963.** Long-wave radiation from clear skies. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society 89(381): 339-48.

**Taitel Y, Barnea D, 2011.** Transient solution for flow of evaporating fluid in parallel pipes using analysis based on flow patterns. International Journal of Multiphase Flow 37: 469-474.

**Topel M, Genrup M, Jöcker M, Spelling J, Laumert B, 2015.** Operational Improvements for Startup Time Reduction in Solar Steam Turbines. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 137: 042604-1 – 8.

**Valenzuela L, Zarza E, 2004.** Control scheme description for the solar field predesign for steam turbo-generator KKK-5773 kWe. Informe del Proyecto INDITEP, Doc. ID: INDITEP-EN-SF-04. Iss. 1.0. Tabernas, España: Plataforma Solar de Almería.

**Valenzuela L, Zarza E, Berenguel M, Camacho EF, 2005.** Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs. Solar Energy 78: 301–311.

- Valenzuela L, Zarza E, Berenguel M, Camacho EF, 2006.** Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode. *Solar Energy* 80: 1–17.
- Valenzuela L, López-Martín R, Zarza E, 2014.** Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study. *Energy* 70: 456–464.
- Vázquez J, Castañeda N, 2008.** SENERTROUGH - The Collector for Extresol-1. 600 Meters Loop Test in Andasol-1 and Test Unit Description. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.
- Wagner W, Kruse A, 1998.** *Properties of Water and Steam*. Springer. ISBN 3-540-64339-7.
- Weston KC, 1992.** *Energy Conversion*. Chapter 2: Fundamentals of Steam Power. Minnesota, EEUU: West Publishing Company. ISBN 0314933891.
- Wikipedia, 2016.** PS20 solar power plant [en línea]. Wikipedia, the free encyclopedia. [Consulta: 15 abril 2016] Disponible en: [https://en.wikipedia.org/wiki/PS20\\_solar\\_power\\_plant](https://en.wikipedia.org/wiki/PS20_solar_power_plant)
- Willwerth L, Müller S, Krüger J, Succo M, Feldhoff JF, Tiedemann J, Pandian Y, Krüger D, Hennecke K, 2017.** Steam Drum Design for Direct Steam Generation. Abu Dhabi, Emiratos Árabes: Proceedings of the 22<sup>nd</sup> SolarPACES International Conference. AIP Conference Proceedings 1850, 020017.
- Xu R, Wiesner TF, 2015.** Closed-form modeling of direct steam generation in a parabolic trough solar receiver. *Energy* 79: 163-176.
- Zarza E, 2003.** Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS). Tesis Doctoral. Sevilla, España: Escuela Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Sevilla.
- Zarza E, Valenzuela L, León J, Weyers HD, Eickhoff M, Eck M, Hennecke K, 2002.** The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Trough Systems. Operation and Maintenance Experience and Update on Project Status. *Journal of Solar Energy Engineering* 124(2): 126-133.
- Zarza E, Valenzuela L, León J, Hennecke K, Eck M, Weyers HD, Eickhoff M, 2004.** Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. *Energy* 29(5-6): 635-644.
- Zarza E, Rojas ME, González L, Caballero JM, Rueda F, 2006.** INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy* 80: 1270-1276.

**Zarza E, López C, Cámara A, Martínez A, Burgaleta JI, Martín JC, Fresneda A, 2008.** Almería GDV: the first solar power plant with DSG. Las Vegas, EEUU: Proceedings of the 14<sup>th</sup> SolarPACES International Conference.

**Zarza E, Simonot E, Martínez A, Winkler T, Pérez-Segarra CD, Crespo L, Sánchez M, Pitz-Paal R, 2015.** Future renewable energy costs: solar-thermal electricity [en línea]. Eindhoven, Holanda: KIC InnoEnergy. [Consulta: 6 octubre 2017] Disponible en: <[http://www.innoenergy.com/wp-content/uploads/2015/01/KIC\\_InnoEnergy\\_STE\\_anticipated\\_innovations\\_impact.pdf](http://www.innoenergy.com/wp-content/uploads/2015/01/KIC_InnoEnergy_STE_anticipated_innovations_impact.pdf)>

## Anexo. Expresiones complementarias utilizadas en el modelo del bloque de potencia

En este Anexo se incluyen varias expresiones empleadas en la implementación del modelo del bloque de potencia que no se han detallado en el Capítulo 3. Estas ecuaciones, aun siendo parte del modelo, no son de gran importancia para la explicación del mismo y se han dejado fuera del capítulo para simplificar la descripción. Las correlaciones y valores numéricos de los coeficientes se han extraído del estudio de **Spencer, Cotton y Cannon (1974)**, exceptuando la expresión para las pérdidas de escape que se ha obtenido del trabajo de **Muñoz-De La Torre (2013)**. Dado que las correlaciones del trabajo de SCC se basan en unidades del sistema anglosajón, se han aplicado las conversiones necesarias bien en los coeficientes o bien en los parámetros de entrada para poder usar unidades del Sistema Internacional (S. I.).

En primer lugar se especifican las ecuaciones utilizadas para cada una de las correcciones indicadas en la Tabla 9, incluyendo las variables de entrada requeridas:

- **Corrección por relación de expansión:** la expresión utilizada es la siguiente, que toma como variables la relación de expansión, definida como el cociente entre la presión nominal de salida de la etapa de alta presión  $p_{out}$  (Pa) y la nominal de entrada a la turbina  $p_{in}$  (Pa), y el caudal volumétrico de vapor de entrada  $\dot{V}_{in}$  (m<sup>3</sup>/s) en condiciones nominales:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[1] = c_1 + c_2 \frac{p_{out}}{p_{in}} + \left( c_3 + c_4 \frac{p_{out}}{p_{in}} \right) \cdot \ln \dot{V}_{in} \quad (\text{A. 1})$$

Los coeficientes  $c_1...c_4$  para unidades del S. I. se especifican en la Tabla A.1, distinguiendo entre turbinas con 1 o 2 secciones de regulación.

**Tabla A.1. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por relación de expansión para 1 o 2 secciones de regulación de la turbina.**

Coeficiente	1 sección	2 secciones
$c_1$	0,05264	0,1
$c_2$	-0,297394	-0,565
$c_3$	-0,0050091	-0,0133281
$c_4$	0,0283	0,0753

- **Corrección por condiciones iniciales:** en esta corrección se tiene en cuenta el valor de presión y temperatura del vapor vivo a la entrada del cuerpo de alta presión, en el caso de turbinas sin recalentamiento, o del vapor recalentado a la entrada del cuerpo de baja presión, en el caso de turbinas con recalentamiento. La presión de entrada  $p_{in}$  (Pa) se emplea para obtener el parámetro  $y_p$ , que en turbinas sin recalentamiento se obtendrá aplicando el logaritmo decimal a esa presión, convertida en *psia*:

$$y_p = \log(p_{in} \cdot 14,5 \cdot 10^{-5}) \quad (\text{A. 2})$$

En turbinas con recalentamiento el parámetro  $y_p$  se obtiene del mismo modo, pero dividiendo la presión de entrada entre 0,98:

$$y_p = \log\left(\frac{p_{in}}{0,98} \cdot 14,5 \cdot 10^{-5}\right) \quad (\text{A. 3})$$

El segundo parámetro,  $i_c$  (que debe expresarse en unidades del sistema anglosajón, BTU/lb) se calcula a partir de la entalpía de entrada  $i_{in}$  (J/kg), obtenida de la temperatura y presión de entrada, mediante el factor de conversión correspondiente. No obstante, si la entropía de entrada  $s_{in}$  es mayor que 8,39 kJ/(kg·K) se debe aplicar una corrección adicional que impone un límite superior al parámetro  $i_c$ , que se obtiene entonces como el mínimo entre el valor anterior y un valor que depende del parámetro  $y_p$ . Así, el parámetro  $i_c$  (BTU/lb) se calcula dependiendo de la entropía de entrada  $s_{in}$  como:

$$i_c = \begin{cases} i_{in} \cdot 0,43 ; & s_{in} \leq 8,39 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ \min(i_{in} \cdot 0,43; 1145 + 80 \cdot y_p + 88 \cdot y_p^2); & s_{in} > 8,39 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{cases} \quad (\text{A. 4})$$

A partir de los dos parámetros definidos, la expresión que se emplea para determinar la corrección por condiciones iniciales es la siguiente:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[2] = \sum_{j=0}^4 \sum_{k=0}^5 c_{j,k} \cdot y_p^k \cdot i_c^j \quad (\text{A. 5})$$

Los coeficientes  $c_{j,k}$ , con  $j = 0 \dots 4$  y  $k = 0 \dots 5$ , se especifican en la Tabla A.2.

**Tabla A.2. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por condiciones iniciales.**

Coeficiente	$C_{0,k}$	$C_{1,k}$	$C_{2,k}$	$C_{3,k}$	$C_{4,k}$
$c_{j,0}$	0,28232252	$-4,77963 \cdot 10^{-4}$	$-6,97914 \cdot 10^{-6}$	$1,20508 \cdot 10^{-8}$	$-5,07191 \cdot 10^{-12}$
$c_{j,1}$	-0,9239049	$1,28446 \cdot 10^{-2}$	$-1,70373 \cdot 10^{-5}$	$2,68264 \cdot 10^{-9}$	$2,63935 \cdot 10^{-12}$
$c_{j,2}$	-6,257959	$3,8557 \cdot 10^{-3}$	$8,65638 \cdot 10^{-6}$	$-6,78878 \cdot 10^{-9}$	$3,80219 \cdot 10^{-13}$
$c_{j,3}$	2,072301	$-3,9653 \cdot 10^{-4}$	$-5,95107 \cdot 10^{-6}$	$5,28862 \cdot 10^{-9}$	$-1,015 \cdot 10^{-12}$
$c_{j,4}$	0,70251642	$-2,71804 \cdot 10^{-3}$	$3,97058 \cdot 10^{-6}$	$-2,41062 \cdot 10^{-9}$	$4,77572 \cdot 10^{-13}$
$c_{j,5}$	-0,2251639	$6,48695 \cdot 10^{-4}$	$-7,35333 \cdot 10^{-7}$	$3,78818 \cdot 10^{-10}$	$-7,09896 \cdot 10^{-14}$

- **Corrección por carga parcial:** esta corrección utiliza en general como variables la relación entre el caudal de entrada y el de diseño,  $\dot{m}_{in}/\dot{m}_{ref}$ , y la relación de presiones entre entrada y salida,  $p_{in}/p_{out}$ , a carga nominal. Sin embargo, para turbinas sin recalentamiento solo se requiere la relación de caudales y la expresión utilizada es la siguiente:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[3] = \sum_{j=1}^6 c_j \cdot \left( \log \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{ref}} \right)^j \quad (\text{A. 6})$$

Los coeficientes  $c_1 \dots c_6$  para la ecuación A.6 se especifican en la Tabla A.3.

**Tabla A.3. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas sin recalentamiento.**

Coeficiente	Valor
$c_1$	0,024462684
$c_2$	-0,4190457
$c_3$	-1,6413062
$c_4$	-4,8599735
$c_5$	-6,7441251
$c_6$	-3,4216474

Por el contrario, en turbinas con recalentamiento son necesarias tanto la relación de caudales como la relación de presiones en la etapa de alta presión, y la ecuación a emplear dependerá del número de secciones de regulación. Para etapas con 1 sección de regulación la expresión será la siguiente:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[3] = \sum_{j=0}^1 \sum_{k=0}^3 c_{j,k} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{ref}} \right)^k \cdot \left( \ln \frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^j \quad (\text{A. 7})$$

Los coeficientes  $c_{j,k}$  para la ecuación A.7, con  $j = 0 \dots 1$  y  $k = 0 \dots 3$ , se especifican en la Tabla A.4.

**Tabla A.4. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas con recalentamiento con 1 sección de regulación.**

Coeficiente	$c_{0,k}$	$c_{1,k}$
$c_{j,0}$	-0,6075	0,175
$c_{j,1}$	0,6685	-0,2002
$c_{j,2}$	0,2975	-0,00525
$c_{j,3}$	-0,3585	0,03045

Por otro lado, para etapas con 2 secciones de regulación la expresión será la siguiente:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[3] = \sum_{j=0}^3 \sum_{k=1}^3 c_{j,k} \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{ref}}\right)^k \cdot \left(\frac{p_{in}}{p_{out}}\right)^j \quad (\text{A. 8})$$

Los coeficientes  $c_{j,k}$  para la ecuación A.8, con  $j = 0 \dots 3$  y  $k = 1 \dots 3$ , se especifican en la Tabla A.5.

**Tabla A.5. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas con recalentamiento con 2 secciones de regulación.**

Coeficiente	$c_{0,k}$	$c_{1,k}$	$c_{2,k}$	$c_{3,k}$
$c_{j,1}$	0,42676909	-0,26221836	0,04047955	-1,450221·10 <sup>-3</sup>
$c_{j,2}$	-0,89391147	0,25549385	-0,014725197	-1,858036·10 <sup>-3</sup>
$c_{j,3}$	0,090376638	0,088283868	-0,040183332	4,265752·10 <sup>-3</sup>

- **Corrección por etapa de regulación:** esta corrección toma como variables la relación de expansión, que es el cociente entre la presión nominal de salida de la etapa  $p_{out}$  (Pa) y la nominal de entrada a la turbina  $p_{in}$  (Pa), y el caudal volumétrico de vapor de entrada  $\dot{V}_{in}$  (m<sup>3</sup>/s) a carga nominal:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[4] = \sum_{j=1}^3 \left(a_j + \frac{b_j}{\dot{V}_{in}}\right) \cdot \left(0,625 - \frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^j \quad (\text{A. 9})$$

Los coeficientes  $a_1 \dots a_3$  y  $b_1 \dots b_3$  para unidades del S. I. se especifican en la Tabla A.6.

**Tabla A.6. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por etapa de regulación, con unidades del S.I.**

Subíndice	$a$	$b$
1	-0,016649986	0,06279835
2	-0,22538964	-0,000593214
3	0,19464851	-0,012136112

- **Corrección por etapa de regulación trabajando a carga parcial:** en esta corrección se emplean como variables la relación entre el caudal de entrada y el de diseño,  $\dot{m}_{in}/\dot{m}_{ref}$ , y la relación de expansión, definida como el cociente entre la presión nominal de salida de la etapa  $p_{out}$  (Pa) y la nominal de entrada a la turbina  $p_{in}$  (Pa). La expresión es la siguiente:

$$\Delta\eta_{s,turb,corr}[5] = \sum_{j=1}^3 \sum_{k=0}^3 c_{j,k} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{ref}}\right)^k \cdot \left(0,625 - \frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^j \quad (\text{A. 10})$$

Los coeficientes  $c_{j,k}$  para la ecuación A.10, con  $j = 1 \dots 3$  y  $k = 0 \dots 3$ , se especifican en la Tabla A.7.

**Tabla A.7. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por etapa de regulación a carga parcial.**

Coficiente	$c_{1,k}$	$c_{2,k}$	$c_{3,k}$
$c_{j,0}$	-0,24899722	-0,0071362812	-0,17632581
$c_{j,1}$	0,63299521	-0,23404163	-3,0812317
$c_{j,2}$	-0,75518221	1,2677247	5,9436987
$c_{j,3}$	0,37084109	-1,0217991	-2,6989024

Además de las correcciones al rendimiento de la turbina, a continuación se incluye la expresión polinómica utilizada para obtener las pérdidas de escape  $\Delta i_{exh,loss}$ , en J/kg, requeridas en la ecuación 3.7. La ecuación viene dada en función de la velocidad anular del vapor de salida, en m/s ( $v_{an} = \dot{V}_{out} \cdot \dot{x}_{out}/A_{out}$ , donde  $\dot{V}_{out}$  es el caudal volumétrico de salida en m<sup>3</sup>/s,  $\dot{x}_{out}$  el título de vapor y  $A_{out}$  el área de escape en m<sup>2</sup>):

$$\Delta i_{exh,loss} = \sum_{j=0}^3 c_j \cdot v_{an}^j \quad (\text{A. 11})$$

Para obtener las pérdidas de escape, en el método SCC se proporcionan curvas diferentes para distintos rangos del área de escape de la turbina. Debido a ello, los valores de los

coeficientes  $c_0...c_3$  del polinomio representado por la ecuación A.11 dependen del área de escape y se especifican en la Tabla A.8.

**Tabla A.8. Coeficientes para la ecuación de las pérdidas de escape según el área de escape de la turbina.**

<b>Área de escape (m<sup>2</sup>)</b>	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$
$A_{out} < 2,434$	98826,886	-1515,51831	7,48442434	-0,008972313
$2,434 < A_{out} < 3,056$	196571,058	-2420,42872	9,74704047	-0,01064305
$3,056 < A_{out} < 3,818$	221017,485	-2642,69019	10,4331965	-0,011365715
$3,818 < A_{out} < 5,165$	299360,547	-3301,09623	12,2337525	-0,013006476
$A_{out} > 5,165$	318060,472	-3440,72572	12,4802005	-0,013069612

## Lista de figuras

Figura 1. Principales tecnologías de concentración termosolar (Fuente: Romero-Álvarez y Zarza, 2007) .....	4
Figura 2. Captador cilindroparabólico (Fuente: CIEMAT, 2011) .....	6
Figura 3. Ángulo de incidencia en un captador cilindroparabólico (Fuente: CIEMAT, 2011) .....	7
Figura 4. Patrones de flujo bifásico agua líquida/vapor en tuberías horizontales (Fuente: Steiner y Kind, 2010) .....	11
Figura 5. Los tres procesos GDV básicos (Fuente: Eck y Zarza, 2002) .....	12
Figura 6. Diagrama del lazo DISS en su configuración inicial (Fuente: CIEMAT, 2011) .....	15
Figura 7. Diagrama y dimensiones del campo solar en el proyecto INDITEP (Fuente: Zarza et al., 2006) .....	16
Figura 8. Diagrama de la central Puertollano GDV (Fuente: CIEMAT, 2011) .....	17
Figura 9. Instalación de ensayo Real-DISS en Carboneras, Almería (Fuente: Eck et al., 2011) .....	18
Figura 10. Vista aérea de la central Thai Solar Energy (TSE-1) en Kanchanaburi, Tailandia (Fuente: Krüger et al., 2012) .....	19
Figura 11. Vista aérea de las centrales PS10 y PS20 en Sanlúcar la Mayor, Sevilla (Fuente: Wikipedia, 2016) .....	21
Figura 12. Diagrama de temperaturas de la sección transversal de tubería (a) y circuito eléctrico equivalente (b) .....	34
Figura 13. Diagrama de lazo GDV considerado para el controlador de caudal en modo once-through .....	47
Figura 14. Diagrama de lazo GDV considerado para el controlador de caudal en modo recirculación .....	48
Figura 15. Diagrama del lazo DISS utilizado para la validación del modelo cuasidinámico .....	51
Figura 16. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación del modo un-solo-paso .....	52

Figura 17. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #1, con presión de unos 3 MPa .....	54
Figura 18. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #1, con presión de unos 3 MPa.....	55
Figura 19. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #2, con presión de unos 6 MPa .....	55
Figura 20. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #2, con presión de unos 6 MPa.....	56
Figura 21. Comparación de presiones a lo largo del lazo de captadores obtenidas con tres modelos diferentes, incluyendo datos experimentales, para el caso #2 en condiciones estacionarias.....	57
Figura 22. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #3, con presión de unos 10 MPa .....	58
Figura 23. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #3, con presión de unos 10 MPa.....	58
Figura 24. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #2 entre las 12:30 y las 17:10 .....	59
Figura 25. Pérdida de carga en el lazo de captadores para el caso #2 entre las 12:30 y las 17:10 .....	59
Figura 26. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación de la inyección en el último captador.....	60
Figura 27. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #4, con presión de unos 3 MPa .....	61
Figura 28. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #4, con presión de unos 3 MPa.....	62
Figura 29. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #4, con presión de unos 3 MPa.....	62
Figura 30. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #5, con presión de unos 6 MPa .....	63
Figura 31. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #5, con presión de unos 6 MPa.....	64
Figura 32. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #5, con presión de unos 6 MPa.....	65

Figura 33. Modelo TRNSYS del lazo DISS para la validación del modo de recirculación .....65

Figura 34. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #6, con presión de unos 4 MPa ..... 66

Figura 35. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #6, con presión de unos 4 MPa..... 67

Figura 36. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #6, con presión de unos 4 MPa..... 68

Figura 37. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #7, con presión de unos 7 MPa ..... 69

Figura 38. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #7, con presión de unos 7 MPa ..... 69

Figura 39. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #7, con presión de unos 7 MPa..... 70

Figura 40. Irradiancia solar normal directa y temperaturas de entrada y salida para el caso #8, con presión de unos 10 MPa ..... 70

Figura 41. Caudales máxicos en el lazo de captadores para el caso #8, con presión de unos 10 MPa..... 71

Figura 42. Evolución de temperaturas (a) y presiones (b) a lo largo del lazo de captadores en condiciones estacionarias para el caso #8, con presión de unos 10 MPa..... 71

Figura 43. Esquema general del bloque de potencia sin recalentamiento ..... 74

Figura 44. Esquema general del bloque de potencia con recalentamiento ..... 75

Figura 45. Diagrama de entradas y salidas de cada intercambiador de precalentamiento de agua ..... 83

Figura 46. Evolución de la temperatura respecto al calor intercambiado para los flujos de agua y vapor en un precalentador de superficie ..... 84

Figura 47. Diagrama de flujo para el análisis del bloque de potencia en condiciones nominales ..... 89

Figura 48. Factor adicional de pérdida de rendimiento de la turbina debido a la regulación a presión fija mediante válvulas de admisión por sectores en función de la carga relativa para  $N_{stages} = 1$  y 3, incluyendo también la reducción parabólica correspondiente ..... 92

Figura 49. Diagrama de flujo para el análisis del bloque de potencia a carga parcial ..... 97

Figura 50. Esquema general utilizado para la validación del modelo de bloque de potencia ..... 101

Figura 51. Resultados de rendimiento bruto del bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo .....	103
Figura 52. Resultados de consumos por bombeo en el bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo.....	104
Figura 53. Resultados de temperatura de salida del agua del bloque de potencia reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo.....	105
Figura 54. Resultados de título de vapor de salida de la turbina reales para la central comercial considerada y obtenidos con el modelo .....	106
Figura 55. Esquema básico de la central GDV de referencia .....	110
Figura 56. Modelo TRNSYS global de central de GDV .....	111
Figura 57. Modelo TRNSYS del lazo de captadores ('Collectors Loop') en la central GDV .....	113
Figura 58. Modelo TRNSYS de las tuberías de distribución ('Distribution Pipes') del campo solar en la central GDV .....	115
Figura 59. Modelo TRNSYS del control del campo solar ('Solar Field Control') en la central GDV .....	117
Figura 60. Diagrama básico del bloque de potencia de la central GDV, incluyendo valores relevantes en condiciones de diseño .....	119
Figura 61. Curvas de rendimiento bruto frente a carga eléctrica obtenidas para el bloque de potencia de la central GDV aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var) .....	121
Figura 62. Resultados diarios de presión de salida (a); caudal másico de salida (b); temperaturas de entrada y salida del campo solar (c) para el 29 de septiembre, incluyendo también la DNI, aplicando estrategias de presión fija o presión deslizante.....	126
Figura 63. Resultados diarios de potencia térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar y potencia térmica útil para el bloque de potencia (a); y potencia eléctrica neta (b) para el 29 de septiembre, aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var) .....	128
Figura 64. Resultados mensuales de producción eléctrica neta aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var) .....	130

Figura 65. Resultados mensuales de energía térmica bruta total obtenida por el fluido en el campo solar (SF) y energía térmica útil para el bloque de potencia (PB) aplicando estrategias de presión fija o presión deslizante ..... 131

Figura 66. Resultados mensuales de energía térmica desperdiciada por dumping aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var)..... 132

Figura 67. Resultados mensuales de energía térmica en vapor no útil para el bloque de potencia aplicando las tres estrategias propuestas: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable (Desliz-var) ..... 133

Figura 68. Disposición de la central GDV y distribución espacial en el campo solar de los valores de DNI ..... 137

Figura 69. Modelo TRNSYS global de central de GDV con valores de DNI distribuida por subcampos..... 138

Figura 70. Modelo TRNSYS del control del campo solar ('Solar Field Control') en la central GDV con valores de DNI distribuida por subcampos y 4 controladores de caudal ..... 139

Figura 71. DNI media de los días de referencia seleccionados para las simulaciones diarias ..... 141

Figura 72. Resultados de temperatura para cada subcampo a la salida del lazo y antes del inyector obtenidos de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media (a); 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio de DNI para control (b); 8 valores de DNI para captadores y 4 para control (c) ..... 143

Figura 73. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores y temperatura de salida del campo solar obtenidas de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control..... 144

Figura 74. Potencia eléctrica neta obtenida de la simulación diaria del 1 de junio de 2014 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control ..... 145

Figura 75. Resultados de temperatura para cada subcampo a la salida del lazo y antes del inyector obtenidos de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media (a); 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio de DNI para control (b); 8 valores de DNI para captadores y 4 para control (c) ..... 146

Figura 76. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores y temperatura de salida del campo solar obtenidas de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015

aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control .....	147
Figura 77. Potencia eléctrica neta obtenida de la simulación diaria del 17 de octubre de 2015 aplicando los tres modelos propuestos: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control .....	148
Figura 78. Temperaturas máximas alcanzadas en los lazos de captadores para los días de referencia seleccionados aplicando los tres modelos de simulación: DNI media; 8 valores de DNI para captadores y 1 valor medio para control; 8 valores de DNI para captadores y 4 para control .....	149
Figura 79. Diferencias en producción eléctrica entre los resultados del modelo con DNI media y los de los modelos con DNI distribuida espacialmente con 1 o 4 valores de DNI para control, incluyendo errores relativos referidos al modelo con DNI distribuida para cada día de referencia .....	150
Figura 80. Producción eléctrica neta anual desde 2013 hasta 2015 incluyendo rango de incertidumbre y DNI anual acumulada .....	153
Figura 81. Título de vapor de salida de la turbina en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; el área rayada corresponde a los valores por debajo del límite recomendado .....	160
Figura 82. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina .....	161
Figura 83. Temperatura de salida del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo con 3 extracciones en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina .....	162
Figura 84. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina .....	166
Figura 85. Rendimiento bruto teórico de una central GDV en condiciones nominales para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina .....	167
Figura 86. Producción eléctrica bruta anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina..	169
Figura 87. Producción eléctrica neta anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina .....	170

Figura 88. Consumos eléctricos anuales por bombeo de fluido en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina..... 171

Figura 89. Energía térmica anual desperdiciada por dumping en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina ..... 172

Figura 90. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina ..... 173

Figura 91. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina ..... 174

Figura 92. Rendimiento neto anual de la central GDV considerada para el modo un-solo-paso en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina ..... 175

Figura 93. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia..... 180

Figura 94. Rendimiento bruto teórico de una central GDV en condiciones nominales para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia..... 181

Figura 95. Modelo TRNSYS del lazo de captadores (‘Collectors Loop’) para el modo recirculación en la central GDV ..... 182

Figura 96. Producción eléctrica bruta anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina.. 184

Figura 97. Producción eléctrica neta anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina.. 185

Figura 98. Consumos eléctricos anuales por bombeo de fluido (a) y energía térmica anual desperdiciada por dumping (b) en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina ..... 186

Figura 99. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia..... 187

Figura 100. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia.....	188
Figura 101. Resultados diarios de temperaturas de salida del campo y de los lazos (a); caudal másico de salida del campo solar (b); potencia eléctrica neta (c) para el 12 de mayo, incluyendo también la DNI, en el modo un-solo-paso (once-through) y recirculación...	189
Figura 102. Rendimiento neto anual de la central GDV considerada para el modo recirculación en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia.....	191
Figura 103. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo .....	195
Figura 104. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo.....	196
Figura 105. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo.....	197
Figura 106. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo.....	198
Figura 107. Rendimiento teórico de un campo solar GDV en condiciones nominales para el modo recirculación, en los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo.....	200
Figura 108. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia .....	201
Figura 109. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia .....	202
Figura 110. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo.....	203

Figura 111. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo recirculación, para los tres casos considerados de presión y temperatura de entrada a la turbina, en función del número de captadores por lazo; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del modo un-solo-paso como referencia.....	204
Figura 112. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo de vapor sin recalentamiento en función del número de extracciones de turbina, para los tres casos considerados de presión y temperatura.....	207
Figura 113. Título de vapor de salida de la turbina (a) y temperatura de salida del bloque de potencia en condiciones nominales para un ciclo de vapor sin recalentamiento en función del número de extracciones de turbina, para los tres casos considerados de presión y temperatura .....	208
Figura 114. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina.....	209
Figura 115. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina .....	210
Figura 116. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina .....	211
Figura 117. Rendimiento neto anual de la central GDV en modo un-solo-paso, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina .....	212
Figura 118. Coste normalizado de la electricidad ( <i>LCoE</i> ) estimado en la central GDV, para los tres casos considerados de presión y temperatura, en función del número de extracciones de turbina .....	216
Figura 119. Título de vapor de salida de la turbina en condiciones nominales para un ciclo con 6 extracciones sin recalentamiento, en función de la temperatura y presión del vapor de entrada a la turbina; el área rayada corresponde a los valores por debajo del límite recomendado .....	217
Figura 120. Esquema básico de central GDV con recalentamiento interno (a) y recalentamiento directo (b) .....	218
Figura 121. Esquema básico de central GDV incluyendo un bloque de potencia con 6 extracciones y recalentamiento interno.....	219
Figura 122. Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de 6 extracciones con recalentamiento interno para 450 °C y 100 bar del vapor de entrada a la turbina.....	220

Figura 124. Modelo TRNSYS global de central de GDV con recalentamiento .....	224
Figura 125. Modelo TRNSYS del circuito e intercambiador para el recalentamiento interno ('Reheat') en la central GDV .....	225
Figura 126. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	226
Figura 127. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia .....	227
Figura 128. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	228
Figura 129. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento interno para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	229
Figura 130. Esquema básico de central GDV incluyendo un bloque de potencia con 6 extracciones y recalentamiento directo mediante un campo solar específico.....	230
Figura 131. Modelo TRNSYS del campo solar para el recalentamiento directo ('Reheat') en la central GDV .....	231
Figura 132. Rendimiento bruto del bloque de potencia y pérdida de presión en la línea de recalentamiento en función del nivel de carga para un ciclo de 450 °C y 90 bar de entrada a la turbina con recalentamiento directo empleando las estrategias de presión deslizante y presión fija .....	233
Figura 133. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para la central GDV considerada con un ciclo de vapor de 6 extracciones con recalentamiento directo y presión deslizante, en función de la presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento como referencia .....	235
Figura 134. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	236
Figura 135. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura,	

incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	237
Figura 136. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia .....	238
Figura 137. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento directo y presión deslizante para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia.....	239
Figura 138. Rendimiento bruto del bloque de potencia en condiciones nominales para la central GDV considerada con un ciclo de vapor de 6 extracciones con recalentamiento directo y presión fija, en función de la presión y temperatura del vapor de entrada a la turbina; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados del ciclo de 6 extracciones sin recalentamiento como referencia .....	240
Figura 139. Rendimiento neto anual del bloque de potencia de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizante .....	241
Figura 140. Rendimiento neto anual del campo solar de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizante.....	242
Figura 141. Factor de pérdidas anuales por bombeo de fluido (a) y por dumping (b) en la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia .....	243
Figura 142. Rendimiento neto anual de la central GDV con recalentamiento directo y presión fija para los casos considerados de presión y temperatura, incluyendo también en línea discontinua el caso de 60 bar sin recalentamiento como referencia; las líneas discontinuas en color claro indican los resultados correspondientes empleando presión deslizante.....	244
Figura 143. Producción eléctrica neta anual de la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar .....	246
Figura 144. Rendimiento neto anual del campo solar en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar .....	247

---

Figura 145. Rendimiento neto anual del bloque de potencia en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar.....	248
Figura 146. Factor de pérdidas anuales por dumping en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar .....	249
Figura 147. Rendimiento neto anual de la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar .....	250
Figura 148. Coste normalizado de la electricidad ( <i>LCoE</i> ) estimado en la central GDV para los casos considerados en función del múltiplo solar .....	253

## Lista de tablas

Tabla 1. Valor de los coeficientes dimensionales (unidades SI) de la expresión de pérdidas térmicas del captador LS-3 en función de la temperatura del absorbedor. ....	28
Tabla 2. Coeficientes de la ecuación de Kandlikar dependiendo del tipo de ebullición: convectiva ( $Co < 0,65$ ) o nucleada ( $Co > 0,65$ ). ....	30
Tabla 3. Valores del coeficiente de pérdidas de carga $\xi$ en un codo de $90^\circ$ para una tubería rugosa para distintos valores de $R/D$ (radio de curvatura/diámetro interno). ....	43
Tabla 4. Parámetros principales, longitudes de tubería y accesorios considerados en cada captador. ....	51
Tabla 5. Casos de prueba para la validación del modo un-solo-paso y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias .....	53
Tabla 6. Casos de prueba para la validación de la inyección en el último captador y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias .....	61
Tabla 7. Casos de prueba para la validación del modo de recirculación y parámetros nominales medidos en condiciones estacionarias .....	66
Tabla 8. Valores de rendimiento base de turbinas y parámetro de corrección por caudal de vapor para el método de Spencer-Cotton-Cannon en unidades del S.I. ....	77
Tabla 9. Correcciones aplicadas en el modelo para cada tipo de turbina en la implementación del método de Spencer-Cotton-Cannon. ....	78
Tabla 10. Coeficientes para la ecuación del factor adicional de pérdida de rendimiento de la turbina debido a la regulación a presión fija mediante válvulas de admisión por sectores. ....	92
Tabla 11. Parámetros nominales considerados para la validación del modelo de bloque de potencia. ....	102
Tabla 12. Principales componentes TRNSYS utilizados en el modelo de central GDV. ....	112
Tabla 13. Parámetros principales considerados para los captadores solares de la central GDV. ....	114
Tabla 14. Parámetros principales considerados para las tuberías de interconexión en los lazos de captadores y para las tuberías de distribución del campo solar .....	116

Tabla 15. Parámetros nominales considerados para el bloque de potencia de la central GDV .....	118
Tabla 16. Resultados anuales de la simulación de la central GDV para las tres estrategias propuestas de regulación de presión: fija, deslizante con presión de condensación constante (Desliz-const) y deslizante con presión de condensación variable .....	134
Tabla 17. Resultados principales de producción eléctrica neta y temperatura máxima para los días de referencia utilizando los tres modelos de simulación, incluyendo parámetros de caudal mínimo.....	148
Tabla 18. Resultados de DNI anual acumulada, producción eléctrica neta, número de días nublados con producción significativa e incertidumbre asociada, absoluta y relativa, para los tres años analizados .....	152
Tabla 19. Resultados principales del análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales variando la presión y temperatura de salida del lazo de captadores, incluyendo diferencias de entalpía en cada zona, potencia útil por captador en cada zona, número de captadores de sobrecalentamiento, potencia útil del lazo y caudal másico estimado por lazo .....	165
Tabla 20. Resultados principales del análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales variando la presión y temperatura de salida del lazo de captadores, incluyendo número de captadores de sobrecalentamiento, caudales másicos de sobrecalentamiento y recirculación y n° de captadores de exceso en sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso.....	178
Tabla 21. Parámetros adicionales considerados para el separador agua-vapor, el controlador y las tuberías de recirculación y acceso al separador en el lazo de captadores para el modo recirculación.....	183
Tabla 22. Resultados principales del análisis preliminar del modo un-solo-paso en condiciones nominales variando el número de captadores por lazo ( $N_{total,loop}$ ), incluyendo el número de lazos considerado para el campo solar, área neta de captación del campo, número de captadores de sobrecalentamiento, potencia útil del lazo y caudales másicos por lazo, estimado en condiciones nominales y establecido durante el arranque .....	193
Tabla 23. Resultados principales del análisis preliminar del modo recirculación en condiciones nominales variando el número de captadores por lazo ( $N_{total,loop}$ ), incluyendo número de captadores de sobrecalentamiento, caudales másicos de sobrecalentamiento y recirculación y n° de captadores de exceso en sobrecalentamiento respecto al modo un-solo-paso .....	199
Tabla 24. Posición seleccionada del desgasificador, relativa al número total de extracciones de la turbina.....	206

Tabla 25. Costes específicos y parámetros considerados en el análisis económico del número óptimo de extracciones de la turbina .....	213
Tabla 26. Resultados principales del análisis económico preliminar para los casos considerados variando el número de extracciones de la turbina ( $N_{ext}$ ), incluyendo el área neta de captación del campo solar, el área total del terreno, el coste de inversión, la producción eléctrica neta anual y el coste normalizado de la electricidad ( $LCoE$ ) .....	215
Tabla 27. Resultados principales del análisis preliminar de un bloque de potencia con recalentamiento interno para una central GDV según presión y temperatura de entrada a la turbina, incluyendo el número de extracciones en el cuerpo de alta presión ( $N_{ext,AP}$ ), la temperatura y presión del vapor a la salida del cuerpo de alta presión, el incremento de temperatura del vapor en la línea de recalentamiento ( $\Delta T_{RH}$ ) y el título de vapor de salida de la turbina.....	222
Tabla 28. Parámetros nominales considerados en el modelo de recalentamiento interno, incluyendo el intercambiador de vapor y el circuito correspondiente .....	225
Tabla 29. Parámetros considerados para el campo solar de recalentamiento, incluyendo las tuberías de interconexión entre captadores y las de entrada y salida del campo .....	232
Tabla 30. Costes específicos y parámetros considerados en el análisis económico del tamaño óptimo del campo solar .....	251
Tabla 31. Resultados principales del análisis económico preliminar para los casos considerados variando el tamaño del campo solar, incluyendo el número de lazos en el campo solar ( $N_{loops,SF}$ ), el múltiplo solar, el área neta de captación del campo solar, el área total del terreno, el coste de inversión, la producción eléctrica neta anual y el coste normalizado de la electricidad ( $LCoE$ ) .....	252
Tabla A.1. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por relación de expansión para 1 o 2 secciones de regulación de la turbina.....	277
Tabla A.2. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por condiciones iniciales. ....	279
Tabla A.3. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas sin recalentamiento. ....	279
Tabla A.4. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas con recalentamiento con 1 sección de regulación.....	280
Tabla A.5. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por carga parcial en turbinas con recalentamiento con 2 secciones de regulación.....	280
Tabla A.6. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por etapa de regulación, con unidades del S.I. ....	281

Tabla A.7. Coeficientes para la ecuación del factor de corrección por etapa de regulación a carga parcial.....	281
Tabla A.8. Coeficientes para la ecuación de las pérdidas de escape según el área de escape de la turbina.....	282