



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

**VIABILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE LA
COGENERACIÓN PARA EL SECTOR
RESIDENCIAL EN ESPAÑA A PARTIR DE
BIOMASA MEDIANTE CICLO DE RANKINE
ORGÁNICO**

Autor: María Uris Mas

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

Madrid
Junio 2017

CONSTANCIA REGISTRAL DEL TRIBUNAL DEL ACTO DE LA DEFENSA DE TESIS DOCTORAL

TÍTULO: VIABILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE LA COGENERACIÓN
PARA EL SECTOR RESIDENCIAL EN ESPAÑA A PARTIR DE BIOMASA
MEDIANTE CICLO DE RANKINE ORGÁNICO

AUTOR: Dña. María Uris Mas

DIRECTOR: Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado

CO-DIRECTOR: Dra. Dña. Eva Arenas Pinilla

DEPARTAMENTO: Ingeniería Mecánica

FACULTAD O ESCUELA: Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)

Miembros del Tribunal Calificador:

PRESIDENTE: Dr. D. José María Sala Lizarraga **Firma:**

VOCAL: Dr. D. Luis María Serra de Renobales **Firma:**

VOCAL: Dr. D. Joan Carles Bruno Argilaguet **Firma:**

VOCAL: Dra. Dña. María del Mar Cledera Castro **Firma:**

SECRETARIO: Dr. D. Alexis Cantizano González **Firma**

Fecha de lectura:

Calificación:

176 Saber escuchar a quien sabe.

No se puede vivir sin entendimiento, propio o prestado; pero hay muchos que ignoran que no saben y otros que piensan que saben, no sabiendo. Los errores de la estupidez son irremediabiles, pues como los ignorantes no se tienen por tales, no buscan lo que les hace falta. Algunos serían sabios si no creyesen serlo. Por eso, aunque hay pocos oráculos de prudencia, viven ociosos porque nadie los consulta. Pedir consejo no disminuye ni la importancia ni la capacidad, sino que las acredita. Al entrenarse con la razón se evita el ataque de la mala suerte.

Baltasar Gracián.

El Arte de la Prudencia, 1647.

A todas ellas.

Agradecimientos

De manera breve pero profundamente sincera quisiera agradecer a todas aquellas personas que forman parte de esta tesis.

En primer lugar, agradezco al Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado y a la Dra. Dña. Eva Arenas Pinilla, Directores de esta tesis, haber compartido conmigo parte de su “saber”, su colaboración, su paciencia, su apoyo durante todo el desarrollo del trabajo y haberme dado la oportunidad de investigar y crecer fuera de mi ámbito profesional.

Gracias a toda mi familia: mi padre, hermano, abuelas, tías y tíos, primas y primos que, importándoles más, menos o nada esta tesis, han mostrado su apoyo. A mi madre a quien no puedo dárselas.

Agradecer a Álvaro su paciencia por todos los “*ya no me queda nada*” que nunca eran verdad.

A Lima, fiel compañera de carrera y doctorado.

Agradecer a todos los que me han acompañado en este camino. En especial a ellas a quien dedico esta tesis.

Resumen

Para cumplir los compromisos establecidos dentro del ámbito de la *Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático* y su *Protocolo de Kioto*, así como en el ámbito de la Unión Europea, es necesario llevar a cabo políticas para limitar o reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

El *Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático* marca las previsiones concretas de futuro estableciendo que, antes de 2100, la cuota de participación de la biomasa en la producción mundial de energía debe estar entre el 25 y el 46%. Según el *Plan de Energías Renovables 2011-2020* las cifras actuales muestran que el consumo de biomasa con fines térmicos en España está destinado básicamente al sector residencial, con sistemas poco eficientes, y a las industrias forestales para producción de calor o cogeneración. La previsión para el 2020 supone un aumento de más del 250% con respecto al 2010.

En el *Dictamen 2017/C 088/17 del Comité Europeo de las Regiones-Estrategia de la UE* relativa a la calefacción y refrigeración del 21 de marzo de 2017, por primera vez se considera el sector de la calefacción como un ámbito importante del segmento de la energía adecuado para contribuir a la independencia energética y se recomienda a los Estados miembros un desarrollo sostenible tanto para calefacción como refrigeración. El dictamen resalta que el desarrollo de las redes de distrito debe ser una prioridad por ser una de las vías más limpias para suministrar energía térmica.

Cada año son más las instalaciones de biomasa en marcha en numerosos municipios españoles, para la sustitución de combustibles fósiles por biomasa o instalación de nuevas calderas de biomasa acogiéndose a los planes de fomento del ahorro energético y aumento de la eficiencia, aunque en pocos casos cogeneración con ciclo de Rankine orgánico (ORC).

El fin de esta tesis es el análisis de la viabilidad técnica y económica de una planta de cogeneración mediante ciclo de Rankine orgánico y caldera de biomasa, procedente de residuos agrícolas o forestales locales, instalada en poblaciones rurales de la España peninsular con red de distrito existente.

En la primera fase se ha analizado la viabilidad técnica del ciclo comparando los resultados de rendimiento y ahorro de energía primaria en ciclos básicos o con regeneración y procesos subcríticos y supercríticos, y la viabilidad económica comparando los valores de rentabilidad según tamaño de planta y horas de operación.

Para llevar a cabo el trabajo se ha realizado un análisis sobre el comportamiento de varios fluidos orgánicos comerciales en las distintas configuraciones de ciclos de Rankine orgánicos para definir el ciclo óptimo en carga completa y modo cogeneración.

El análisis se ha completado mediante el desarrollo de una metodología propia para el cálculo de la demanda térmica a partir de las pautas indicadas por el *Código Técnico de la Edificación* y documentos publicados por el IDAE en función de las zonas climáticas utilizando datos de grados-día y radiación.

Se ha incorporado al estudio la disponibilidad de biomasa local y el precio real de la misma procedente de residuos agrícolas y forestales cercanos a las posibles ubicaciones de las plantas. Para evaluar los recursos, así como los gastos de recolección y transporte de biomasa residual, agrícola y forestal, se ha hecho uso de la herramienta BIORAISE.

El estudio se completa con el análisis de rentabilidad a carga completa y a carga parcial de la planta con el fin de ampliar las horas de funcionamiento, tanto en modo cogeneración con producción de calor y electricidad, como en modo trigeneración con producción de calor, refrigeración y electricidad.

Los resultados muestran que los ciclos ORC con combustión de biomasa procedente de residuos forestales o agrícolas, son viables en modo cogeneración, sin subvenciones ni subsidios, en poblaciones de más de 15.000 habitantes en zonas climáticas con inviernos fríos (alta demanda de calefacción). En dichas localidades, la rentabilidad de la planta supera el 10%. La operación en modo trigeneración, solo es rentable en poblaciones con veranos calurosos (alta demanda de refrigeración).

En modo cogeneración, el “*ahorro de energía primaria*” obtenido en todas las plantas supera significativamente el 10%, valor mínimo para las unidades de alta eficiencia según el *Real Decreto 616/2007*. En modo trigeneración, este valor tan solo se supera en zonas climáticas con inviernos fríos.

Igualmente, se observa la viabilidad de aprovechamiento de biomasa procedente de residuos agrícolas o forestales, fomentando la economía local y gestión sostenible. Zonas con fuerte sector agrario permiten precios de la biomasa que no superan los 8 €/MWh_t, mientras que, en zonas de montaña, basadas en economías forestales, el precio supera los 12 €/MWh_t.

Los resultados obtenidos durante el desarrollo de esta tesis han permitido la publicación de tres artículos en revistas con alto factor de impacto (todas del primer cuartil en el año de publicación del artículo):

- ***Renewable Energy 66 (2014) 707-713*** Índice de impacto: 3,476 (Q1) (2014): “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle”
- ***Energy 88 (2015) 935-945*** Índice de impacto: 4,292 (Q1) (2015): “Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant (CHP/CCHP) based on Organic Rankine Cycle for a cooling/heating district network in Spain.”
- ***Energy 133 (2017) 969-985*** Índice de impacto: 4,292 (Q1) (2015): “Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain”

ÍNDICE GENERAL

1	CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN	17
1.1	MOTIVACIÓN	17
1.2	OBJETIVOS Y ORIGINALIDAD DE LA TESIS	23
1.3	METODOLOGÍA	24
1.4	ESTRUCTURA DE LA TESIS	25
2	CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE	27
2.1	CICLOS DE RANKINE ORGÁNICOS (ORC)	27
2.2	FLUIDO DE TRABAJO	29
2.3	COMPONENTES	42
2.3.1	Bomba	42
2.3.2	Intercambiador de calor	42
2.3.3	Expansor	45
2.4	TECNOLOGÍA ORC – COGENERACIÓN CON BIOMASA	52
2.4.1	Instalaciones ORC en funcionamiento en Europa	52
2.4.2	Instalaciones ORC en funcionamiento en España	55
2.5	TECNOLOGÍA SISTEMA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	58
2.6	REDES DE DISTRITO	60
2.6.1	Instalaciones existentes destacables	62
2.6.2	Proyectos en ejecución	65
3	CAPITULO 3. METODOLOGÍA	67
3.1	MODELO ENERGÉTICO	67
3.1.1	Introducción	67
3.1.2	Análisis Termodinámico en el punto nominal	70
3.1.3	Análisis Termodinámico fuera del punto nominal	77
3.2	MODELO DE CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA	84
3.2.1	Introducción	84
3.2.2	Metodología	97
3.2.3	Validación del modelo	105
3.3	MODELO DE CÁLCULO DE LA BIOMASA DISPONIBLE	111
3.3.1	Introducción	111
3.3.2	Metodología	115
3.4	MODELO ECONÓMICO	119
3.4.1	Parámetros e hipótesis de trabajo	119
3.4.2	Análisis de rentabilidad	123
3.5	MODELO DE CÁLCULO MEDIDAS AMBIENTALES	129
3.5.1	Introducción	129
3.5.2	Metodología	131
4	CAPITULO 4. DISEÑO DEL CICLO	135
4.1	INTRODUCCIÓN	135
4.2	ANÁLISIS	136
4.3	RESULTADOS CARGA COMPLETA	140
4.4	RESULTADOS CARGA PARCIAL	156
5	CAPITULO 5. VIABILIDAD DEL PROYECTO	159
5.1	CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA	159
5.1.1	Introducción	159
5.1.2	Resultados	160
5.2	ANÁLISIS BIOMASA DISPONIBLE	170
5.2.1	Introducción	170

5.2.2 Resultados	172
5.3 ANÁLISIS DE RENTABILIDAD	178
5.3.1 Introducción	178
5.3.2 Resultados	180
5.4 RESULTADOS AMBIENTALES	202
6 CAPITULO 6. CONCLUSIONES	207
6.1 CONCLUSIONES	207
6.2 APORTACIONES	211
6.3 TRABAJO FUTURO	212
7 CAPITULO 7. BIBLIOGRAFÍA	213
8 CAPÍTULO 8. ANEXOS	221
8.1 Anexo A: Lista de símbolos	221
8.2 Anexo B: Índice de Figuras.....	223
8.3 Anexo C: Índice de Tablas	231
8.4 Anexo D: Análisis de biomasa disponible.....	235

1 CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

La demanda de recursos y el creciente consumo de energía de manera intensiva per cápita ha motivado el desarrollo de políticas en el área de generación de formas eficientes de energía. Ante la dependencia energética actual en Europa que supera el 50%, la Unión Europea ha impuesto la estrategia 3x20%, consistente en reducir las emisiones de CO₂ un 20% mientras se incrementa la eficiencia otro 20% y se consigue que el 20% de la energía primaria destinada al consumo energético quede cubierto por energías renovables. Una de las alternativas para alcanzar el 20% del consumo energético por energías renovables es el aprovechamiento de las fuentes de calor renovable de baja y media temperatura [LUN12], siendo las más estudiadas la energía geotérmica [KAL12] [GUO11] y solar [BOU11][QUO11], aunque actualmente hay un creciente interés por la utilización de la biomasa para usos térmicos o para producción conjunta de calor y electricidad (cogeneración) [LIU11] [QIU12].

El *Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático* marca las previsiones concretas de futuro estableciendo que, antes de 2100, la cuota de participación de la biomasa en la producción mundial de energía debe estar entre el 25 y el 46%. Según la *Hoja de Ruta* de la Agencia Internacional de la Energía, las previsiones de demanda de biomasa para producción de calor y electricidad en el año 2050 en Europa se estiman en 100 EJ, el doble de la demanda en el año 2009 [IEA12], igualando al total del resto de energías renovables [HOG10].

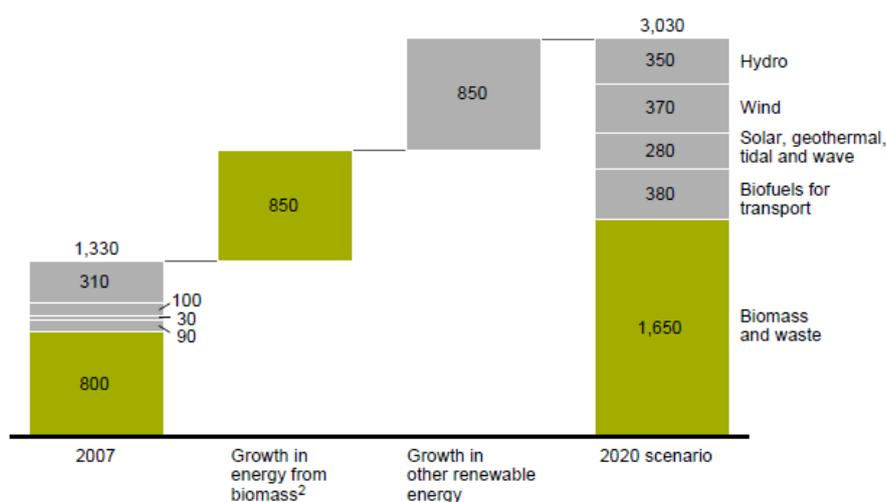


Figura 1.1.1. Peso de la biomasa en los objetivos europeos. Cifras en TWh. (Fuente: [HOG10])

Hay por tanto un creciente interés en la biomasa como fuente de energía sobre todo para cogeneración (producción simultánea de energía eléctrica y térmica). Esto se debe, por un lado, a que el uso de biomasa ofrece un balance neto neutro en términos de emisiones netas de CO₂ y, por otro, al hecho de que permite disminuir la dependencia energética externa. Por otra parte, suelen existir incentivos a la producción de energía a partir de biomasa.

En Europa, pese a que el 54% de la energía primaria de origen renovable procede de esta fuente [AVB17], sólo supone el 4% sobre el total energético. La mayoría de la energía primaria está destinada a la generación de calor en viviendas unifamiliares, comunidades de vecinos y en redes de calefacción centralizada. En general, en torno al 83% se destina a usos térmicos y el 17% a la producción de electricidad.

En la actualidad, en España, la biomasa alcanza el 45% de la producción con energías renovables, lo que equivale al 3% respecto del total de consumo de energía primaria, incluidas las convencionales [IDAE_BIO07]. España es el tercer país de la Unión Europea por su potencial en biomasa y el segundo con más superficie forestal, pero la tasa de aprovechamiento no supera el 36,5%, muy por debajo de la media europea [AVB17]. No obstante, el creciente interés en el aprovechamiento energético de la biomasa forestal en España se plasma en varios proyectos, [SILVP13] [RES15], así como en los planes de fomento de energías renovables y políticas de reducción de gases de efecto invernadero [PRC17]. Las aplicaciones térmicas con producción de calor y agua caliente sanitaria son las más comunes dentro del sector de la biomasa y en un nivel menor de desarrollo se sitúa la producción de electricidad.

El 21 de marzo de 2017 se publica el *Dictamen del Comité Europeo de las Regiones- Estrategia de la UE relativa a la calefacción y refrigeración* [DCE088_17], donde primera vez se considera el sector calefacción como un ámbito importante del sector de la energía adecuado para contribuir a la independencia energética y se recomienda a los Estados miembros un desarrollo sostenible tanto para calefacción como refrigeración.

El punto 16 del Dictamen cita textualmente:

“...Las redes urbanas de calefacción pueden ser una de las vías más limpias para suministrar energía térmica y podrían tener un papel fundamental a la hora de reducir las emisiones de CO₂ y contribuir a garantizar la independencia y seguridad energéticas. Por consiguiente, siempre que las condiciones sean favorables y puedan demostrarse los beneficios medioambientales generales de tales sistemas, su desarrollo debe ser una prioridad”

Las redes de calefacción centralizada en las que se proporciona agua caliente y fría a núcleos urbanos están muy extendidas en el Centro y Norte de Europa. En España, un gran porcentaje de las redes de climatización centralizada están alimentadas con biomasa [AER16], como puede verse en la *Figura 1.1.2*.

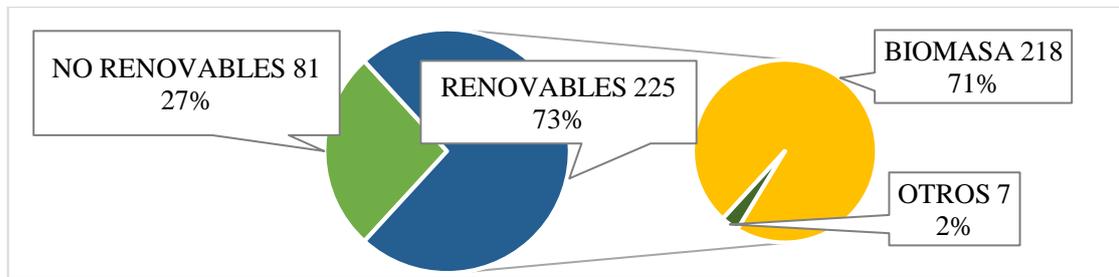


Figura 1.1.2. Redes de calor y frío censadas en España según fuente de energía. (Fuente: [AER16])

Las tecnologías disponibles para el uso de la biomasa en aplicaciones de cogeneración son la gasificación y posterior alimentación de un motor alternativo o de una turbina de gas y el uso directo del combustible sólido en un ciclo de Rankine (convencional u orgánico). La gasificación tiene una gran ventaja que es la producción de un gas de síntesis muy versátil, pero por ahora la inversión necesaria para instalar una planta de gasificación es demasiado elevada ya que se encuentra en fase de demostración [IEA12].

En cuanto a los ciclos de Rankine orgánicos (*Organic Rankine Cycle -ORC*), aparte de haber alcanzado la madurez tecnológica, presentan unos costes de mantenimiento bajos, tienen un alto grado de automatización, equipos más compactos comparado con el agua, presiones de trabajo que no superan los 40 bar y por las características de los fluidos es posible trabajar siempre por encima de la presión atmosférica lo que los convierte en la mejor solución comercial disponible para la producción de calor y electricidad en plantas de cogeneración. Ahora bien, es necesario un estudio y evaluación del fluido de trabajo para cada instalación [QUO09].

En la *Figura 1.1.3*, se puede ver el estado de desarrollo de cada una de las tecnologías para biomasa.

	Basic and applied R&D	Demonstration	Early commercial	Commercial
Biomass pretreatment	Hydrothermal treatment	Torrefaction	Pyrolysis	Pelletisation/ briquetting
Anaerobic digestion	Microbial fuel cells		2-stage digestion	1-stage digestion Biogas upgrading Landfill gas Sewage gas
Biomass for heating			Small scale gasification	Combustion in boilers and stoves
Biomass for power generation				
Combustion		Stirling engine	Combustion with ORC	Combustion and steam cycle
Co-firing		Indirect co-firing	Parallel co-firing	Direct co-firing
Gasification	Gasification with FC	BICGT BIGCC	Gasification with engine	Gasification with steam cycle

Figura 1.1.3. Tecnologías de conversión de biomasa y estado de desarrollo. (Fuente: [IEA12])

La cogeneración mediante ciclo de Rankine orgánico consiste en un ciclo de cabeza de modo que una caldera de biomasa aporta calor a un aceite térmico que a su vez lo cede al fluido orgánico en el evaporador del ciclo. El condensador de dicho ciclo cede calor a una corriente de agua a un nivel adecuado para su uso en agua caliente sanitaria, calefacción y climatización (mediante una máquina de absorción activada por dicha corriente de agua caliente).

El ciclo de Rankine orgánico sigue los procesos básicos del ciclo de Rankine, pero sustituye el agua como fluido de trabajo por un fluido orgánico: hidrocarburo natural (pentano, propano, butano), hidrocarburo halogenado (R134a, R245fa), aceite silicónico (hexametildisiloxano (HMDSO), octametiltetrasiloxano (D4), etc.) u otros. Las peculiaridades de estos fluidos de trabajo permiten que los ciclos ORC aprovechen de forma muy eficiente calores de baja y media temperatura, como los que se dan en energía solar, biomasa, geotermia, ...

Los fluidos orgánicos presentan como ventajas poder emplear equipos compactos debido a que tienen un salto entálpico por unidad de volumen alto y no es necesario sobrecalentar, puesto que el estado del fluido tras la expansión en la turbina no es de vapor húmedo. Por otra parte, con la adecuada selección del fluido no se requiere la presencia del desgasificador,

al poder condensar a presiones superiores al ambiente [LAM84].

El ciclo ORC es un ciclo de potencia que, en su versión básica, se compone de cuatro procesos, representados en la *Figura 1.1.4*:

- El fluido orgánico se calienta en el evaporador y sale del mismo en condiciones de vapor saturado en procesos subcríticos o como vapor sobrecalentado en procesos supercríticos.
- El fluido se conduce a la turbina donde se expande hasta la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación y produce trabajo que se convierte en energía eléctrica.
- A la salida de la turbina el vapor entra al condensador donde se enfría y calienta el agua produciendo calor útil. Al tener que ser la temperatura de condensación elevada (100°C o superior) es fácil conseguir una presión superior al ambiente, lo que evita el empleo de desgasificador.
- A la salida del condensador, una bomba aspira el fluido condensado (líquido saturado) y lo comprime hasta la presión de la caldera.

En el ciclo ORC con regeneración, el vapor a la salida de la turbina pasa por un intercambiador de calor (regenerador), para precalentar el fluido que impulsa la bomba antes de pasar al evaporador.

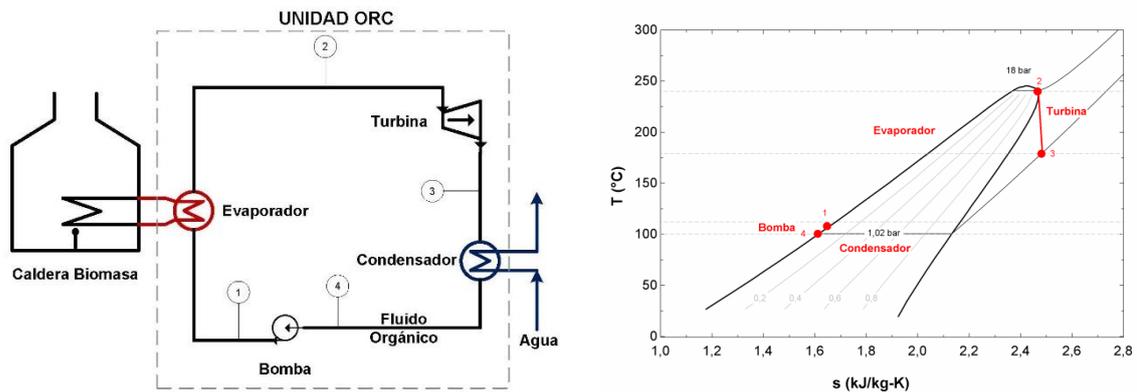


Figura 1.1.4 Diagrama T-s de un ciclo ORC subcrítico básico.

En el ciclo ORC real existen ciertas irreversibilidades, principalmente en las turbomáquinas (que se cuantifican a partir del rendimiento isentrópico), en los intercambiadores de calor (pérdidas de presión e irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor) y en los

conductos (pérdidas de presión).

La masa molecular, la temperatura de ebullición normal, la temperatura crítica, el calor latente de vaporización, el calor específico en fase líquida y en estado de vapor son propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo que influyen en la forma de las curvas de saturación. La curva de saturación es muy importante para el aprovechamiento del calor residual, porque influye en el proceso de intercambio de calor entre la fuente de calor y el fluido de trabajo.

Los fluidos se clasifican de acuerdo a la curva de saturación de vapor que presentan en diagramas temperatura-entropía (T-s) [DES09] [MAG08a]. Según la pendiente de dicha curva los fluidos, *Figura 1.1.5*, se definen de la siguiente manera:

- Fluidos isentrópicos tales como el triclorofluorometano (R11), diclorodifluorometano (R12), etc. con pendiente infinita, presentan una curva de saturación de vapor casi vertical en el diagrama T-s.
- Fluidos húmedos tales como el agua, amoníaco, etc., presentan pendiente negativa.
- Fluidos secos tales como el n-pentano, benceno, tolueno, aceite silicónicos, etc., presentan una pendiente positiva.

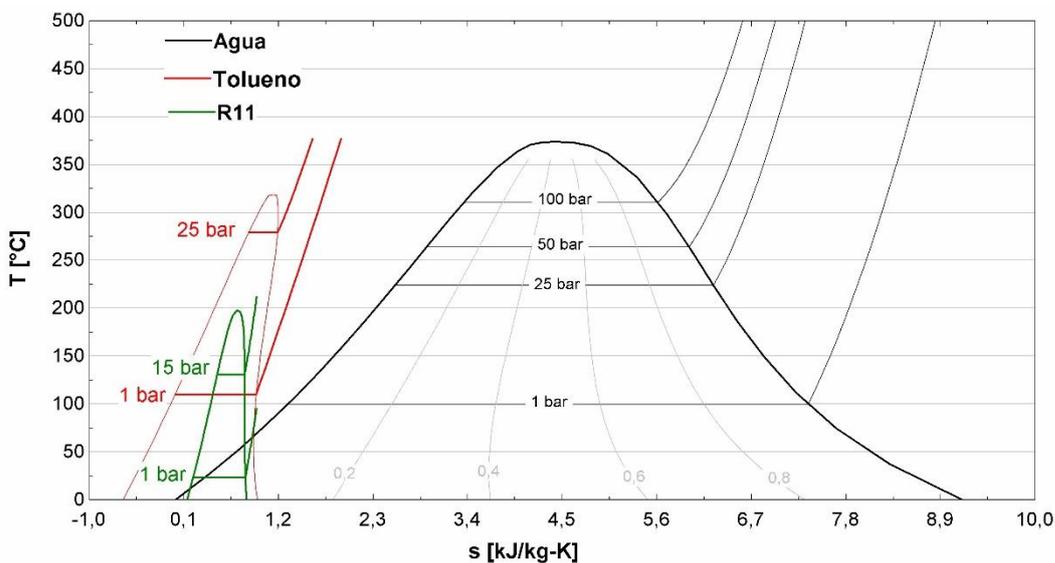


Figura 1.1.5. Diagrama T-s de fluidos isentrópicos, húmedos y secos, y su temperatura de condensación a presión atmosférica (1 bar).

El nivel de desarrollo de los ciclos de Rankine orgánicos se considera ya comercial para varias aplicaciones dentro de amplios rangos de potencias. El primer proyecto dentro de la

Unión Europea de planta de cogeneración con caldera de biomasa y ciclo de Rankine orgánico fue la planta de ORC-STIA-ADMONT que se puso en servicio en el año 2000 [TAP00]. Los resultados obtenidos llevaron a una actualización de la tecnología y optimización con la instalación de una nueva unidad de cogeneración con caldera de biomasa en Lienz [OBE02] en el año 2003, ambas en Austria.

A partir de entonces, el número de plantas de cogeneración con biomasa ha crecido notablemente en el territorio de la Unión Europea. En el año 2008, el número de plantas de cogeneración con ciclo ORC en operación superaba las 50 [OBE08], y en el año 2010, se superaron las 120 plantas con tamaños comprendidos entre 200 kW_e y 2,5 MW_e [BIN10].

La motivación de la tesis se sitúa en el análisis de la extrapolación de la tecnología empleada en el Norte y Centro de Europa a la climatología española, teniendo en cuenta sus demandas y recursos. Así mismo, se pretende valorar la aplicabilidad de ciertas mejoras tecnológicas en el proceso.

1.2 OBJETIVOS Y ORIGINALIDAD DE LA TESIS

La tesis busca obtener la viabilidad técnico-económica de la aplicación de biomasa a la cogeneración mediante ciclo de Rankine orgánico en España. Para ello se pretende seleccionar la configuración más adecuada de ciclo y fluido de trabajo según la demanda del usuario y la disponibilidad del recurso.

La demanda térmica incluirá la preparación del agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración mediante máquinas de absorción, con las restricciones técnicas (tamaños de plantas, disponibilidad de equipos comerciales y disponibilidad de recurso) y de rentabilidad económica adecuadas.

Como parte de la metodología para alcanzar el objetivo principal se analizarán emplazamientos en la península seleccionados a partir de su adecuación “demanda energética-biomasa disponible” a plantas económicamente viables.

Dentro del estudio del balance energético de la planta se seleccionarán los fluidos más adecuados según la eficiencia del ciclo. Se realizará también un dimensionado preliminar de los intercambiadores de calor con objeto de comparar las instalaciones resultantes según el fluido de trabajo. Aunque se realizará un estudio inicial basado en la operación en carga

nominal, se analizará también la respuesta de la planta fuera del punto de diseño de cara a poder incrementar el número de horas anuales de operación.

1.3 METODOLOGÍA

Para poder llevar a cabo los distintos análisis termodinámicos y procesos de optimización de cada una de las configuraciones, y análisis de la viabilidad económica, se han implementado códigos fundamentalmente en EES, tanto para modelado de la operación en el punto nominal como fuera del mismo. EES integra en la misma aplicación un potente solucionador de ecuaciones con una base de datos de propiedades de fluidos, así como entornos gráficos.

La demanda térmica se ha determinado a partir de las directrices marcadas por el *Código Técnico de la Edificación* y el IDAE con los datos meteorológicos disponibles. Se ha desarrollado una metodología propia para determinar la demanda horaria anual y se ha validado con los valores oficiales presentados. Para la determinación de la demanda térmica se ha diseñado una hoja de cálculo que permite de manera sencilla obtener la demanda horaria a partir de los valores horarios de temperatura y radiación, y la temperatura de agua de red en cada población. La herramienta dispone de celdas modificables para seleccionar el número de usuarios y la tecnología de generación de frío. Los resultados se presentan tanto en valores de demanda como de producción energética necesaria durante los meses de octubre a marzo para “invierno”, y durante los meses de abril a septiembre para “verano”. También proporciona las curvas monótonas de demanda tanto en modo cogeneración como en modo trigeneración.

Para la evaluación de los recursos y de los gastos de recolección y transporte de biomasa residual, agrícola y forestal, se ha utilizado la herramienta BIORAISE, desarrollada por el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER) del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), incluida en el VI Programa Marco CHRISGAS11 (*Clean Hydrogen-rich synthesis Gas*) de la Unión Europea. Esta aplicación permite calcular la biomasa disponible en un territorio determinado, su coste de extracción y logístico, con superficies de radios de uno a 100 kilómetros alrededor de las localizaciones seleccionadas.

1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS

La tesis se ha estructurado en un total de ocho capítulos donde los últimos se corresponden con el listado de referencias y a los anexos, siendo además el presente primer capítulo el destinado a la introducción, con el fin de enmarcarla y ponerla en contexto, justificando su interés.

En el segundo capítulo se incluye una revisión del estado actual de los ciclos ORC en aplicaciones de cogeneración con biomasa, los trabajos de investigación más relevantes en dicho campo y la evolución de las redes de distrito en España y proyectos futuros.

La metodología seguida para llevar a cabo el trabajo de la tesis se detalla en el capítulo tres. En este capítulo se explica cada una de las expresiones que describen el comportamiento de los ciclos analizados, la metodología propia desarrollada para el cálculo de la demanda energética en la población, el análisis de disponibilidad de biomasa, el modelo económico para análisis de la rentabilidad de la planta, así como los índices empleados para medir la sostenibilidad de la instalación.

Los resultados se presentan en los capítulos cuatro y cinco. En el capítulo cuatro se exponen los resultados del comportamiento de los distintos fluidos analizados, rendimientos obtenidos y ahorro de energía primaria del ciclo optimizado. Posteriormente, en el capítulo cinco, a partir del ciclo escogido según la viabilidad técnica y el fluido seleccionado, se presentan los resultados del cálculo de la demanda de energía, la viabilidad económica del proyecto, disponibilidad de biomasa y emisiones de CO₂ evitadas.

Finalmente, en el capítulo seis, se resumen las principales conclusiones a partir de los resultados obtenidos para dar respuesta clara a la cuestión planteada en el objetivo principal de la tesis: analizar la viabilidad técnica y económica de la aplicación de cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. Posteriormente se muestran las aportaciones originales de la tesis, y por último se termina realizando una serie de recomendaciones para futuras líneas de trabajo.

En el *Anexo D* se incluye el análisis detallado de disponibilidad de biomasa para cada localidad mayor de 15.000 habitantes susceptible de instalar una planta de cogeneración con ciclo ORC para justificar la viabilidad del proyecto.

2 CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE

2.1 CICLOS DE RANKINE ORGÁNICOS (ORC)

El ciclo de Rankine orgánico consiste en cuatro procesos:

- 1-2: Compresión del fluido orgánico en la bomba.
- 2-3: Calentamiento del fluido orgánico en el evaporador a presión constante.
- 3-4: Expansión del fluido orgánico en la máquina de expansión.
- 4-1: Enfriamiento del fluido orgánico en el condensador a presión constante.

Los equipos del ciclo se representan en la *Figura 2.1.1*.

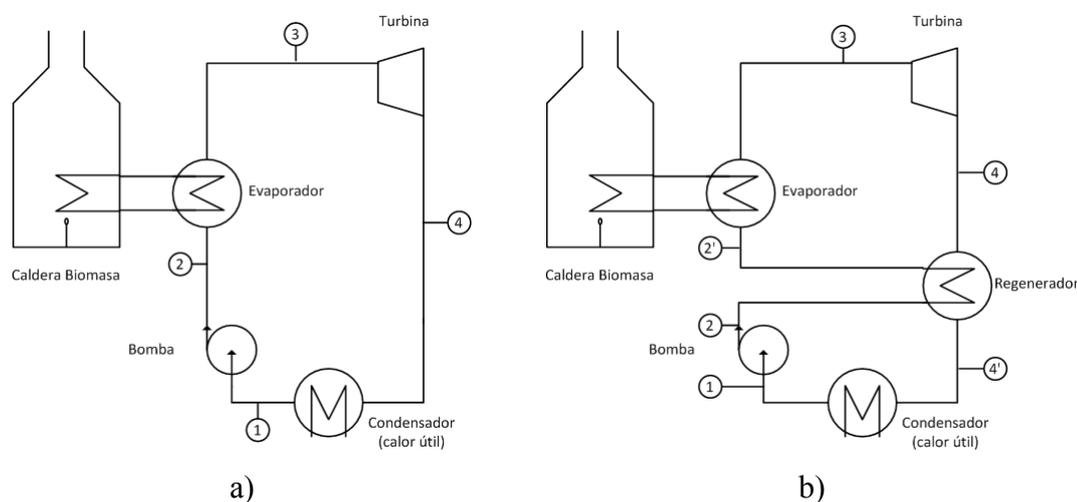


Figura 2.1.1. Ciclo de Rankine orgánico para una aplicación de cogeneración
a) ciclo básico y b) ciclo regenerativo.

En los ciclos de Rankine orgánico (ORC) el salto entálpico en la máquina expansora es mucho más reducido que en el ciclo de Rankine convencional, por lo que no es posible realizar extracciones para un calentador abierto que actúe como desgasificador. Eso no presenta mayor problema dado que es frecuente que la presión de saturación de los fluidos orgánicos a temperatura ambiente sea superior a la atmosférica, lo que elimina la necesidad de tal desgasificador, pudiendo llevarse a cabo el precalentamiento del fluido antes del evaporador de otras formas.

En los fluidos en los que la presión de saturación a temperatura ambiente sea inferior a la atmosférica se puede evitar la presencia del desgasificador mediante dos soluciones:

- Realizar cogeneración mediante ciclo de cabeza, es decir, incrementar la temperatura de condensación hasta que alcance un valor útil para una demanda de calefacción o industrial, de modo que la presión de saturación supere la atmosférica.
- Establecer un ciclo en cascada en el que el condensador del ciclo de alta sea una caldera de recuperación que aporte calor al ciclo de baja, que opera con un fluido que condensa a temperatura ambiente por encima de la presión atmosférica. Esta segunda opción ha sido propuesta por Aranda et al. [ARA12] trabajando con octametiltrisiloxano en un ciclo supercrítico para el ciclo de alta y con isopentano en un ciclo subcrítico para el ciclo de baja. Delgado et al. [DEL07] también proponen el ciclo ORC en cascada para un proceso de desalinización por ósmosis inversa, trabajando con hexametildisiloxano para el ciclo de alta y con isopentano en el ciclo de baja, de manera que el ciclo de baja sea capaz de suministrar la demanda de electricidad de los servicios auxiliares del sistema.

Trabajando con un fluido orgánico seco, es decir, cuya pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s sea positiva, se obtiene una importante temperatura a la salida de la turbina, que puede ser aprovechada en un regenerador para elevar la temperatura de entrada al evaporador, tal como se muestra en la *Figura 2.1.1*, dando lugar así al llamado ciclo regenerativo.

Los ciclos de Rankine orgánicos comerciales suelen ser subcríticos, si bien es posible que la presión del fluido orgánico en el evaporador sea supercrítica [PAN12], mejorando así la capacidad de regeneración y elevando la temperatura media de aceptación de calor, lo que redunda en una mejora considerable del rendimiento.

El análisis llevado a cabo por Algieri et al. [ALG12] muestra que los ciclos de Rankine orgánicos suponen una buena solución para generación a pequeña y mediana escala, así como en generación descentralizada. Los resultados del análisis ponen de manifiesto la influencia de la temperatura máxima y el impacto significativo del uso del regenerador en el rendimiento de la planta.

2.2 FLUIDO DE TRABAJO

El rendimiento del ciclo depende directamente de la elección del fluido más apropiado para cada aplicación [CHE10]. Como alternativa a los ciclos de Rankine orgánicos, algunos análisis proponen el ciclo de Kalina que emplea una mezcla zeotrópica de agua y amoníaco, que presenta buen comportamiento para fuentes de calor de baja temperatura. No obstante, Bombarda et al. [BOM09] concluyen que el rendimiento del ciclo Kalina no es comparable al de un ciclo ORC correctamente optimizado. Campos Rodríguez et al. [CAM13] en su estudio añaden que el ciclo Kalina presenta además un esquema más complicado y una tecnología no probada comercialmente todavía.

J. Facão et al. [FAC09] en su análisis de selección del fluido de trabajo óptimo, destacan los criterios que han de estudiarse: coste de disponibilidad, toxicidad, inflamabilidad, rendimiento térmico y compatibilidad de materiales.

Propiedades relativas a la seguridad

La inflamabilidad y la toxicidad son dos factores muy importantes ya que afectan a la seguridad de las personas. Hay que tener en cuenta que:

- Muchos fluidos orgánicos son inevitablemente tóxicos. Para proteger al personal de riesgo de contaminación en caso de fuga, debe emplearse un fluido de trabajo de baja toxicidad.
- Para evitar la inflamabilidad debe utilizarse un fluido de trabajo con un alto punto de autoignición.

Tabla 2.2.1 Clasificación de grupos de seguridad según ASHRAE 34. (Fuente: [FAC09]).

	Baja toxicidad	Alta Toxicidad
Alta Inflamabilidad	A3	B3
Baja Inflamabilidad	A2	B2
No propagador de llama	A1	B1

El Estándar-34 de la “*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*” (ASHRAE) clasifica los refrigerantes de acuerdo a la toxicidad e inflamabilidad según la *Tabla 2.2.1*. No todos los fluidos están clasificados según este estándar; en esos casos la información del fluido se completa con el valor de concentración promedio máxima permisible para un tiempo de exposición de 8 horas (Valor límite Ambiental-Exposición

Diaria VLA-ED) publicado por los organismos públicos competentes en la materia [INSHT17].

Papadopoulos et al. [PAP10] desarrollan un programa de simulación molecular para seleccionar el fluido óptimo, e imponen como valores mínimos en los coeficientes adimensionales:

- Índice de inflamabilidad inferior a 0,6.
- Índice de toxicidad inferior a 2.

Aunque el método no determina directamente los efectos tóxicos de una sustancia sobre el ser humano, es de utilidad a la hora de valorar la toxicidad de los fluidos de trabajo. El estudio presenta los mejores fluidos de acuerdo a la optimización del evaporador y condensador, minimizando el coste de los intercambiadores de calor y considerando las propiedades de seguridad de los fluidos, tal como se muestra en la *Tabla 2.2.2*.

Tabla 2.2.2. Características de los fluidos de trabajo de ORC (Fuente: [PAP10])

Nombre y tipo de molécula	Coste	Inflamabilidad	Toxicidad
Metanol	4,58	0,591	1,02
N-Butano (R600)	4,13	0,564	1,94
Difluoro-etano (R152a)	3,98	0,55	1,82
Tetra-fluoro-etano (R134a)	3,55	NF ^a	1,97
Propano (R290)	3,23	0,530	1,65
Agua	1,35	NF ^b	NT ^b

^a Sustancias no inflamables

^b Sustancias no tóxicas

Propiedades medioambientales

Las propiedades medioambientales empleadas para clasificar los fluidos de trabajo son:

- **Índice GWP** (*Global Warming Potential*): representa la medida en que una cantidad de un producto químico contribuye al calentamiento global en un periodo de tiempo comparado con la misma cantidad de dióxido de carbono. El GWP del dióxido de carbono se define como 1.
- **Tiempo de vida atmosférico - ALT** (*Atmospheric Lifetime*): El tiempo de vida atmosférico mide el tiempo de permanencia de un fluido en la atmósfera.

- Potencial de agotamiento del Ozono – ODP (*Ozone Depletion Potential*): es la cantidad de destrucción de la capa de ozono causado por una sustancia, considerando el impacto del triclorofluorometano (R-11 or CFC-11) igual a 1.

Saleh et al. [SAL12] llevan a cabo la comparación de treinta y un compuestos puros como fluidos de trabajo analizando brevemente los aspectos medioambientales de algunos de ellos. El perfluoropentano, utilizado en plantas geotérmicas existentes, presenta un valor GWP de 9.010 y un ALT de 4.100 años. Muchas de las sustancias analizadas son inflamables, aunque no parece ser un problema serio ya que fluidos como *R601* (isobutano) son utilizados en ciclos ORC con altas temperaturas. La temperatura de autoignición sí supone un problema, en particular para los alcanos de cadena larga en ciclos con temperaturas superiores a los 200°C.

Algunos fluidos como el isopentano y el R-245fa (pentafluoropropano) son buenos candidatos a fluido de trabajo por los buenos rendimientos que presentan los ciclos, pero el isopentano es altamente inflamable y el *R-245fa* presenta un alto índice GWP. Garg et al. [GAR13] proponen como fluido de trabajo una mezcla de isopentano y *R-245fa* en relación molar de 0,7/0,3, de manera que se eluden los anteriores problemas y se mantienen las ventajas.

Propiedades químicas

La temperatura máxima de trabajo, y por tanto la fuente de calor, está limitada por la estabilidad térmica del fluido de trabajo.

Tabla 2.2.3. Estabilidad relativa comparada con Tolueno a 398,9 °C (Fuente: [FAC09])

Fluido de trabajo	Temperatura del fluido de trabajo (°C)				
	143,3	165,6	287,8	343,3	371,1
Isobutano	1,59E5				
Butano		2,84E4			
Heptano			1,90E-5	3,47E-7	6,08E-8
Ciclohexano			2,03E-2	1,59E-4	1,92E-5
Benzeno			3,10E12	5,05E8	1,13E7
Tolueno			4,78E5	3,84E2	1,72E1
Ortoxileno			1,19E2	2,8E-1	2,02E-2
Ethilbenzeno			4,19E-1	1,12E-3	8,51E-5
Aceptable					
Mínimo permitido					
No aceptable					

Como indican J. Facão et al. [FAC09], los datos de estabilidad térmica publicados son dispares, pero el artículo presenta los resultados de un estudio experimental reciente recogido en la *Tabla 2.2.3*. El estudio concluye que, térmicamente, el benceno es el fluido más estable, seguido del tolueno.

Curva de saturación de vapor

Diversos estudios están de acuerdo en que los ORC se comportan de diferente manera dependiendo del fluido utilizado y de la configuración del ciclo.

N. Desai et al. [DES09] y P. Mago et al. [MAG08a] resumen las curvas típicas de saturación de vapor para diferentes fluidos en diagramas temperatura-entropía (T-s). La *Figura 2.2.1* muestra tres de estos diagramas, donde la pendiente de la línea de vapor saturado permite clasificar los fluidos como:

- Fluidos isentrópicos tales como el triclorofluorometano (R11) o el diclorodifluorometano (R12), que presentan una curva de saturación de vapor casi vertical en el diagrama T-s.
- Fluidos húmedos tales como el agua o el amoníaco, que presentan pendiente negativa.
- Fluidos secos tales como el n-pentano, benceno y tolueno, que presentan una pendiente positiva.

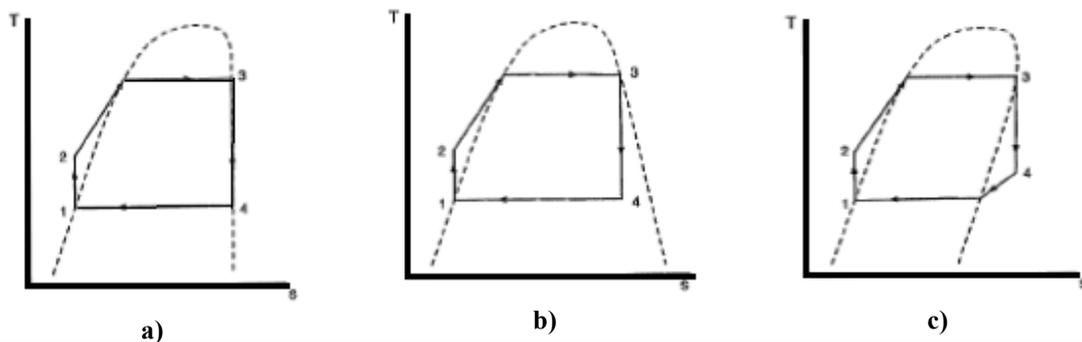


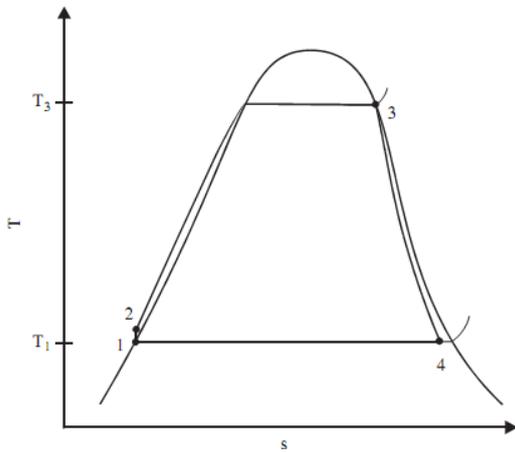
Figura 2.2.1. Curvas de saturación típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [DES09])

Saleh et al. [SAL12] desarrollan un detallado estudio acerca del uso de diferentes fluidos para ciclos ORC básicos y ciclos regenerativos, procesos subcríticos y supercríticos. El estudio

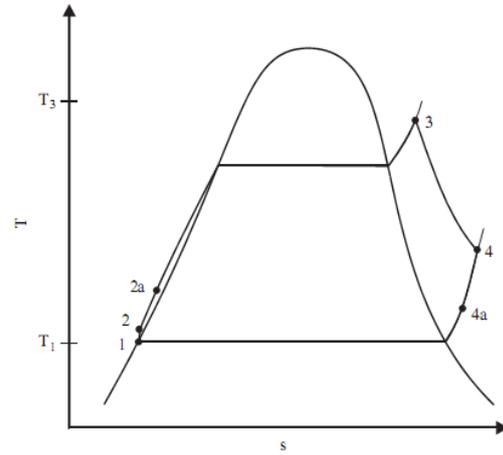
se centra en el comportamiento de diferentes fluidos (alcanos, alcanos fluorados, éteres y éteres fluorados) con fuentes de calor entre 100°C y 350°C. Una conclusión del análisis es que los fluidos orgánicos se comportan mejor que el agua cuando la temperatura de trabajo es menor. Una razón es debida al bajo volumen relativo a la entrada de la turbina (V_3) y bajo valor de la relación V_4/V_3 , siendo V_4 el volumen relativo a la salida de la turbina. Por tanto, utilizar fluidos orgánicos conlleva menor tamaño y menor coste de turbina que un ciclo con fluido de trabajo el agua.

En el estudio se lleva a cabo una revisión de los diferentes tipos de ciclos ORC según la curva de saturación del fluido. Saleh et al. [SAL12] definen los siguientes ciclos presentados algunos de ellos en la *Figura 2.2.2*:

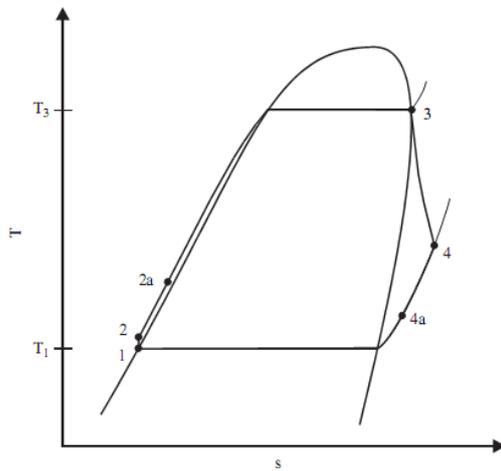
- **Ciclo b1**: Fluido húmedo con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado bifásico a la salida de la turbina.
- **Ciclo b2**: Fluido húmedo con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.
- **Ciclo b3**: Fluido húmedo con estado de vapor sobrecalentado a la entrada y a la salida de la turbina.
- **Ciclo o2**: Fluido seco con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.
- **Ciclo o3**: Fluido seco con estado de vapor sobrecalentado a la entrada y a la salida de la turbina.
- **Ciclo s1**: Fluido húmedo o seco, con estado de vapor supercrítico a la entrada de la turbina y estado bifásico a la salida de la turbina.
- **Ciclo s2**: Fluido húmedo o seco, con estado de vapor supercrítico a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.



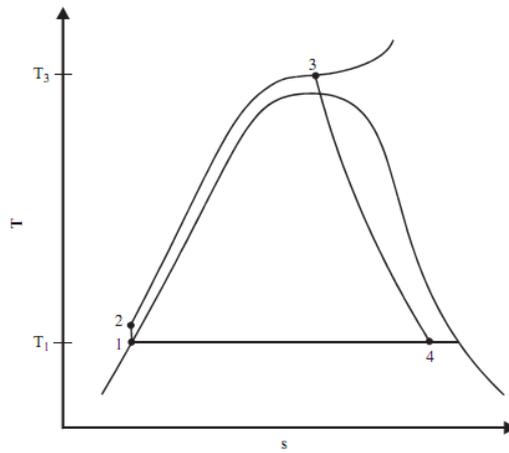
Ciclo ORC b1 - diagrama T-s fluido isentrópico y estado de vapor saturado en la entrada de la turbina.



Ciclo ORC b3 - diagrama T-s fluido isentrópico y estado vapor sobrecalentado en la entrada de la turbina.



Ciclo ORC o2 - diagrama T-s fluido húmedo y estado de vapor saturado en la entrada de la turbina.



Ciclo ORC s1 - diagrama T- s fluido isentrópico y proceso supercrítico.

Figura 2.2.2. Curvas de saturación de algunos tipos de procesos de los ORC. (Fuente: [SAL12])

Respecto al ciclo con regeneración, recomiendan su empleo en procesos en los que el fluido sale de la turbina en estado de vapor sobrecalentado, y concluyen en su estudio:

- El rendimiento del ciclo aumenta ligeramente en el caso de llevar el fluido a estado de vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina y aumenta significativamente al incluir regenerador.
- La mayoría de los fluidos de baja temperatura de punto crítico son normalmente fluidos húmedos, por lo que en ciclos ORC con fuentes de temperatura altas la mejor solución sería el uso de fluidos secos.

- En aplicación geotérmicas, los fluidos más recomendados son aquellos con baja temperatura crítica (como R143a con un ciclo s2 o R152a con un ciclo b3), porque estos elementos experimentan un incremento de la temperatura más uniforme.
- Para fuentes de baja temperatura, el uso de un ciclo ORC para el aprovechamiento de calor residual es más recomendable que un ciclo con agua como fluido de trabajo.

Propiedades termodinámicas

La correcta selección del fluido de trabajo también precisa de un estudio termodinámico, proponiéndose en [MIK10] como propiedades deseables una baja presión de trabajo y temperatura crítica, bajo volumen específico, baja viscosidad y tensión superficial y alta conductividad térmica [STI12].

Los dos principales parámetros en cuanto a temperatura, son las temperaturas mínima y máxima de proceso. La máxima temperatura de proceso está limitada por la estabilidad del fluido y la compatibilidad con el material.

A. Papadopulos et al. [PAP10] resumen también las propiedades de temperatura de la siguiente manera:

- La temperatura de fusión debe ser inferior a la mínima temperatura de operación para asegurar que el fluido de trabajo permanece en fase líquida.
- La temperatura crítica debe ser mayor que la máxima temperatura de operación (en ciclos subcríticos).

Y. Dai et al. [DAI09] analizan el comportamiento del ciclo con la variación de la temperatura de entrada de la turbina. El estudio concluye que hay una relación directa entre esta temperatura y el rendimiento del ciclo.

La relación entre la temperatura a la entrada de la turbina y la potencia neta se muestra en la *Figura 2.2.3*. En el caso de un incremento de la temperatura de la entrada de la turbina:

- Si el fluido es agua o amoníaco (fluidos húmedos) la potencia neta aumenta.
- En fluidos secos o isoentrópicos la potencia disminuye.

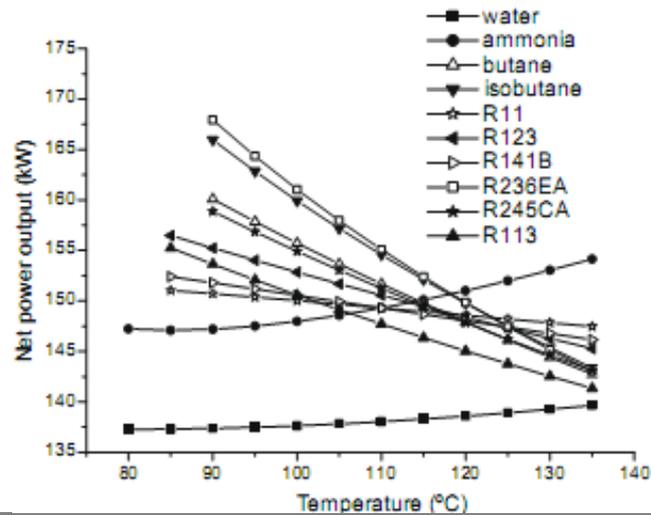


Figura 2.2.3. Variación de la potencia neta producida frente a la temperatura de entrada de la turbina. (Fuente: [DAI09])

La reducción de la potencia producida en la turbina con la temperatura de entrada se debe a la pendiente en la curva en el diagrama T-s. De este modo, si la curva de vapor saturado no tiene pendiente negativa, la temperatura de la entrada de la turbina debería permanecer tan baja como sea posible por encima del punto de ebullición del fluido de trabajo.

A partir de los numerosos estudios publicados, se resumen las principales características que deben cumplir los fluidos de trabajo [HUA13] [DAI09] [MAIZ01] [HUN10]:

- **Alta densidad** para incrementar el flujo másico y reducir el tamaño de los equipos.
- **Alta Entalpía Latente de Vaporización** que permite que el mayor intercambio de calor se lleve a cabo en el cambio de fase evitando sobrecalentamiento o recalentamiento.
- **Elevado calor específico a presión constante** en la fase líquida que permite una pendiente casi vertical de la curva de líquido saturado.
- **Baja viscosidad** en la fase de líquido y en la fase de vapor para conseguir un coeficiente de transferencia de calor alto con un bajo consumo de potencia.
- **Alta conductividad térmica** para conseguir un coeficiente de transferencia de calor alto en los intercambiadores de calor.
- **Bajo impacto medioambiental y alto nivel de seguridad.** Los principales parámetros que deben tenerse en cuenta son el Potencial de Agotamiento del Ozono (*Ozone Depletion Potential*), el índice GWP (*Global Warming Potential*), la toxicidad y la inflamabilidad.

- **Alta temperatura de estabilidad.** Los fluidos orgánicos a altas temperaturas se descomponen y deterioran.
- **Propiedades termodinámicas.** El rendimiento y/o la potencia producida debe ser la mayor para cada foco y sumidero de calor.
- **Curva de vapor saturado positiva o isentrópica.** La pendiente positiva o casi vertical de la curva de vapor saturado en el diagrama T-s permite comenzar la expansión como vapor saturado y no precisa recalentamiento para evitar la formación de gotas en la turbina.
- **Presiones admisibles.** Altas presiones de trabajo suponen altos costes de inversión y mayor complejidad de la instalación.
- **Disponibilidad comercial y bajo coste.**

Análisis de energía y exergía

El estudio llevado a cabo por A. Schuster et al. [SCH10] incluye un análisis exergético para diferentes fluidos en procesos supercríticos y subcríticos. Las figuras 2.2.4 y 2.2.5 muestran la destrucción de exergía debido a la transferencia de calor y las pérdidas debidas a un enfriamiento incompleto de la fuente térmica para procesos subcríticos y procesos supercríticos.

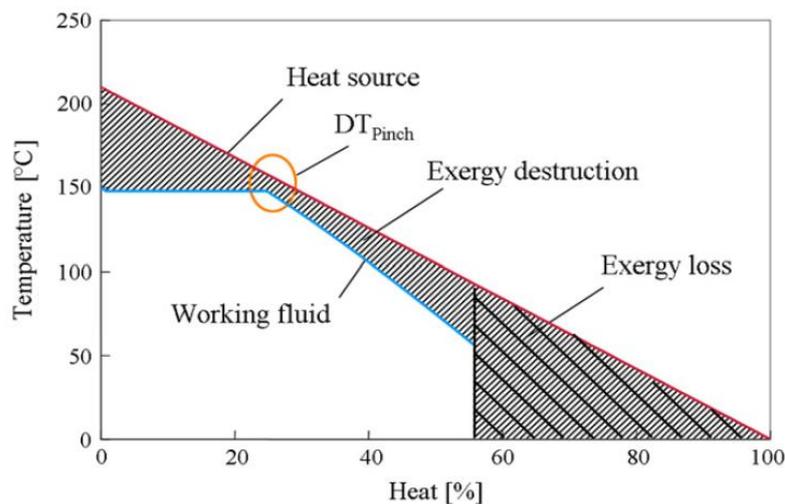


Figura 2.2.4. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos. (Fuente: [SCH10])

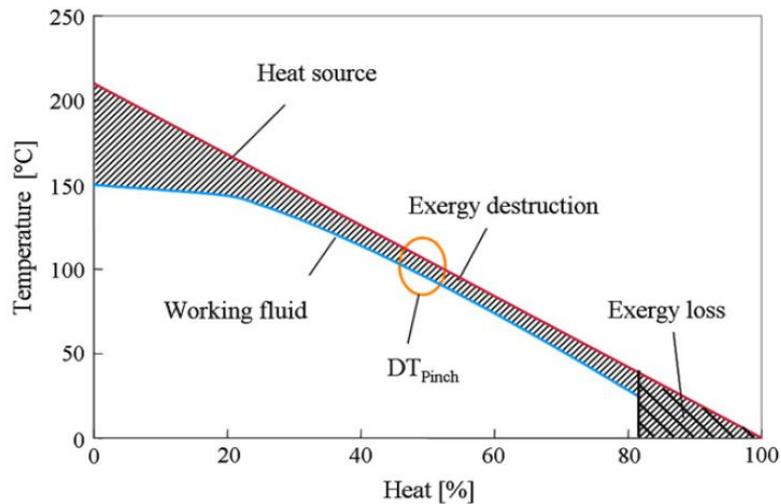


Figura 2.2.5. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos. (Fuente: [SCH10])

La ganancia de rendimiento está directamente relacionada con la reducción de la destrucción de la exergía. El estudio también calcula las condiciones subcríticas y supercríticas para los mismos parámetros. Los rendimientos máximos del ciclo para cada fluido analizado en el estudio se muestran en las figuras 2.2.6 y 2.2.7.

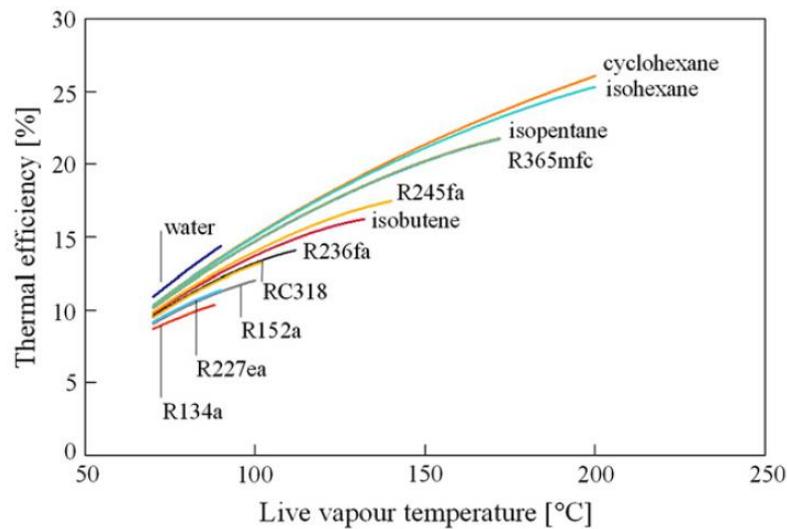


Figura 2.2.6. Rendimiento térmico de un proceso subcrítico. (Fuente: [SCH10])

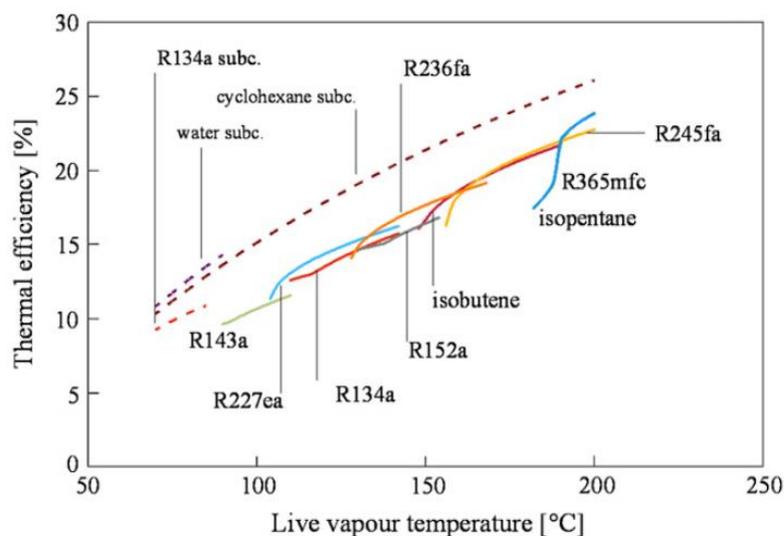


Figura 2.2.7. Rendimiento térmico de un proceso supercrítico. (Fuente: [SCH10])

Las figuras 2.2.8 y 2.2.9 muestran las curvas acumuladas de la pérdida y destrucción de la exergía en condiciones subcríticas y supercríticas. Se observa que el estado supercrítico permite en general pérdidas y destrucción de exergía más bajas, y que el mínimo de las pérdidas y destrucción de exergía se correlaciona con el máximo de la eficiencia del sistema.

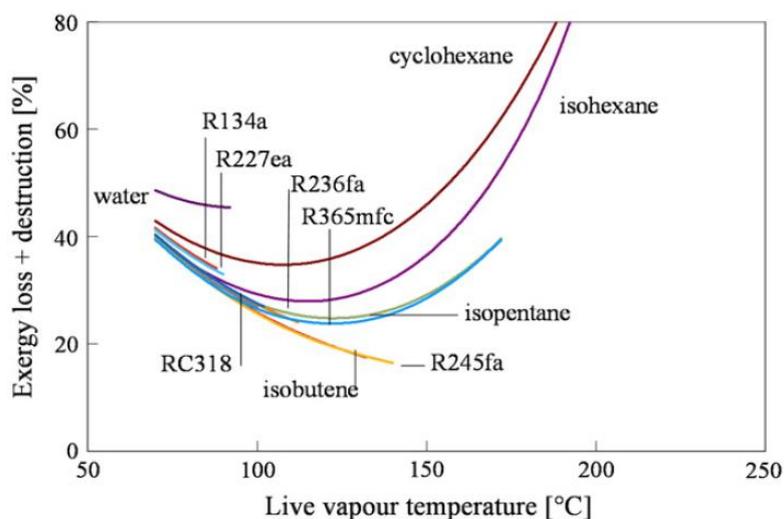


Figura 2.2.8. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos. (Fuente: [SCH10])

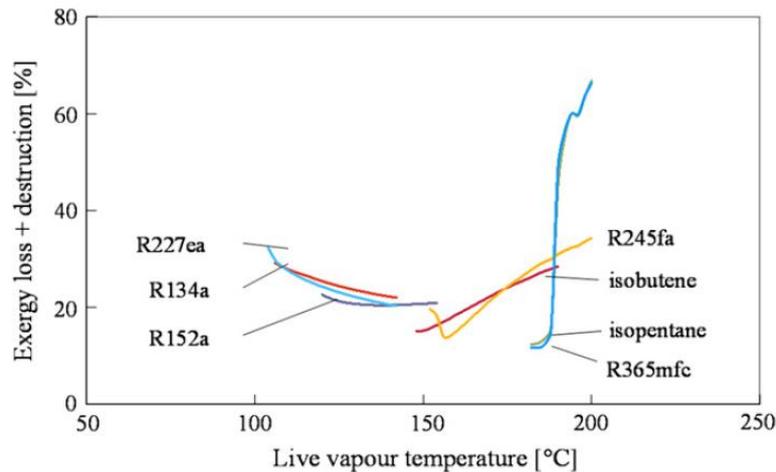


Figura 2.2.9. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos. (Fuente: [SCH10])

Mago et al. [MAG08b] en su detallado análisis de la destrucción de la exergía en cada componente del ciclo de Rankine orgánico básico y con regeneración, concluyen que el evaporador es el componente con mayor contribución en la destrucción de la exergía. Por tanto, conviene mejorar la eficiencia del evaporador disminuyendo el acercamiento mínimo entre las temperaturas de ambos fluidos (fluido orgánico y aceite térmico).

En el análisis del Primer y Segundo Principio de la Termodinámica para diferentes configuraciones con fluidos secos, M. Yari [YAR09] evalúa la tasa de destrucción de la exergía y el rendimiento.

M. Yari [YAR09] y P. J. Magó [MAG08b] concluyen sobre los ciclos ORC que:

- Para el ciclo básico, los fluidos orgánicos no requieren sobrecalentamiento puesto que el rendimiento térmico se mantiene aproximadamente constante con la variación de la temperatura a la entrada de la turbina.
- Al contrario, en el caso del ciclo regenerativo, el sobrecalentamiento incrementa el rendimiento térmico, aunque aumenta la tasa de destrucción de exergía. Por tanto, los fluidos orgánicos deben operar en condiciones saturadas para reducir la tasa de la destrucción de la exergía total del sistema.
- El rendimiento térmico del ciclo regenerativo es de media un 30% superior al del ciclo básico.
- La tasa de destrucción de la exergía de un ciclo regenerativo es de media un 50% inferior a la de un ciclo básico.

Como conclusión, el rendimiento del ciclo regenerativo es mayor en comparación con el ciclo básico.

Recomendaciones de diseño

Algunos de los artículos más representativos que tratan de la selección del fluido de trabajo para aplicaciones con ciclos de Rankine orgánico pueden verse en la *Tabla 2.2.4*. Los fluidos han sido comparados fijando las temperaturas del evaporador y condensador (según fuente de calor y calor disipado) [QUO09].

Tabla 2.2.4. Tabla resumen comparación diversos fluidos para ciclos ORC (Fuente: [QUO09])

Autor(es)	Aplicación	Temp. Cond.	Temp. Evap.	Fluidos considerados	Fluidos recomendados
Maizza y Maizza (2001)	n/a	35 – 60°C	80-110°C	Fluidos no convencionales	R123, R124
El Chammas y Clodic (2005)	Motor de Combustión Interna (ICE)	55°C (100°C para agua)	60 – 150°C (150 –260°C para agua)	Vapor, R123, isopentano, R245ca, R245fa, butano, isobuteno, R-152a	Vapor, R245-ca e isopentano
Drescher y Bruggemann (2007)	Biomasa CHP	90°C	250 - 350°C	Butil-Benceno, Propil-benceno, Etil-benceno, Tolueno, OMTS	Alquilo Bencenos
Saleh et al. (2007)	Geotérmica	30°C	100°C	alcanos, alcanos fluorado, éteres, éteres fluorados	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Hettiarachchia et al. (2007)	Geotérmica	30°C	70 – 90°C	Amoniaco, n-Pentano, R123, PF5050	Amoniaco
Borsukiewicz-Gozdur y Nowak (2007)	Geotérmica	25°C	80 – 115°C	propileno, R227ea, RC318, R236fa, isobuteno, R245fa	Propileno, R227ea, R245fa
Lemort et al. (2007)	Calor Residual	35°C	60 – 100°C	R245fa, R123, R134a, n-pentano	R123, n-pentano
Liu et al. (2004)	Calor Residual	30°C	150 – 200°C	R123, isopentano, HFE7100, Benceno Tolueno, p-xileno	Benceno, Tolueno, R123
Fankam et al. (2009)	Solar	35°C	60 – 100°C	Refrigerantes	R152a, R600, R290

2.3 COMPONENTES

2.3.1 Bomba

La bomba de circulación es el dispositivo de accionamiento encargado de elevar la presión del líquido que sale del condensador a la presión del evaporador.

Una ventaja importante del ciclo ORC es que el fluido de trabajo está en la fase líquida cuando éste se encuentra comprimido. Puesto que el trabajo de bombeo es inversamente proporcional a la densidad del fluido, el esfuerzo requerido para presurizar el líquido es inferior que el de presurizar un gas o vapor.

La bomba no presenta características especiales y normalmente no se menciona en detalle en los estudios de investigación, siendo frecuentes eficiencias entre el 65 y el 85% [BOR13].

2.3.2 Intercambiador de calor

El tamaño de los intercambiadores influye en la eficiencia del ciclo ORC a través tanto de las irreversibilidades externas (evaporador y condensador) como internas (regenerador).

Evaporador – Intercambiador de calor externo

El evaporador o intercambiador de calor externo (*external heat exchanger* - EHE) se emplea para la transferencia de calor a presión constante. El evaporador calienta el fluido de trabajo desde la salida de la bomba, en ciclos básicos, o el regenerador, en ciclos regenerativos, hasta la condición de entrada del expansor.

En el análisis llevado a cabo por Saleh et al [SAL12] se indica que el objetivo último en el diseño de una planta con ciclo ORC no es maximizar el rendimiento térmico del proceso, sino maximizar la transferencia de calor desde la fuente de calor, lo que supone un estudio detallado del diseño del evaporador mediante el método del acercamiento mínimo de temperaturas (*pinch analysis*) [SAL12] [DAI09].

El método del acercamiento mínimo supone una metodología sencilla para el análisis sistemático del proceso y los sistemas auxiliares que lo rodean con la ayuda del Primer y

Segundo Principio de la Termodinámica. En la práctica se debe mantener una mínima diferencia de temperatura (DT_{\min}) entre:

- la corriente de proceso “caliente” (la cual tiene que ser enfriada a una temperatura específica).
- la corriente de proceso “fría” (la cual tiene que ser calentada a una temperatura específica).

El nivel de temperatura a la cual se observa la DT_{\min} del proceso se la conoce como acercamiento mínimo o ‘*pinch point*’.

N. Desai et al. [DES09] aplican técnicas de análisis de acercamiento mínimo para integrar y optimizar un ciclo ORC como ciclo de cola para aprovechamiento del trabajo producido en el ciclo de potencia principal. El calor residual por debajo del *pinch point* sirve de fuente de calor para la producción de trabajo neto en el ciclo, el cual supone una reducción del consumo de energía eléctrica de la red, aumentando el rendimiento del conjunto mediante la cogeneración, y reduciendo la contaminación medioambiental.

El estudio de parámetros supercríticos en aplicaciones con ciclos ORC muestra las diferencias entre procesos super y subcríticos con el mismo diseño de planta. Las figuras 2.3.1 y 2.3.2 muestran los diagramas sub y supercríticos T-Q de un proceso con recuperación de calor residual de un motor de combustión interna. El gas de escape calienta el aceite térmico y éste a su vez calienta el fluido de trabajo del ciclo ORC en el evaporador [KAR08].

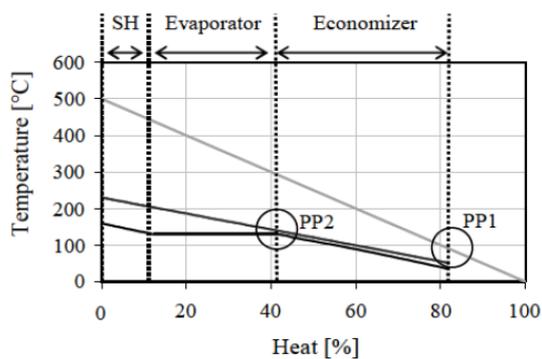


Figura 2.3.1. Diagrama T-Q ORC subcrítico para aprovechamiento de calor residual (Fuente: [KAR08])

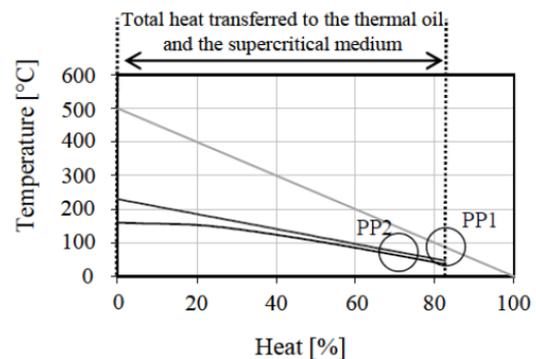


Figura 2.3.2. Diagrama T-Q ORC supercrítico para aprovechamiento de calor residual (Fuente: [KAR08])

En el proceso subcrítico, se distinguen claramente las áreas de precalentamiento, vaporización y sobrecalentado. En la *Tabla 2.3.1* se recogen los valores de rendimiento para cada proceso. El proceso supercrítico presenta un mejor rendimiento térmico y total, pudiéndose observar que el área entre la curva de aceite térmico y la curva del fluido orgánico es considerablemente menor que en el proceso subcrítico.

Tabla 2.3.1. Rendimientos del ciclo ORC según ciclo subcrítico o supercrítico (Fuente: [KAR08])

	Subcrítico	Supercrítico	Ganancia relativa
$\eta_{\text{térmico}}$	14,62 %	15,97 %	+ 9,2 %
η	11,27 %	12,72 %	+12,8 %

M. Khennich y N. Galanis [KHE10] en su análisis muestran que, para cualquier valor fijo de la potencia neta, la presión en el evaporador tiene límites superiores e inferiores que dependen del acercamiento mínimo del intercambiador de calor y del título de vapor del fluido de trabajo en la salida de la turbina.

Regenerador – Intercambiador de calor interno

Idealmente, el regenerador (*internal heat exchanger – IHE*) se define como un equipo en el que se produce una transferencia de calor a presión constante. El regenerador precalienta el fluido de trabajo a la salida de la bomba a las condiciones de entrada del evaporador y lo enfría a la salida del expansor a condiciones de entrada del condensador.

El diseño óptimo corresponde a un intercambiador de placas en contracorriente, con un acercamiento mínimo entre 3,5°C y 5°C [BOM09]. Como el flujo másico es el mismo en ambas direcciones y el calor específico es inferior en el flujo caliente (estado de vapor), el acercamiento mínimo (*pinch point*) se sitúa siempre a la salida del flujo caliente y a la entrada del flujo frío.

Condensador

El fluido de trabajo al abandonar la turbina (ciclos básicos) o el regenerador (ciclos regenerativos) pasa por un proceso de cambio de fase a presión constante en el condensador hasta el punto de líquido saturado, cediendo calor para ello.

Para evitar el riesgo de la entrada de aire en el condensador, el ciclo debe trabajar a una temperatura cuya presión de saturación sea mayor que la atmosférica [LAM84].

En ciclos en los que sólo se desee producir potencia eléctrica el condensador puede disipar a una torre de refrigeración o bien al ambiente directamente (aerocondensador). En el primer caso la temperatura de condensación suele ser del orden de 35 °C, mientras que en el segundo de unos 50 °C [LAM84].

2.3.3 Expansor

El dispositivo de expansión es el componente más complejo del ciclo, y su rendimiento depende altamente del tipo de fluido utilizado. Se pueden emplear motores volumétricos o turbinas, cuyo uso está condicionado en primer lugar por la potencia.



Figura 2.3.3. Motor scroll.
(Fuente: Emerson)



Figura 2.3.4. Motor de tornillo.
(Fuente: OGES)



Figura 2.3.5. Turbina IT10.
(Fuente: Infinity Turbine)

El rango de potencia de las aplicaciones con ciclos ORC puede variar desde unos pocos kW a algunos MW. La elección de la máquina depende en gran medida de las condiciones de operación y del tamaño del sistema. Las máquinas más comúnmente utilizadas en el rango de hasta 150 kW son las máquinas volumétricas (expansores) y por encima de este rango las turbomáquinas, [QUO09] [33SCH10]. Aunque las turbomáquinas poseen un mayor grado de madurez técnica, las máquinas volumétricas son más apropiadas en ciclos de Rankine orgánicos de pequeña escala puesto que se caracterizan por un caudal menor, mayores ratios de presión y velocidades rotacionales muy inferiores [FAC09].

Se exponen a continuación dos posibles soluciones para rango de baja potencia [CHA09]:

- **Motor “scroll”:** El expansor “scroll” funciona de manera inversa con respecto al compresor “scroll” de los ciclos de refrigeración. Las máquinas “scroll” tienen dos

perfiles idénticos, uno de los cuales hace de estator y el otro orbita alrededor del mismo de manera que el fluido va expandiéndose a medida que avanza por el espacio entre ambos perfiles (*Figura 2.3.3*).

- **Motor de tornillo:** El expansor de tornillo funciona de manera inversa con respecto al compresor de tornillo, máquina de desplazamiento positivo. El mecanismo emplea, bien un tornillo simple o dos elementos tornillo helicoidales engranados inmersos en una cámara con un perfil determinado (*Figura 2.3.4*). Conforme el mecanismo rota, el engranaje y la rotación de los dos rotores helicoidales produce una serie de cavidades de volumen reducido. El gas es aspirado a través del orificio de entrada de la carcasa, atrapado en la cavidad, y se expande conforme ésta aumenta su volumen, y descargado a través de otro orificio en la carcasa. El rendimiento de los motores de tornillo depende de las holguras de montaje entre el rotor helicoidal y la cámara para el sellado de las cavidades de compresión.

Tabla 2.3.2. Propiedades de los fluidos en distintos puntos del ciclo ORC (Fuente: [CHA09])

	Estado	P (bar)	T (K)	μ (x10 ⁻⁵) (kg/m·s)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kJ·K)	γ	h (kJ/kg)	a (m/s)
Tolueno	1	0,049	303,2	51,8	859,1	1,69	1,324	-154,4	-
	2	32,86	303,9	51,3	859,3	1,72	1,34	-145,7	-
	3	31,56	570	1,65	122,7	3,67	1,692	598,6	119,8
	4	0,05	399	0,94	0,1418	1,51	1,064	388,1	195,4
Ciclohexano	1	0,16	303,1	81,1	768,5	1,84	1,38	41,8	-
	2	32,7	304,7	79,1	770,5	1,85	1,366	47,1	-
	3	32,6	536	1,64	134,8	4,66	1,782	753,4	110,1
	4	0,169	396,8	0,92	0,4331	1,78	1,06	574,6	203
R113	1	0,54	303,2	64,4	1549	0,92	1,001	61,9	-
	2	28,2	303,7	60,4	1540	0,93	1,004	64,9	-
	3	27,1	472	1,93	239,2	1,53	1,822	301,8	82,6
	4	0,56	359,2	1,22	3,599	0,72	1,072	250,3	128,6
Vapor	1	0,04	303,2	79,8	995,6	4,183	1	125,7	
	2	62,5	303,7	78,9	998,2	4,167	1,017	133,5	
	3	61,2	813	3	16,63	2,358	1,327	3517	678,6
	4	0,04	303,9	1	0,031	1,893	1,33	2301	

Como se ha comentado anteriormente, el rendimiento de las máquinas de expansión depende de las propiedades del fluido de trabajo. En la *Tabla 2.3.2* se recogen las propiedades del fluido de trabajo en distintos puntos del ciclo según el análisis llevado a cabo por Chacartegui et al [CHA09]. Se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Una velocidad del sonido baja limita la velocidad máxima por etapa y la relación de expansión y, por tanto, para fluidos con baja velocidad de sonido cabe esperar la necesidad de más etapas. Esto sucedería en una turbina que trabajara con los tres fluidos estudiados frente a una de vapor.
- En lo que respecta a la densidad y la entalpía específica, el tamaño estimado de una turbina con una potencia similar sea 20% menor para el tolueno, 16% menor para el ciclohexano y 40% mayor para el R-113, en comparación con la turbina de vapor de agua de referencia.

Estos efectos en el rendimiento de la turbina explican que las turbinas de vapor existentes deban ser rediseñadas para ajustarse a los requerimientos de los fluidos de trabajo del ciclo.

Limitaciones de las máquinas volumétricas

Las limitaciones de las máquinas volumétricas y las turbinas han sido listadas y consideradas por S. Quoilin et al [QUO10].

EXPANSORES VOLUMÉTRICOS

Las máquinas volumétricas tienen principalmente dos limitaciones:

- La **relación de expansión** geométrica habitualmente no supera el valor de 5, estando limitada por la longitud del rotor en el caso del motor de tornillo y por el número de vueltas de la espiral en el de tipo “scroll”. Esta limitación resulta importante porque la mayoría de las aplicaciones de ciclos ORC demandan una relación de presiones mayor que la que queda determinada por la relación de expansión de 5.
- El **volumen desplazado** está relacionado con el tamaño máximo del diámetro del rotor en el caso de los expansores de tornillo (en torno a 400 mm) o a la altura máxima y el diámetro de la espiral en el caso del expansor tipo “scroll”.

Además, dado que las máquinas volumétricas absorben un caudal volumétrico limitado, no es aconsejable que trabajen con fluidos de baja densidad, ya que el gasto másico a través del expansor se reducirá, reduciendo la potencia obtenida para el mismo proceso.

TURBINAS

El estudio analiza la limitación de turbinas de flujo radial, específicamente la turbina de flujo radial de entrada a 90°.

Las principales limitaciones de estas turbinas son:

- La **velocidad máxima permitida en punta de álabe**. Como norma general, se tiende a una elevada velocidad puesto que incrementa el trabajo específico de la etapa. Sin embargo, está limitada por la resistencia de los materiales.
- El **número de Mach máximo** en las toberas y rotor de la turbina. El número máximo de Mach recomendado generalmente es 0,85 para evitar bloqueo del flujo en el rotor.

El número de Mach máximo en las toberas de la turbina limita la relación presión/volumen máxima permitida. La mayoría de los fabricantes de turbinas permiten el flujo supersónico en la tobera, pero debe evitarse un número de Mach demasiado alto ya que el rendimiento podría decrecer.

El orden de magnitud de la velocidad en punta de álabe es normalmente independiente del tamaño de la turbina. Las micro-turbinas, por tanto, presentan una velocidad rotacional muy elevada. Al disminuir la potencia nominal aumentan las pérdidas en los cojinetes, que pueden llegar a ser prohibitivas en comparación con la potencia producida. Por tanto, se suele definir una velocidad de rotación máxima.

Normalmente las turbinas pueden absorber un caudal volumétrico mucho mayor que los expansores volumétricos para un tamaño de máquina dado. En estas tecnologías, por tanto, el flujo volumétrico no supone una restricción a la operación como ocurre en los expansores volumétricos

Mapas de operación de las máquinas de expansión

Un análisis más detallado [QUO10] revela que el tipo de máquina depende especialmente tanto de la aplicación (temperaturas de condensación/evaporación) como del fluido. De este modo, se pueden obtener unos mapas de funcionamiento bajo una serie de restricciones constructivas, tal como se muestran en la *Figura 2.3.6* para motores tipo “scroll”, en la *Figura 2.2.7* para motores de tornillo o en la *Figura 2.3.8* para turbinas radiales.

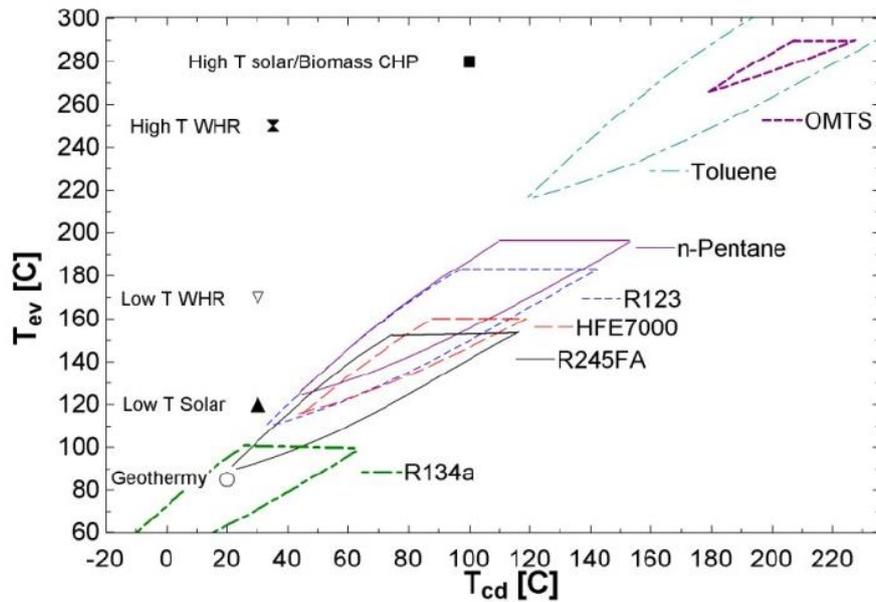


Figura 2.3.6. Mapa de funcionamiento de motores scroll para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10])

Se observa que las aplicaciones de alta temperatura (cogeneración con biomasa) requieren una temperatura muy elevada de condensación (más de 180°C) si se emplean expansores volumétricos, pudiendo reducirse ésta a 120°C (mucho más adecuada a la producción de calor para usos domésticos) si se emplean turbinas.

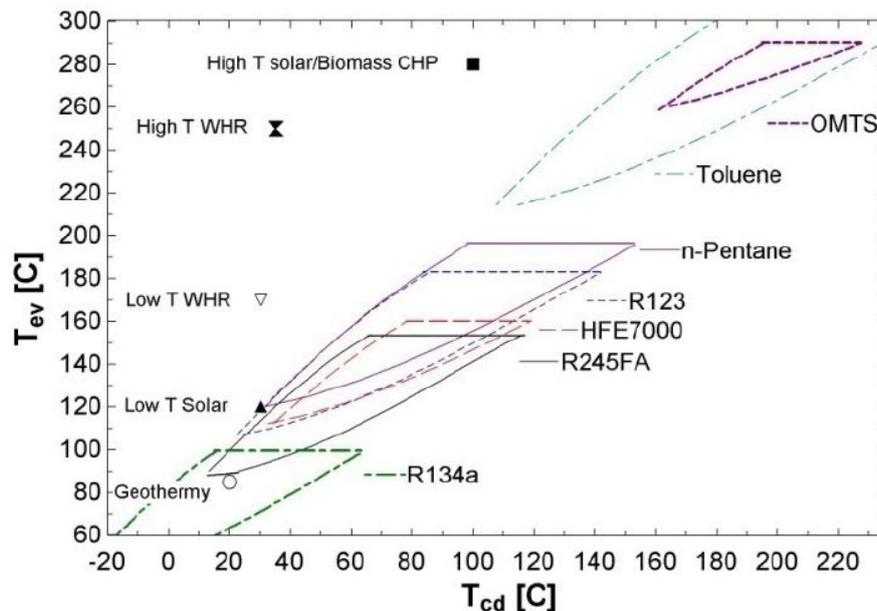


Figura 2.3.7. Mapa de funcionamiento de motores de tornillo para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10])

En dicho estudio se obtienen los rangos de potencia eléctrica mostrados en la *Tabla 2.3.3* para diferentes potencias térmicas:

Tabla 2.3.3. Rango de potencia eléctrica óptimo. (Fuente: [MIK09])

Potencia Eléctrica	Potencia Térmica
10,4 kW ÷ 12,8 kW	100 kW
7,6 kW ÷ 9,4 kW	75 kW
5,0 kW ÷ 6,1 kW	50 kW
2,4 kW ÷ 3,3 kW	25 kW

Quoilin et al [QUO10] completan su estudio con el mapa de la Figura 2.3.9. de los rangos de potencia según tipo de expansor y aplicación. Como se había comentado, la tecnología scroll permite los valores más bajos de potencia, mientras que la turbina de flujo radial las potencias más altas.

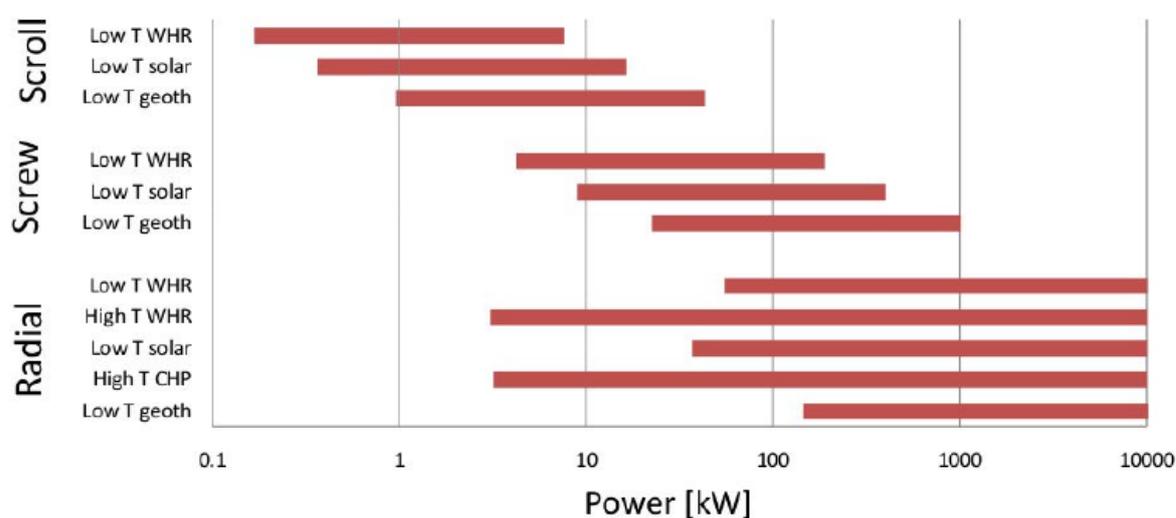


Figura 2.3.9. Rangos de potencia permitidos según aplicación y tipo de máquina de expansión. (Fuente: [QUO10])

2.4 TECNOLOGÍA ORC – COGENERACIÓN CON BIOMASA

La tecnología ORC está presente mundialmente. Actualmente existen numerosos fabricantes que disponen de equipos comerciales para distintas aplicaciones, con rangos de temperaturas y fluidos diseñados para optimizar el proceso. Según los datos de mercado [ORCMAP], el 76,5% de la potencia instalada está en plantas geotérmicas, el 10,7% en plantas de biomasa, y el resto en plantas de aprovechamiento de calores residuales.

2.4.1 Instalaciones ORC en funcionamiento en Europa

El primer proyecto dentro de la Unión Europea de planta de cogeneración (CHP) con caldera de biomasa con ciclo de Rankine orgánico fue la planta de ORC-STIA-ADMONT (Austria) que se puso en servicio en el año 2000. La planta se alimenta del serrín y restos madereros no tratados químicamente procedentes de la industria maderera STIA localizada en el pueblo, y suministra por un lado calor de proceso y agua caliente a la empresa STIA-HOLZINDUSTRIE GmbH y por otro, agua caliente al monasterio benedictino de Admont. La planta produce también casi la mitad de la demanda de electricidad de STIA [TAP00]. Puede verse un esquema de la instalación en la *Figura 2.4.1*.

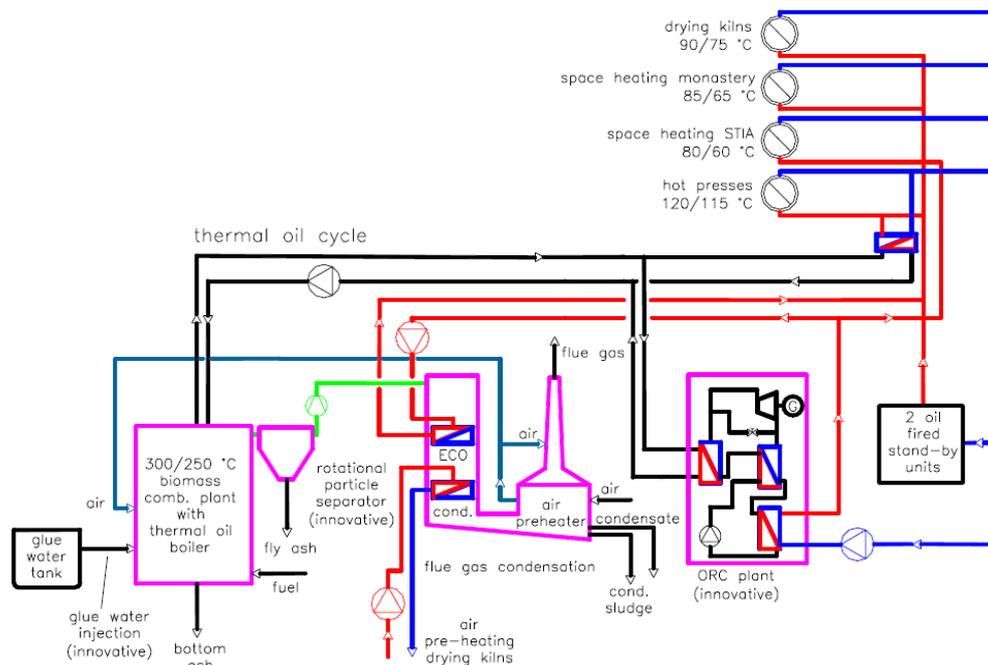


Figura 2.4.1. Diagrama de proceso de la planta de ORC-STIA-ADMONT. (Fuente: [TAP00])

La planta consta de dos unidades de combustión de biomasa, una caldera de 3,2 MW_t con aceite térmico y otra caldera de 4,0 MW_t de vapor de agua. El ciclo ORC está conectado a la caldera con aceite térmico y el fluido de trabajo es un aceite silicónico. La potencia eléctrica del ciclo es de 400 kW_e.

Los resultados obtenidos con la planta llevaron a una actualización de la tecnología y optimización de la planta ORC-STIA-ADMONT con la planta de cogeneración con caldera de biomasa en Lienz (Austria) [OBE02] en el año 2003. La planta suministra calor mediante una red de distrito a la ciudad de Lienz de 13.000 habitantes e inyecta la electricidad producida a la red pública. Se instalaron calderas de mayor capacidad, una de vapor de agua de 7 MW_t y otra con aceite térmico de 6 MW_t que se conecta al ciclo ORC de 1 MW_e.

El Parque de Scharnhauser, puesto en servicio en el año 2004, es otro ejemplo de integración de biomasa en los sistemas de suministro de energía de áreas urbanas mediante planta de cogeneración con caldera de biomasa con ciclo ORC. La planta ha sido diseñada con una potencia eléctrica nominal de 1 MW_e y térmica de 6 MW_t. Cada año, aproximadamente el 80 % de la demanda de calor de la zona residencial con unos 8.000 habitantes es cubierta con biomasa, lo que supone una reducción importante de emisiones anuales de dióxido de carbono [STR10] [STR13]. En la *Figura 2.4.2* está representada la demanda de calor del Parque cubierta con la planta ORC.

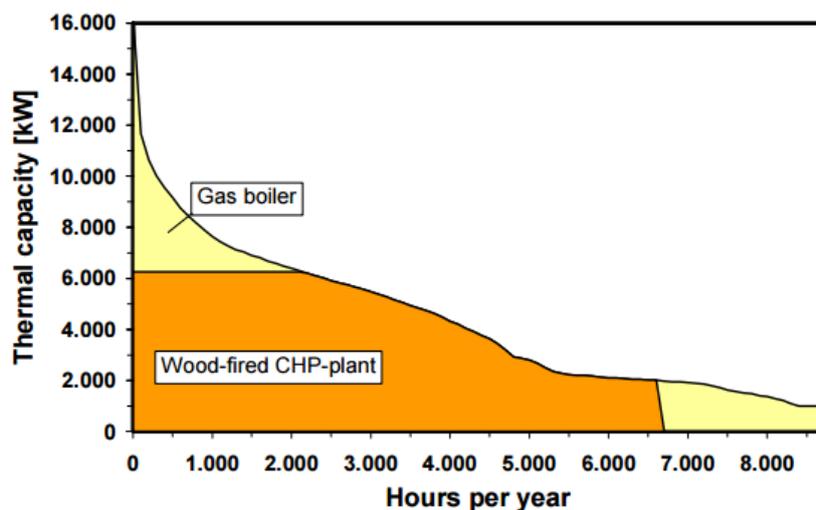


Figura 2.4.2. Demanda de calor en el área de “Scharnhauser Park”. (Fuente: [OB03])

Erhart et al. [ERH11a] [ERH11b] analizan en sus estudios los valores obtenidos en la operación de la planta del Parque de Scharnhäuser. Los resultados muestran que la operación aún no es óptima ya que los parámetros de ciclo se diferencian de los datos de diseño. A pesar de los problemas del sistema de combustible, el resultado global se considera positivo dado que se logra que aproximadamente el 80% de la energía térmica producida sea neutra en emisiones de CO₂.

Posteriormente el número de plantas de cogeneración con biomasa ha crecido significativamente en el territorio de la Unión Europea. En el año 2008, Orbernergen [OBE08] indicaba que el número de plantas de cogeneración con ciclo ORC en operación superaba las 50, instaladas en Austria, Alemania, Suiza, Italia y la República Checa.

En el año 2010, Bini et al. [BIN10] indican que se superan las 120 plantas con tamaños comprendidos entre 200 kW_e y 2,5 MW_e. Actualmente el número de plantas en operación supera las 300 como puede verse en la *Figura 2.4.3*, con una presencia significativa en los países de Europa Central y muy escasa en España.

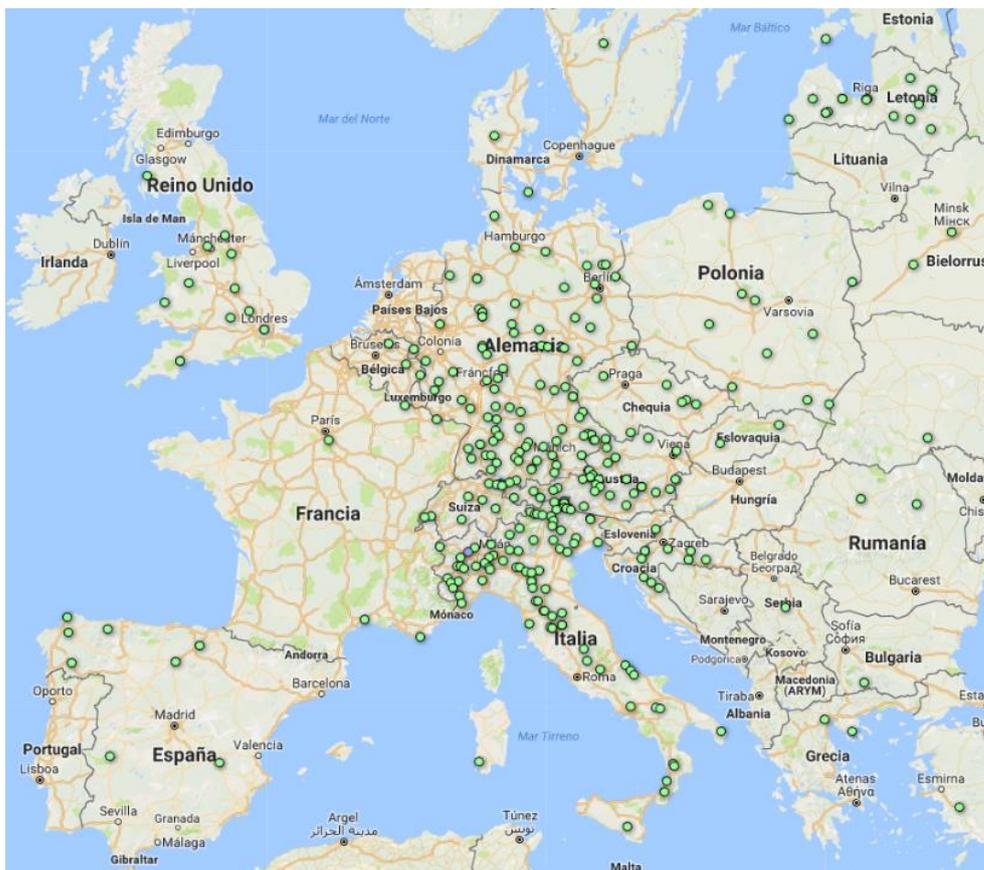


Figura 2.4.3. Ciclos ORC - Biomasa en Europa. (Fuente: [ORCMAP])

2.4.2 Instalaciones ORC en funcionamiento en España

Según el *Plan de Energías Renovables 2011- 2020* [PER11] las cifras actuales muestran que el consumo térmico de biomasa está destinado básicamente al sector residencial, con sistemas poco eficientes, y a las industrias forestales para producción de calor o cogeneración. La biomasa disponible estimada alcanza los 100 millones de toneladas, de las cuales un 88% incluye residuos forestales, residuos agrícolas, masas existentes sin explotar y cultivos energéticos a implantar y un 12% biomasa secundaria seca obtenida de residuos de industrias agroforestales.

En la *Tabla 2.4.1* se recogen los objetivos del *Plan* para la biomasa para cada uno de los sectores de consumo energético: sector eléctrico según potencia instalada y sector residencial (calefacción y refrigeración) según consumo de combustible. Respecto a la biomasa térmica, el consumo en 2020 se repartirá de forma bastante equitativa entre el sector industrial y el sector doméstico y edificios [PER11].

Tabla 2.4.1. Objetivos del PER 2011-2020 en el sector generación y en el sector calefacción y refrigeración. (Fuente: [PER11])

	2010		2015		2020	
	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)
Total	825	3.729	1.162	4.060	1.950	4.653
Biomasa Sólida	533		817		1.350	
Residuos de Biomasa	115	3.695	125	3.997	200	4.553
Biogás	117	34	220	63	400	100

La situación actual en España muestra que las plantas de producción eléctrica no alcanzan el 2% del total y la mayor parte son instalaciones de cogeneración en industrias a partir de sus subproductos o residuos, como sucede con la industria papelera, forestal y agroalimentaria [PER11].

Como resultado del proyecto BIOCUM5, de generación eléctrica a pequeña escala, se construyó la primera planta de cogeneración con biomasa y ciclo ORC, ubicada en las instalaciones de Nicolás Correa Service S.A. en Burgos e instalada en 2010 [BAS10].

El ciclo ORC (125 kW_e) utiliza el calor procedente del proceso de combustión de biomasa en una caldera de aceite térmico de 1.000 kW_t. Consiste en una instalación prototipo para demostrar la viabilidad técnica del proceso a escala real, de modo que se realizan pruebas con distintas biomásas y bajo diversas condiciones.

El sistema carece de recuperación de calor útil para cogeneración, pero pretende ser una demostración de la generación eléctrica con ORC a partir de biomasa en España. La *Figura 2.4.4* muestra un esquema de principio.

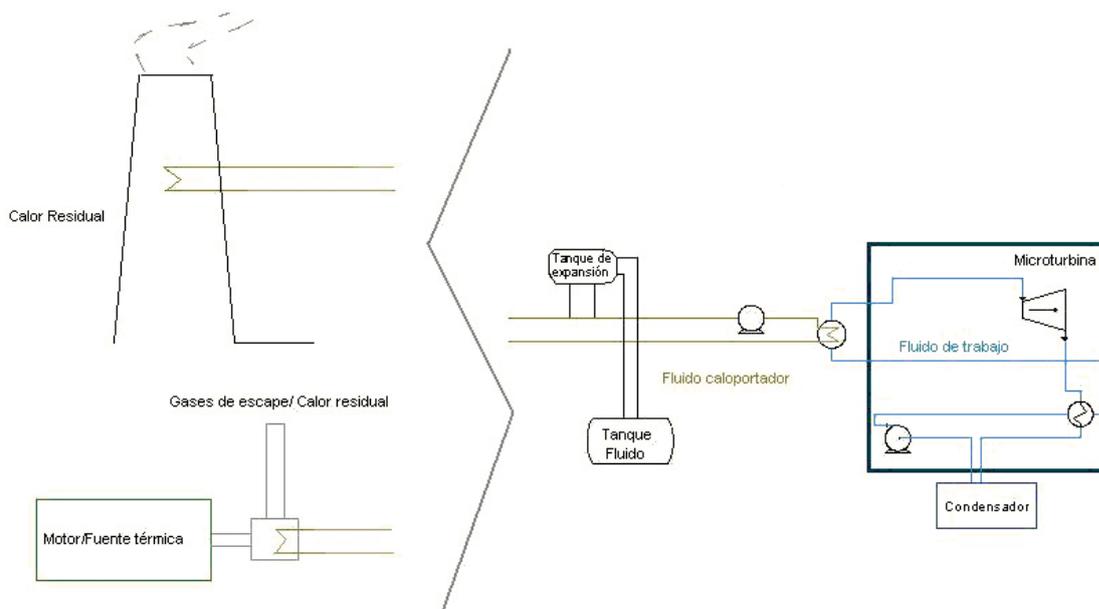


Figura 2.4.4. Esquema de la instalación del proyecto BIOCUM. [BAS10]

A partir del 2010 el número de plantas en operación ha aumentado significativamente hasta los 5 MW_e. En la *Tabla 2.4.2* se muestra una descripción de cada una de ellas.

Tabla 2.4.2. Plantas de cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. (Fuente: [TDN17][RNK17])

Año	Localidad	Fabricante	Potencia Térmica (MW_t)	Potencia Eléctrica (MW_e)	Combustible
2012	Aranga (Coruña)	Turboden	2,5	0,6	Industria Maderera
2012	Tarazona de la Mancha (Albacete)	Turboden	2,5	0,6	Pellets
2012	Burgos	Turboden	5	1,4	Pellet
2012	Tineo (Asturias)	Turboden	4	1	Pellets
2013	Orense	Turboden	2,5	0,6	Pellets
2014	Burgos	Turboden	2,5	0,6	-
2016	Vitoria (Álava)	Rank		0,025	-

2.5 TECNOLOGÍA SISTEMA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

F.A. Al-Sulaiman et al. [SUL11] llevan a cabo la comparación de tres sistemas de trigeneración con ciclo de Rankine orgánico y absorción de simple efecto: pila de combustible de óxido sólido, combustión de biomasa y solar. El esquema del ciclo ORC y combustión de biomasa se muestra en la *Figura 2.5.1*.

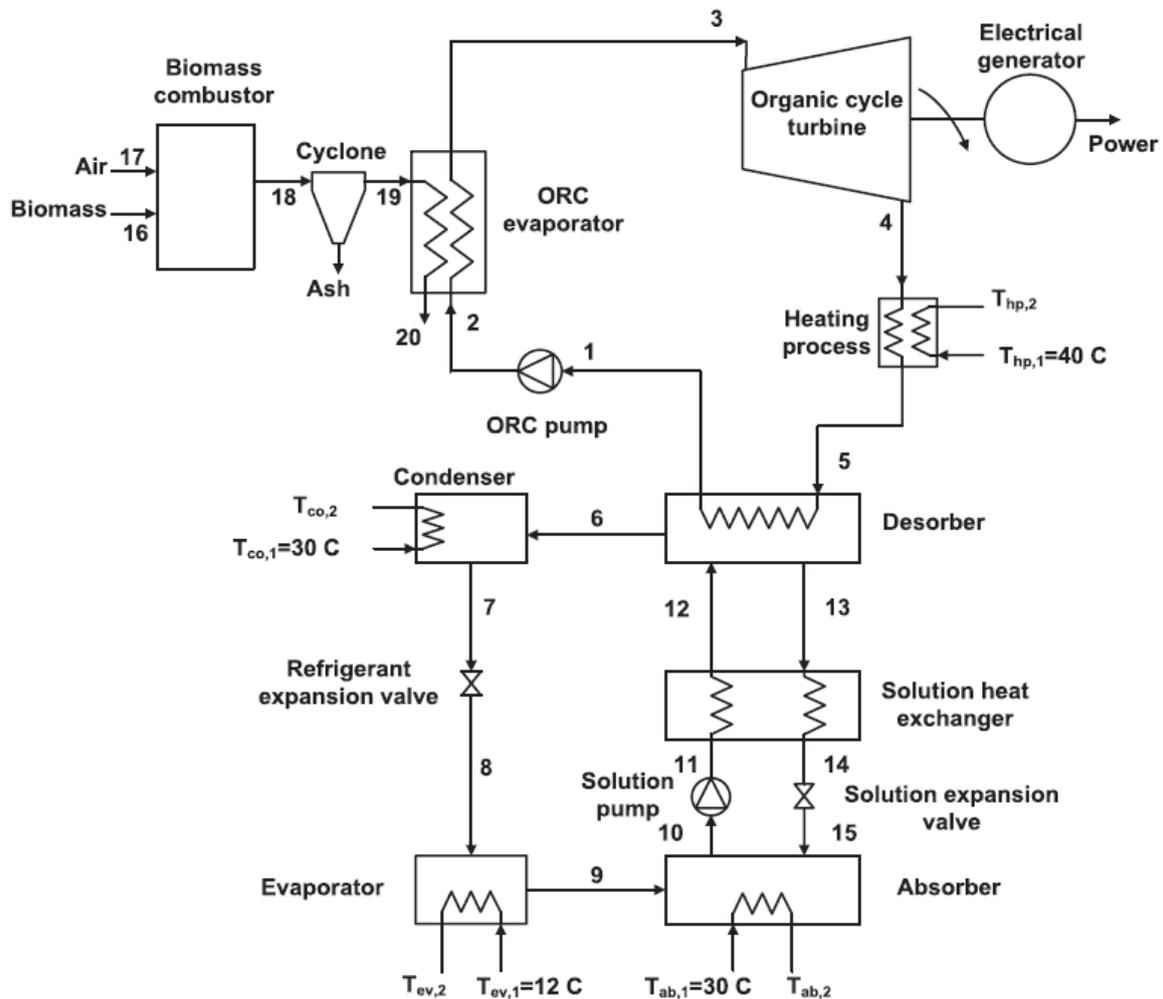


Figura 2.5.1. Esquema de trigeneración de ciclo ORC con combustión de biomasa y sistema absorción. [SUL11]

El análisis de la máquina de absorción de simple efecto con agua tiene buena correlación con los modelos teóricos como puede verse en la *Figura 2.5.2*.

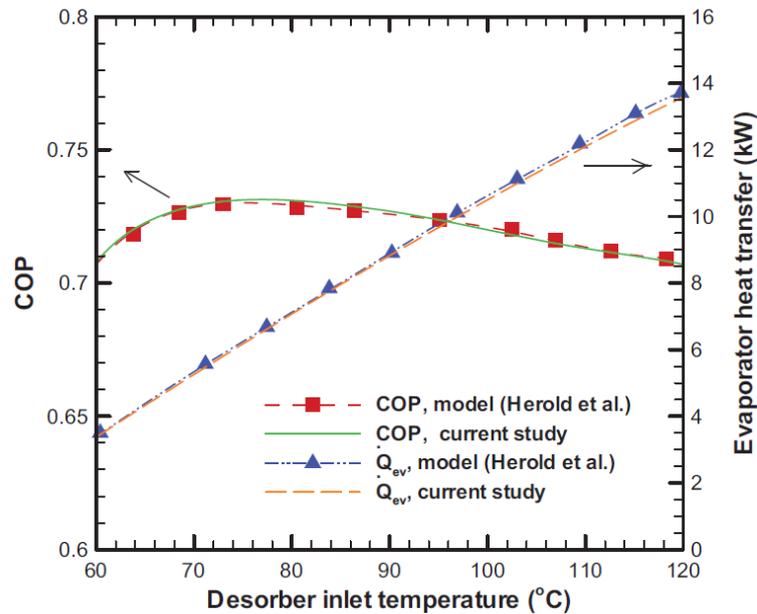


Figura 2.5.2. Validación del modelo de máquina de absorción simple. [SUL11]

Actualmente hay una gran diversidad de fabricantes de máquinas de absorción en España, que permite cubrir los requerimientos de cualquier planta. Las tecnologías comerciales son dos, según si trabajan con el par amoníaco/agua o agua/bromuro de litio. Esta tesis se centra en el par agua/bromuro de litio por ser el comúnmente empleado en aplicaciones de climatización.

Las características comerciales en condiciones nominales de las máquinas de absorción agua/bromuro de litio accionadas por agua caliente se muestran en la *Tabla 2.5.1*:

Tabla 2.5.1. Características de las máquinas de absorción (Fuente: [YES17][TMX17]).

Tipo de Máquina	COP	Rango de T^a de la fuente de calor (°C)
Simple Efecto	0,6-0,72	75-90
Doble Efecto	1-2	120-160

El rango de potencias frigoríficas en las que se encuentran las máquinas de absorción es amplio y cubre desde 10 hasta 6.000 kW_t.

La tecnología más empleada es la de simple efecto debido a que su nivel de desarrollo ha permitido precios de venta más competitivos que las de doble efecto.

2.6 REDES DE DISTRITO

La Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío (ADHAC) [AER17] nace en 2010 con el fin de promover el sector de redes de distribución de calor y frío para su utilización en el sector residencial para calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria.

Entre sus objetivos se encuentra la creación y gestión de una base de datos de redes de calor y frío y la actuación en temas normativos y legislativos para implementar mejoras de eficiencia en edificios conectados a las redes.

En el año 2011 se publica la *Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y Frío* [AER11] con el fin de promover su desarrollo e implantación conforme a los objetivos del *Plan de la energía de Cataluña 2006-2015*.

La guía concluye que, con la centralización de equipos, se alcanzan ahorros de energía de más del 16%, ahorro económico para los usuarios, mejora de la calidad de los edificios y reducción de las emisiones de CO₂ de la zona, entre otros. Como barreras para las redes de distrito se encuentran básicamente la planificación urbanística y la gran inversión necesaria, que precisa de ayudas públicas en forma de subvención o financiación o empresas privadas con alta capacidad financiera.

Desde entonces la Asociación publica anualmente el censo de redes de calor y frío, pudiendo verse la evolución desde el año 2012 en la *Tabla 2.6.1*. En el año 2016 el número de redes asciende a 306, con más de 550 km instalados que dan servicio a más de 4.000 edificios. La inversión está compensada desde organismos públicos y privados.

Tabla 2.6.1. Instalación Redes de Calor y Frío en España (Fuente: [AER17]).

Año	Total N° Redes	Nuevas N° Redes			Titularidad (%)		
		Redes Calor	Redes Calor y Frío	Redes Frío	Pública	Privada	Mixta
2012	46	44	2		-	-	-
2013	139	119	17	3	-	-	-
2014	202	175	18	9	46,4	43,9	9,5
2015	247	220	24	3	50,5	42,8	6,7
2016	306	277	26	3	47	48	5

En la presentación del censo de redes de octubre del 2016 [AER16] se muestra que el 74% de las redes censadas proceden de fuentes de energía renovables, un total de 225 redes, de las cuales 218 son biomasa. En cuanto a la distribución de las redes según el tipo de suministro, el 90% corresponden a calefacción, aunque solo supone un 40% de la potencia instalada, como se aprecia en las figuras 2.6.1. y 2.6.2.

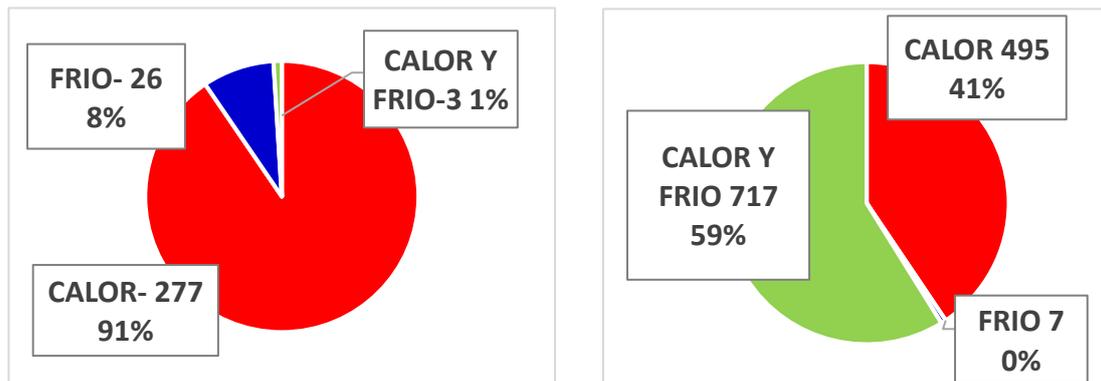


Figura 2.6.1. Distribución de redes de distrito según tipo de suministro– censo 2016. [AER16]

Figura 2.6.2. Distribución de redes de distrito según potencia instalada– censo 2016. [AER16]

En cuanto a la distribución por sector, en la *Figura 2.6.3* se aprecia que aproximadamente dos tercios del total de redes abastece al sector terciario.

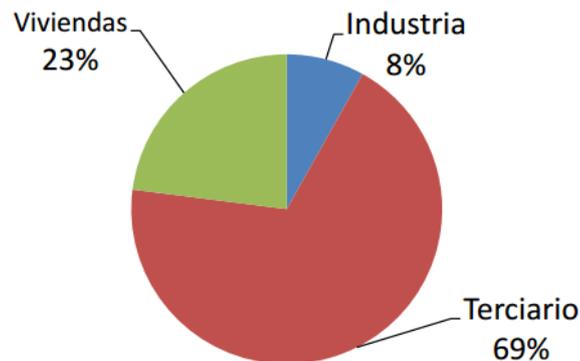


Figura 2.6.3. Tipología de clientes de redes de distrito – censo 2016. [AER16]

La localización de las redes por comunidad autónoma según el censo de 2016, 330 redes con un total de 1.219 MW instalados, se muestra en la *Figura 2.6.4*. Hay una clara apuesta por este sistema en Cataluña y Castilla y León.

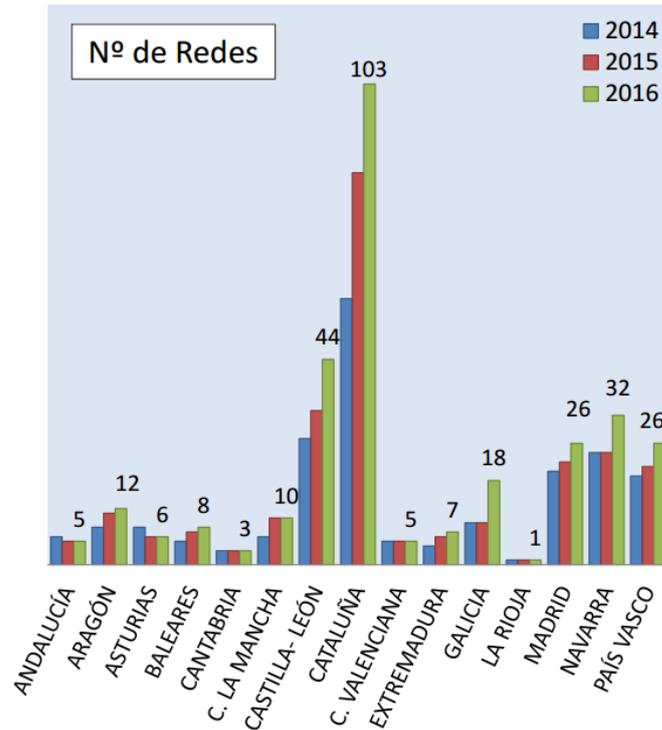


Figura 2.6.4. Localización de redes de distrito por comunidad autónoma – censo 2016. [AER16]

2.6.1 Instalaciones existentes destacables

Barcelona – Forum y 22@

La red de calor y frío discurre por las calles de la ciudad, directamente enterrada o en galerías. Está formada por cuatro tuberías paralelas, dos para el agua caliente (impulsión a 90 °C y retorno a 60 °C) y dos para el agua fría (impulsión a 5,5 °C y retorno a 14 °C) que transportan la energía desde las centrales de producción Forum y 22@ [DIS17].

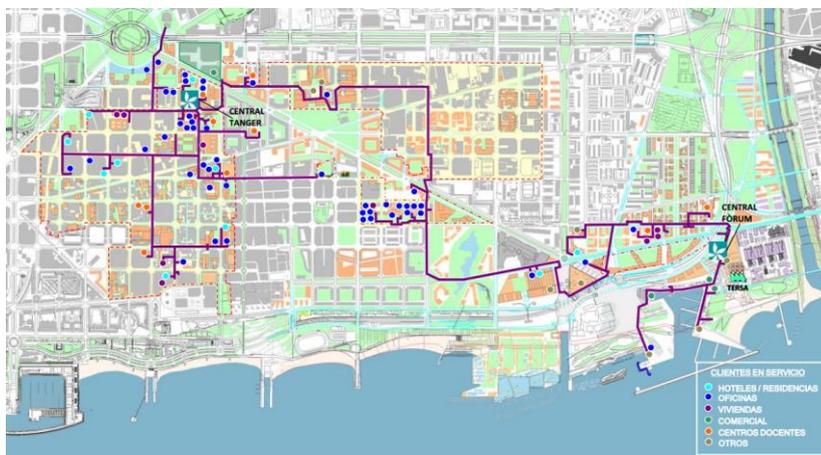


Figura 2.6.5. Red de Districlima en Barcelona Forum y 22@. [DIS17]

Las características de la central Fórum:

Producción de frío:

- 2 equipos de absorción Broad de 4,5 MW c/u.
- 1 depósito de acumulación de agua fría de 5.000 m³.
- 2 enfriadoras eléctricas Mc Quay de 4 MW c/u.
- 2 enfriadoras eléctricas Johnson Controls de 7 MW c/u.

Sistema de refrigeración:

- 3 intercambiadores de agua de mar / agua refrigeración máquinas de 12,5 MW c/u.
- 1 estación de captación de agua de mar de 5.000 m³/h.

Producción de calor:

- 4 intercambiadores vapor / agua de 5 MW c/u.
- 1 caldera de gas de 20 MW (respaldo).

Las características de la central 22@:

Producción de frío:

- 2 equipos de compresión de 6,7 MW para producción de agua glicolada a -7 °C.

Producción de calor:

- 3 calderas de gas natural de 13,4 MW c/u para producción de agua caliente a más de 90 °C.

Ecoenergíes – red urbana Barcelona Sur

La red de *Ecoenergíes* es la red urbana que suministra energía térmica a Barcelona sur, la Zona Franca y L'Hospitalet. Se caracteriza por una producción de agua caliente a 90 °C, agua fría a 5 °C, frío industrial a -10 °C y electricidad.

Actualmente la combustión de la biomasa se utiliza para la producción de 2 MWh de electricidad. En el futuro, cuando la demanda de calor en la red de calor y frío aumente la instalación trabajará en cogeneración produciendo agua caliente y electricidad simultáneamente.

La biomasa procede de la valorización de los residuos vegetales provenientes del mantenimiento de los parques y jardines de la ciudad de Barcelona con un complemento de biomasa forestal.

Está previsto la conexión del 85% de los edificios contemplados por el plan urbanístico del barrio de la Marina a una distancia de la red de 100 metros o más en función de la potencia contratada.



Figura 2.6.6. Red de Ecoenergíes en Barcelona Sur. [ECO17]

Red de calor de la universidad de Valladolid – UVA

La red tiene su origen en la planta térmica de biomasa que la UTE Rebi-Cofely está construyendo en el Campus Miguel Delibes. De la central parte un conducto principal que se divide en ramales bajo las calles para llegar a cada uno de los edificios. El agua caliente está a una temperatura de 90 °C, y la instalación cuenta con unos 11,30 km.

El consumo total previsto es de 22.069.734 kWh anuales, de los cuales 17.187.869 kWh pertenecen al consumo de la universidad de Valladolid (77,87%), 515.180 kWh corresponden a edificios del Ayuntamiento de Valladolid (2,33%) y 4.366.685 kWh pertenecen a edificios de Deportes de la Junta de Castilla y León (19,80%) [RUV17].

2.6.2 Proyectos en ejecución

BRICKER

BRICKER [PBR17] es un proyecto de cuatro años de duración. Se inició en el año 2013 y tiene como objetivo la retroadaptación de tres emplazamientos: un edificio de administración en España, un edificio universitario en Bélgica y un hospital en Turquía.

En España, el proyecto piloto consiste en la reforma de unas oficinas de la Junta de Extremadura en Mérida. El proyecto consiste en integrar colectores cilindro-parabólicos, una caldera de biomasa, una unidad de cogeneración de calor y electricidad basada en el ciclo de Rankine orgánico, un refrigerador por adsorción y una torre de refrigeración.

Concluida la obra, se espera que este complejo de oficinas sirva como modelo para el resto de la comunidad y potencie así el uso de las energías renovables, y sobre todo de la solar y la de biomasa, ambas abundantes en esta región.

La meta es reducir el consumo de energía en un 50%.

CITYFIED

El proyecto CITYFIED [PCF17] tiene como propósito reducir la demanda energética y las emisiones de gases de efecto invernadero e incrementar el uso de energías renovables desarrollando e implementando tecnologías y metodologías para la reforma de edificios, redes inteligentes y redes de calor.

Se han escogido tres proyectos pilotos localizados en Laguna de Duero (Valladolid), Lund (Suecia) y Soma (Turquía) por ser ciudades que representan varios escenarios urbanos distintos, tipología de edificaciones, de usuarios, de sistemas de calefacción y refrigeración y soluciones tecnológicas para la producción y distribución de la electricidad.

En el proyecto de Laguna de Duero, se rehabilitará el distrito de Torrelago, implementándose en dos fases. En cada una de ellas participan los siguientes edificios y viviendas:

- Fase 1: 12 edificios para un total de 576 viviendas con una superficie media de 100 m². Estos edificios fueron construidos en 1977.
- Fase 2: 19 edificios para un total de 912 viviendas con una superficie media de 100 m². Estos edificios fueron construidos en 1979 y en 1981.

La *Figura 2.6.7* resume el alcance del proyecto entre proyectos piloto y comunidades de interés.

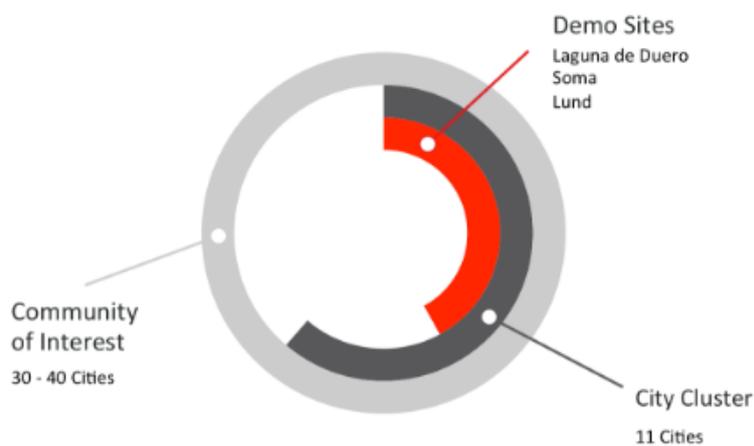


Figura 2.6.7. Red de ciudades CityFied. [PCF17]

3 CAPITULO 3. METODOLOGÍA

3.1 MODELO ENERGÉTICO

3.1.1 Introducción

El ciclo de Rankine orgánico es un ciclo de Rankine con la particularidad, como ya se ha comentado anteriormente, de utilizar un fluido orgánico en lugar de agua.

Los fluidos orgánicos secos permiten el uso de fuentes de calor de baja temperatura y presiones bajas de operación debido a sus propiedades fisicoquímicas, como puede verse en la *Figura 3.1.1*, donde se aprecia que la entalpía de vaporización de los fluidos orgánicos es mucho menor que la del agua, lo que permite que la caldera sea un simple intercambiador de calor, sin tener que emplear un calderín para extraer el vapor saturado de la mezcla bifásica que produciría el evaporador.

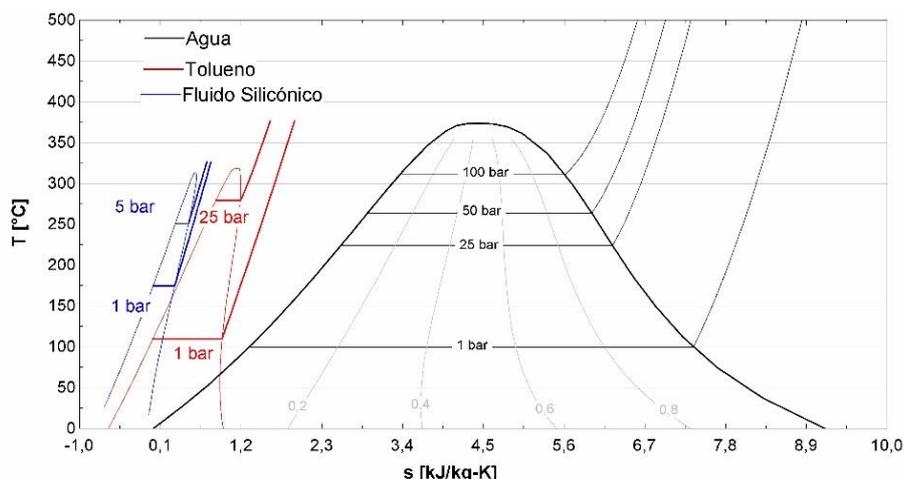


Figura 3.1.1. Diagrama T-s de fluidos secos (tolueno, fluido silicónico-D4) frente al agua.

El ciclo básico termodinámico está constituido por un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba, como se muestra en la *Figura 3.1.2*. Una caldera de biomasa introduce calor en el lazo del aceite térmico que a su vez calienta el fluido orgánico en el evaporador hasta vapor saturado¹ que se utiliza para mover la turbina que arrastra al generador. A la salida de la turbina, el vapor se enfría hasta su estado líquido en el

¹ En la versión subcrítica el fluido orgánico sale del evaporador como vapor saturado. En la versión supercrítica no se produce cambio de fase en el evaporador, saliendo el fluido como vapor sobrecalentado.

condensador transfiriendo calor al sistema de agua de refrigeración (que es el que transporta el calor útil a la demanda). El líquido es comprimido por la bomba antes de volver a la caldera.

Con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo, se utiliza un intercambiador de calor que hace el papel de regenerador, dando lugar al llamado ciclo regenerativo (*Figura 3.1.3*). El ciclo regenerativo mejora el rendimiento precalentando el fluido orgánico que sale de la bomba antes de entrar en el evaporador. La rama caliente del regenerador toma el fluido orgánico de la salida de la turbina y lo descarga a la entrada del condensador. De esta manera, se aprovecha la característica de los fluidos secos de abandonar la turbina con una temperatura superior a la de condensación para usar dicha temperatura como fuente térmica interna (regenerativa) para elevar la temperatura media de entrada de calor al ciclo, consiguiendo así mejorar la eficiencia.

Esta manera de realizar la regeneración es propia de los ciclos ORC y se diferencia de la empleada en los ciclos de Rankine convencionales que lo realizan a partir de extracciones de la turbina.

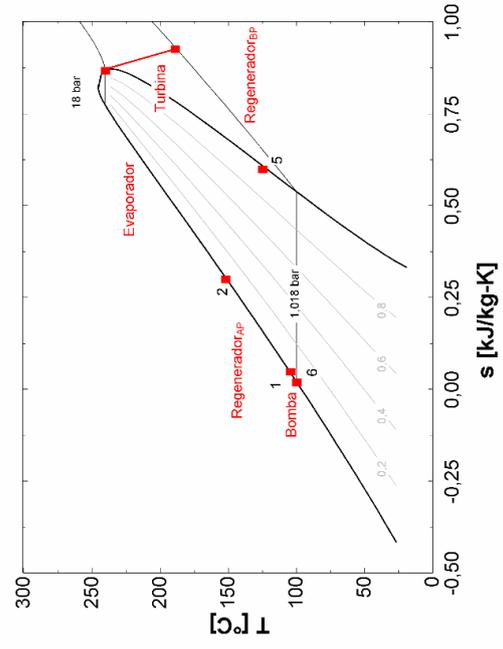
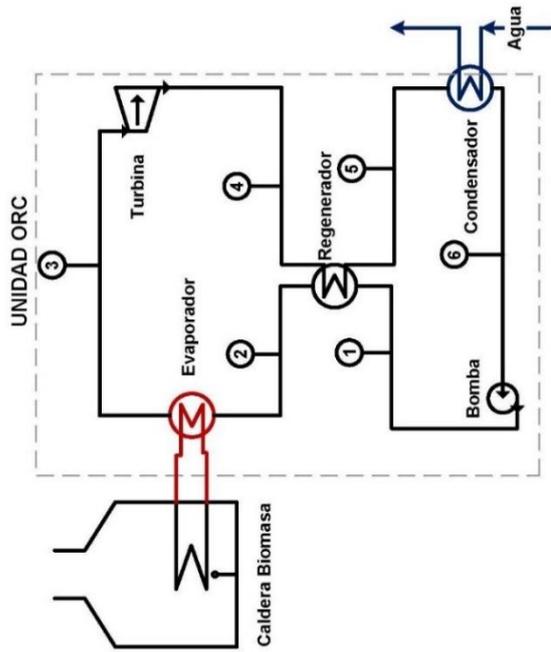


Figura 3.1.3. Ciclo de Rankine Orgánico Regenerativo.

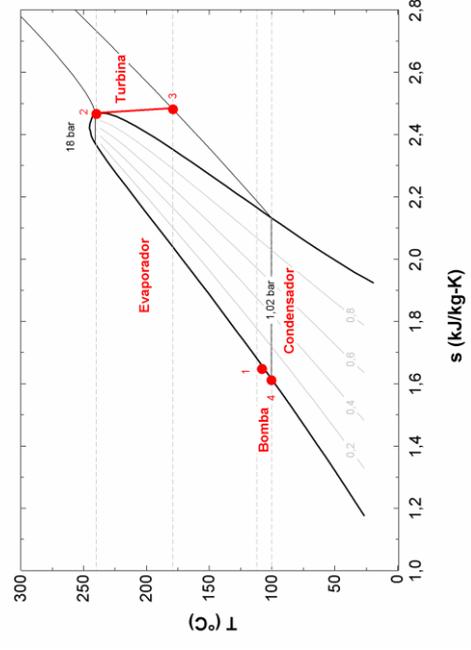
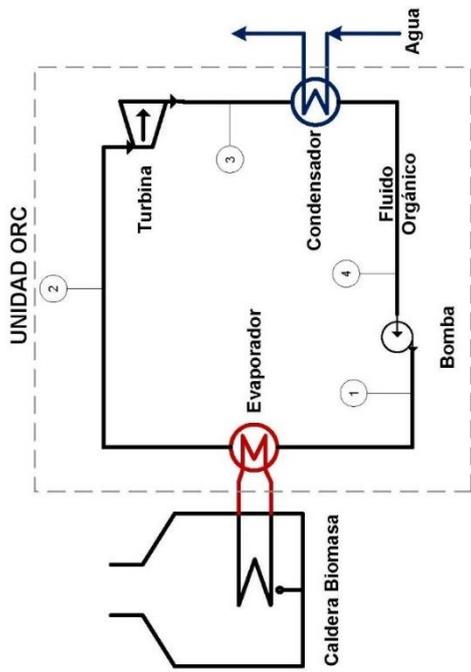


Figura 3.1.2. Ciclo de Rankine Orgánico Básico.

3.1.2 Análisis Termodinámico en el punto nominal

El modelo matemático ha sido implementado en el programa *Engineering Equation Solver* (EES) [EES17].

Para el análisis termodinámico del ciclo no se han considerado ni las pérdidas de calor entre los componentes del ciclo y el entorno, ni las pérdidas de presión en los circuitos [MOR04]. Las energías cinética y potencial se han considerado despreciables y todos los equipos se han analizado en estado estacionario.

Los balances de masa y energía para cada equipo, según esquemas de la *Figura 3.1.3* en estado estacionario son:

- **Bomba:** El líquido a la salida del condensador, *estado 6*, es bombeado hasta la presión del evaporador, entrando en la rama fría del regenerador (ciclos regenerativos) o directamente en el evaporador (ciclos básicos), *estado 1*. Asumiendo un comportamiento incompresible del líquido para facilitar la convergencia del modelo, el balance de energía resulta:

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m} \cdot v_6 \cdot (p_1 - p_6)}{\eta_{i,bomba}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (3.1.1)$$

Siendo:

- $\eta_{i,bomba}$ el rendimiento isentrópico de la bomba
- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_1 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la bomba - *estado 1* (kJ/kg)
- h_6 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (kJ/kg)
- p_1 la presión del fluido de trabajo a la salida de la bomba - *estado 1* (kPa)
- p_6 la presión del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (kPa)
- v_6 el volumen específico del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (m³/kg)
- \dot{W}_{bomba} el consumo de la bomba (kW)

- **Evaporador:** El líquido bombeado entra en el evaporador, *estado 2*, y es calentado hasta vapor sobrecalentado (ciclos supercríticos) o vapor saturado (ciclos subcríticos), *estado 3*. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{aceite} \cdot C_{aceite} \cdot (T_{e,evap} - T_{s,evap}) \quad (3.1.2)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
 - h_3 la entalpía del fluido de trabajo a la salida del evaporador - *estado 3* (kJ/kg)
 - h_2 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada del evaporador - *estado 2* (kJ/kg)
 - \dot{m}_{aceite} el flujo másico del aceite térmico (kg/s)
 - C_{aceite} el calor específico del aceite térmico (kJ/kg·K)
 - $T_{e,evap}$ la temperatura del aceite térmico a la entrada del evaporador (°C)
 - $T_{s,evap}$ la temperatura del aceite térmico a la salida del evaporador (°C)
 - \dot{Q}_{evap} la potencia térmica en el evaporador (kW)
- **Turbina:** El vapor sobrecalentado a la salida del evaporador, *estado 3*, se expande en la turbina, *estado 4*, para producir energía eléctrica en el generador. El balance de energía, resulta:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = \eta_{i,turb} \cdot \dot{m} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (3.1.3)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- $\eta_{i,turb}$ el rendimiento isentrópico de la turbina
- h_{4s} la entalpía isentrópica del fluido de trabajo a la salida de la turbina (kJ/kg)
- h_3 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la turbina - *estado 3* (kJ/kg)

- h_4 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la turbina - *estado 4* (kJ/kg)
- $\dot{W}_{turbina}$ el trabajo producido en la turbina (kW)
- **Condensador:** El vapor después de la expansión en la turbina (ciclo básico), o a la salida del regenerador (ciclo regenerado) entra en el condensador, *estado 5*, y es enfriado hasta líquido saturado, *estado 6*. El calor aportado al agua representa la potencia térmica en el condensador, también conocido como calor útil. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{agua} \cdot C_{agua} \cdot (T_{s,cond} - T_{e,cond}) \quad (3.1.4)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_6 la entalpía del fluido de trabajo a la salida del condensador - *estado 6* (kJ/kg)
- h_5 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada del condensador - *estado 5* (kJ/kg)
- \dot{m}_{agua} el flujo másico del agua (kg/s)
- C_{agua} el calor específico del agua (kJ/kg·K)
- $T_{e,cond}$ la temperatura del agua a la entrada del condensador (°C)
- $T_{s,cond}$ la temperatura del agua a la salida del condensador (°C)
- \dot{Q}_{cond} el calor útil aportado en el condensador (kW)
- **Regenerador:** El líquido, después de la expansión en la turbina, entra en la rama caliente del regenerador, *estado 4*, para precalentar el fluido que sale de la bomba antes de que entre en el evaporador. El fluido de la rama caliente abandona el regenerador en el *estado 5*, para dirigirse al condensador. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) \quad (3.1.5)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_2 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la rama fría del regenerador - estado 2 (kJ/kg)
- h_1 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la rama fría del regenerador - estado 1 (kJ/kg)
- h_5 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la rama caliente del regenerador - estado 5 (kJ/kg)
- h_4 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la rama caliente del regenerador - estado 4 (kJ/kg)
- \dot{Q}_{reg} la potencia térmica en el regenerador (kW)

El rendimiento térmico del ciclo es la ratio entre el trabajo neto producido y la cantidad de energía aportada en el evaporador, por lo que la expresión para el cálculo del mismo resulta:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3.1.6)$$

Hipótesis de trabajo

Se analiza el ciclo para distintos fluidos orgánicos tomando como valores fijos las siguientes variables:

- $\eta_{i, bomba}$: rendimiento isentrópico de la bomba
- $\eta_{i, turbina}$: rendimiento isentrópico de la turbina
- P_1 (bar), presión alta del ciclo (presión de entrada a la turbina)
- ΔT_{min} (°C), acercamiento mínimo de temperaturas entre las dos corrientes del regenerador (*pinch point*) (°C)

- \dot{Q}_{evap} (kW) y ΔT_{aceite} (°C): Características de la caldera, calor aportado y diferencia de temperatura del aceite térmico en el evaporador
- x_6 , T_6 (°C) y $\Delta T_{condensador}$ (°C): Diseño del condensador, título de vapor nulo del fluido orgánico a la salida del condensador (líquido saturado), temperatura del fluido orgánico a la salida del condensador y diferencia de temperatura del agua en el condensador.

Diseño de los intercambiadores de calor – Evaporador, Condensador y Regenerador

La efectividad del intercambiador de calor se define como la razón entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima teórica [INC99]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{int}}{\dot{Q}_{int,max}} \quad (3.1.7)$$

De manera general, el balance de energía en los intercambiadores, particularizado anteriormente para cada equipo del ciclo, resulta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{int} &= \dot{m}_{caliente} \cdot (h_{e,caliente} - h_{s,caliente}) = \dot{m}_{frio} \cdot (h_{s,frio} - h_{e,frio}) \\ &= \dot{m}_{caliente} \cdot C_{p,caliente} \cdot (T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) \\ &= \dot{m}_{frio} \cdot C_{p,frio} \cdot (T_{s,frio} - T_{e,frio}) = C_{caliente} \cdot (T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) \\ &= C_{frio} \cdot (T_{s,frio} - T_{e,frio}) \end{aligned} \quad (3.1.8)$$

Siendo:

- $C_{caliente}$ la capacidad calorífica del fluido caliente (kW/K)
- C_{frio} la capacidad calorífica del fluido frío (kW/K)
- $T_{e,caliente}$ la temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador (°C)
- $T_{s,caliente}$ la temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador (°C)
- $T_{e,frio}$ la temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador (°C)
- $T_{s,frio}$ la temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador (°C)

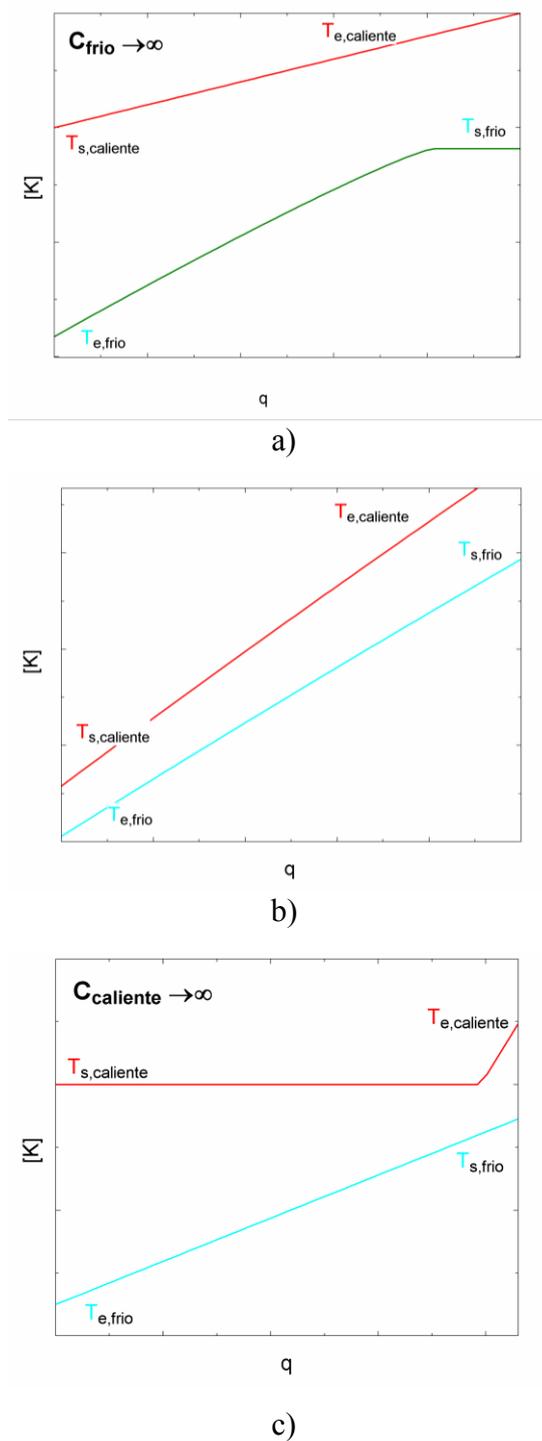


Figura 3.1.4. Perfiles de temperatura de los intercambiadores de calor del ciclo ORC subcrítico. a) evaporador; b) regenerador y c) condensador.

En la *Figura 3.1.4* se ha representado la distribución de temperatura de los diferentes intercambiadores del ciclo (caso subcrítico regenerativo), supuestos todos en contracorriente. Cuando el fluido frío cambia de fase, la capacidad calorífica se hace infinita al no existir variación de temperatura (supuesta presión constante). Aunque tanto en el

evaporador como en el condensador hay calor latente y sensible se considera infinita la capacidad calorífica de la corriente que experimenta un cambio de fase en toda la rama. En el caso en que las capacidades caloríficas de ambos fluidos fueran iguales, la diferencia de temperatura entre ambas corrientes sería constante a través del intercambiador, diciéndose entonces que el intercambiador está “equilibrado”.

La transferencia de calor también puede ser expresada en función de la diferencia de temperatura entre los fluidos y el coeficiente global de transferencia de calor (U), siendo habitual considerar su producto por el área de intercambio (A), conocido como conductancia térmica:

$$\dot{Q}_{int} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.1.9)$$

Siendo:

- U el coeficiente global de transferencia de calor ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- A el área superficial total del intercambiador (m^2)
- ΔT_m la diferencia de temperatura logarítmica media ($^{\circ}\text{C}$)

El análisis de los intercambiadores de calor se ha llevado a cabo mediante el método ϵ -NUT que tan solo exige fijar las temperaturas de entrada de cada corriente y los flujos máscicos. El número NUT, número de unidades de transferencia, es un parámetro adimensional que relaciona la conductancia térmica ($U \cdot A$) y la capacidad calorífica de los fluidos del intercambiador, dando una idea del tamaño relativo del mismo.

$$NUT = \frac{U \cdot A}{\min[C_f, C_c]} \quad (3.1.10)$$

Siendo:

- C_f : capacidad calorífica de la corriente fría
- C_c : capacidad calorífica de la corriente caliente

Se han supuesto intercambiadores de placas, dada su gran compacidad y los reducidos acercamientos de temperatura que se pueden lograr. Considerando la operación en contracorriente y el habitual perfil en zig-zag de los intercambiadores de placas comerciales

se ha empleado el modelo de un intercambiador de flujo cruzado con ambas corrientes sin mezclar. La expresión utilizada para relacionar la efectividad y el NUT [INC99] es:

- Para rama sin cambio de fase de ninguno de los dos fluidos $\rightarrow 0 < C_r \leq 1$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot \exp \{ [-C_r \cdot (NUT)^{0,78}] - 1 \} \right] \quad (3.1.11)$$

- Para rama con cambio de fase de alguno de los dos fluidos $\rightarrow C_r = 0$

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NUT] \quad (3.1.12)$$

donde:

- C_r la relación de capacidad de calor mínima y máxima:

$$C_r = \frac{\min[C_f, C_c]}{\max[C_f, C_c]} \quad (3.1.13)$$

Con objeto de facilitar la convergencia del modelo, el dato de diseño no ha sido la efectividad, sino el acercamiento mínimo de temperaturas. En el caso del regenerador, teniendo en cuenta que el calor específico de un gas es menor que el de un líquido en un margen de temperaturas similar, y que ambas ramas del regenerador son recorridas por el mismo gasto másico, el acercamiento mínimo en él se localiza en la entrada de la corriente fría.

3.1.3 Análisis Termodinámico fuera del punto nominal.

Para maximizar las horas de funcionamiento y por tanto la rentabilidad de la planta, ésta ha de operar el mayor número de horas posible, lo que supone operar a carga parcial (fuera del punto de diseño). Al igual que para el balance en el punto nominal, en el modelado fuera del punto nominal no se han tenido en cuenta las pérdidas de presión ni de calor.

La operación fuera del punto nominal se ha estudiado siguiendo la metodología propuesta por Patnode [PAT06] en la que propone utilizar una extrapolación cuadrática para la conductancia térmica basada en la ecuación de Ditus-Boelter y la ecuación de Stodola para modelar la turbina.

Intercambiadores de calor a carga parcial

Los intercambiadores de calor quedan caracterizados por el acercamiento mínimo de temperaturas, que se fijan como dato en el punto de diseño. Sin embargo, dicho acercamiento mínimo no se mantiene constante a carga parcial. El comportamiento del intercambiador fuera del punto nominal se puede modelar si se conocen sus parámetros térmicos característicos, puesto que las leyes que rigen la variación de estos parámetros, en función de los caudales de fluido que estén circulando en cada momento a través del cambiador, son conocidas. Se obtiene la relación entre conductancias térmicas de transmisión de calor (UA) y flujos máxicos dada en la *Ecuación 3.1.14*.

$$\frac{UA}{UA_n} = \frac{\dot{m}_c^{0,8} \cdot \dot{m}_f^{0,8} \cdot (\dot{m}_{c,n}^{0,8} + \dot{m}_{f,n}^{0,8})}{\dot{m}_{c,n}^{0,8} \cdot \dot{m}_{f,n}^{0,8} \cdot (\dot{m}_c^{0,8} + \dot{m}_f^{0,8})} \quad (3.1.14)$$

Siendo:

- UA conductancia térmica de transmisión de calor fuera del punto nominal (kW/K)
- UA_n conductancia térmica de transmisión de calor en el punto nominal (kW/K)
- \dot{m}_c el flujo máxico del fluido caliente fuera del punto nominal (kg/s)
- \dot{m}_f el flujo máxico del fluido frío fuera del punto nominal (kg/s)
- $\dot{m}_{c,n}$ el flujo máxico del fluido caliente en el punto nominal (kg/s)
- $\dot{m}_{f,n}$ el flujo máxico del fluido frío en el punto nominal (kg/s)

Turbina a carga parcial

Si se conocen las condiciones de diseño (presiones nominales y flujos máxicos nominales) se pueden relacionar las presiones de entrada y salida según la ley de la elipse (Stodola, 1945), dada en la *Ecuación 3.1.15*.

$$\frac{P_e^2 - P_s^2}{P_{e,n}^2 - P_{s,n}^2} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} \right)^2 \quad (3.1.15)$$

Siendo:

- P_e la presión de entrada a la turbina fuera del punto nominal (bar)
- P_s la presión a la salida de la turbina fuera del punto nominal (bar)
- $P_{e,n}$ la presión de entrada a la turbina en el punto nominal (bar)
- $P_{s,n}$ la presión a la salida de la turbina en el punto nominal (bar)
- \dot{m} el flujo másico del fluido fuera del punto nominal (kg/s)
- \dot{m}_n el flujo másico del fluido en el punto nominal (kg/s)

Caldera y Condensador

Se definen dos variables para modelar la planta fuera del punto nominal (en adelante, el índice “n” indica variables en punto nominal), la *carga* y la *demanda relativa*.

Fijando las variables del proceso, según lo indicado en la *Figura 3.1.5*, en las ecuaciones de balance de energía en la caldera, resulta la *Ecuación 3.1.16* con la definición de *carga* como la ratio entre la potencia térmica fuera del punto nominal y en el punto nominal.

$$Carga \equiv \Phi = \frac{\dot{F}}{\dot{F}^n} \quad (3.1.16)$$

Y la ecuación de la potencia térmica en la caldera, *Ecuación 3.1.17*.

$$\dot{F} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot C_{aceite} \cdot (T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{\eta_{caldera}} \quad (3.1.17)$$

Por tanto, la expresión de la carga resulta según la *Ecuación 3.1.18*.

$$Carga \equiv \Phi = \frac{\dot{F}}{\dot{F}^n} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot (T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{\dot{m}_{aceite}^n \cdot (T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} = \mu \cdot \frac{(T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} \quad (3.1.18)$$

donde

- μ representa la ratio de flujos másicos del aceite térmico en el punto de diseño y fuera del punto de diseño.

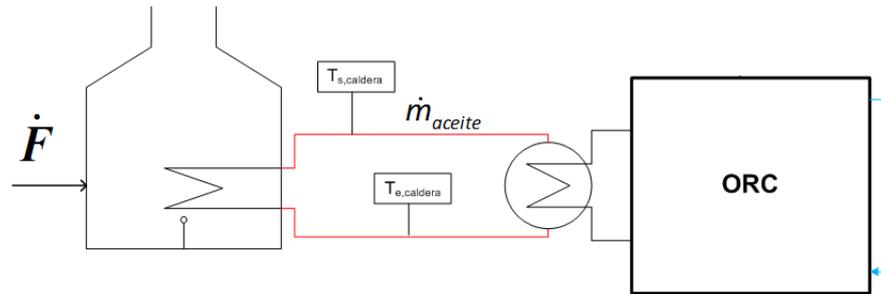


Figura 3.1.5. Ciclo de Rankine Orgánico. Detalle Caldera.

El documento publicado por AVEBIOM [AVB11], presenta una nueva curva de corrección del rendimiento de calderas de biomasa en función de la carga parcial de una muestra de 166 calderas modulantes y no modulantes, calculados siguiendo los protocolos establecidos por la norma UNE EN 303-5:1999 “Calderas de calefacción. Parte 5: Calderas especiales para combustibles sólidos, de carga manual y automática y potencia útil nominal hasta 300kW. Terminología, requisitos, ensayos y marcado”, desde carga parcial del 30% hasta plena carga (100%). Aunque el documento aplica a calderas hasta 300 kW_t, se han considerado límites válidos para calderas de mayor potencia y de manera conservadora se ha tomado 40% como valor mínimo de carga.

El ajuste a la **demanda relativa** en el condensador requiere instalar una válvula de tres vías, *Figura 3.1.6*. El aporte de calor útil desde el ciclo ORC está fijado por el flujo de agua en el condensador y la temperatura de salida del agua del mismo, por lo que la demanda relativa resulta según la *Ecuación 3.1.19*.

$$Demanda_{relativa} \equiv \phi = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_u^n} \quad (3.1.19)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{agua} \cdot C_{agua} \cdot (T_{s,agua} - T_{e,agua}) \quad (3.1.20)$$

$$\dot{Q}_u^n = \dot{m}_{agua} \cdot C_{agua} \cdot (T_{e,demanda} - T_{s,demanda}) \quad (3.1.21)$$

Por tanto, la expresión de la demanda relativa resulta según la *Ecuación 3.1.22*.

$$Demanda_{relativa} \equiv \phi = \frac{(T_{s,agua} - T_{e,agua})}{(T_{e,demanda} - T_{s,demanda})} \quad (3.1.22)$$

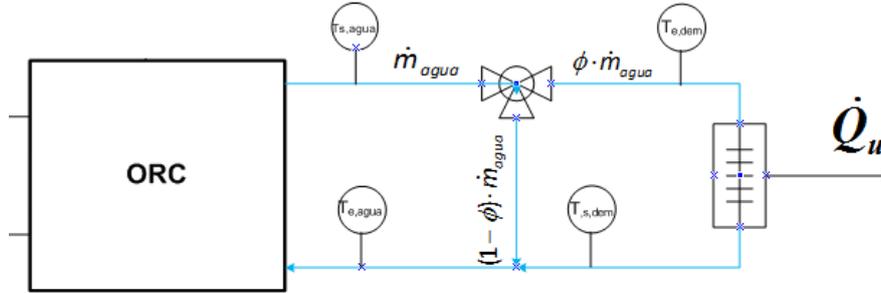


Figura 3.1.6. Ciclo de Rankine Orgánico. Detalle Válvula Tres Vías.

A partir del análisis de los distintos puntos de carga y demanda relativa, se obtienen las correlaciones para las eficiencias del ciclo.

$$\eta_E = \sum_{i=1}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) \quad (3.1.23)$$

$$\eta_V = \sum_{j=1}^3 (\theta_j \cdot \phi^j) \quad (3.1.24)$$

A partir de las correlaciones obtenidas para las eficiencias y las relaciones entre variables del ciclo proporcionadas por la normativa 2004/8/CE [DCE8/04_a] se procede a calcular el trabajo eléctrico producido (\dot{W}), el consumo de energía primaria (\dot{F}) y calor útil para calefacción y agua caliente sanitaria (\dot{Q}_u) fuera del punto nominal.

$$\eta_V = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{F}} \quad (3.1.25)$$

$$\eta_E = \frac{\dot{W}}{\dot{F}} \quad (3.1.26)$$

$$\Phi = \phi \cdot \left(\frac{\eta_V^n}{\eta_V} \right) = \mu \cdot \frac{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera})}{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} \quad (3.1.27)$$

$$\dot{W} = \dot{F} \cdot \eta_E = \dot{F} \cdot \sum_{i=1}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) \quad (3.1.28)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{F} \cdot \eta_V = \dot{F} \cdot \sum_{k=1}^3 (\theta_j \cdot \phi^j) \quad (3.1.29)$$

El calor útil para refrigeración (\dot{Q}_{uf}) se obtiene mediante la *Ecuación 3.1.30*.

$$\dot{Q}_{uf} = CSPF \cdot (\dot{F} \cdot \sum_{j=1}^3 (\theta_j \cdot \phi^j) - \dot{Q}_{ACS}) \quad (3.1.30)$$

Donde CSPF corresponde al coeficiente de rendimiento estacional de una máquina d absorción de simple efecto, tomado como 0,63 según [IDAE_CE303] y \dot{Q}_{ACS} representa el calor útil para la preparación del agua caliente sanitaria (ACS).

Hipótesis de trabajo

Para llevar a cabo el análisis fuera del punto nominal, se han tomado como parámetros fijos las siguientes variables:

- $T_{e,aceite}$ (°C), la temperatura del aceite térmico a la entrada al evaporador, o a la salida de la caldera, se fija en $T_{s,caldera}^n = T_{s,caldera} = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $T_{s,agua}$ (°C), la temperatura del agua a la salida del condensador se fija en 95 °C
- $T_{e,demanda}$, $T_{s,demanda}$ (°C) las temperaturas de entrada y salida del agua en el lado de demanda ($T_{e,demanda}=95 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $T_{s,demanda}=65 \text{ } ^\circ\text{C}$)
- \dot{m}_{agua} (kg/s), el flujo másico de agua en el condensador
- $\eta_{caldera}$ la eficiencia de la caldera
- η_{bomba} el rendimiento de la bomba
- $\eta_{turbina}$ el rendimiento de la turbina

- el título de vapor del fluido orgánico en la entrada de la turbina como vapor saturado ($x=1$)¹
- el título de vapor del fluido orgánico a la salida del condensador como líquido saturado ($x=0$)
- Demanda relativa mínima 40 % ($0,4 < \phi < 1$)

¹ El modelo en carga parcial sólo se ha resuelto para el ciclo subcrítico, a la vista de los resultados obtenidos.

3.2 MODELO DE CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

3.2.1 Introducción

El primer *Plan de Acción Nacional* de eficiencia energética [PAE04] definía las medidas prioritarias para reducir las tasas de crecimiento de consumo energético y los indicadores de intensidad energética.

Con el segundo *Plan de Acción 2011-2020* [PAE11] se da continuidad a los planes de ahorro y eficiencia energética aprobados en el documento anterior, presentándose los ahorros logrados con las medidas puestas en marcha anteriormente. La distribución del consumo energético en los hogares según IDAE está representada en la *Figura 3.2.1*. Se aprecia un aumento en el consumo de calefacción y refrigeración, y aunque el de refrigeración no es significativo, supone picos de demanda que hay que tener en cuenta.

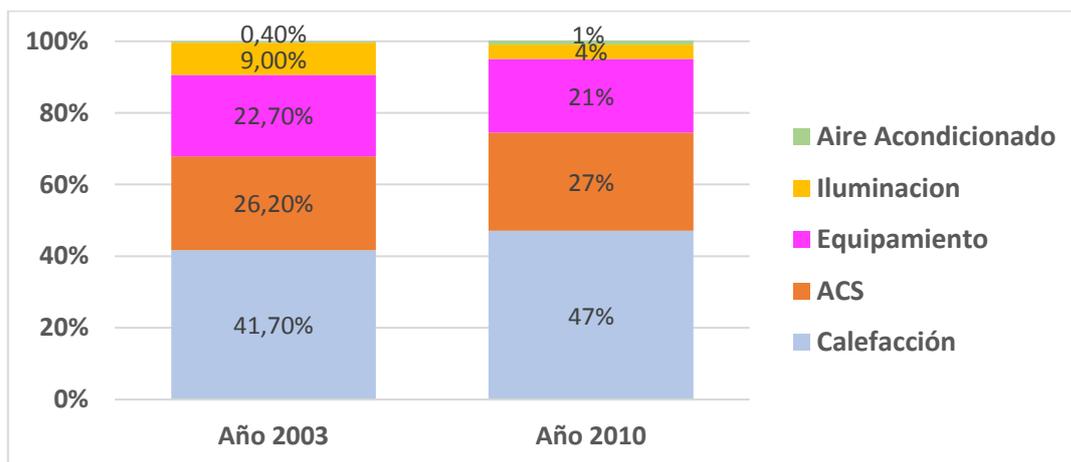


Figura 3.2.1. Distribución del consumo en los hogares. (Fuente [PAE11])

En el marco normativo sobre eficiencia energética en edificación se encuentra la necesidad de satisfacer una serie de requisitos básicos, principalmente para los edificios de nueva construcción, entre los que figura el *Artículo 3* sobre el ahorro de energía establecido en la *Ley 38/1999 de Ordenación de la Edificación* del 5 de noviembre [L38/99].

“Artículo 3. Requisitos básicos de la edificación.

1. Con el fin de garantizar la seguridad de las personas, el bienestar de la sociedad y la protección del medio ambiente, los edificios deberán proyectarse, construirse, mantenerse y conservarse de tal forma que se satisfagan los requisitos básicos siguientes: ...

c.3) Ahorro de energía y aislamiento térmico, de tal forma que se consiga un uso racional de la energía necesaria para la adecuada utilización del edificio.”

En el *Código Técnico de Edificación* aprobado según Real Decreto 314/2006 [RD314/06] del 17 de marzo, se establecen los parámetros y procedimientos para cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía (HE) en el documento básico «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE08].

El «DB-HE Ahorro de Energía» define la demanda energética como la energía necesaria para mantener en el interior del edificio unas condiciones de confort definidas en función del uso del edificio y de la zona climática en la que se ubique. La demanda energética se compone de la demanda energética de calefacción durante los meses de la temporada de calefacción, de la demanda de refrigeración durante los meses de la temporada de refrigeración, y de la demanda energética para preparar el agua caliente sanitaria.

La evaluación de la demanda energética se lleva a cabo mediante la comparación de ésta con la demanda límite correspondiente a un edificio de referencia, el cual es un edificio obtenido a partir del edificio objeto, cuya demanda energética debe ser menor, tanto en régimen de calefacción como de refrigeración, que la del edificio objeto.

La demanda energética de los edificios se limita en función del clima de la localidad en la que se ubican, según la zona climática y sus características constructivas.

Zonas climáticas

Para la limitación de la demanda energética se establecen en el documento «DB-HE Ahorro de Energía» cinco zonas climáticas de invierno identificadas mediante una letra, y cuatro zonas climáticas de verano identificadas por un número. La división por zonas se basa en unos intervalos del índice de severidad climática, definido tanto para invierno como para verano.

La severidad climática combina los grados-día y la radiación solar de la localidad, de forma que se puede demostrar que si dos localidades tienen la misma severidad climática de invierno (SCI) la demanda energética de calefacción de un mismo edificio situado en ambas localidades es sensiblemente semejante. Lo mismo es aplicable para la severidad climática de verano (SCV).

La severidad climática de invierno define cinco divisiones distintas correspondientes a los intervalos de valores presentados en la *Tabla 3.2.1*. Para verano se definen cuatro divisiones distintas correspondientes a los intervalos de valores dados en la *Tabla 3.2.2*.

Tabla 3.2.1 – Intervalos de severidad climática de invierno en las diferentes zonas climáticas (A-E)
(Fuente: [CTE-HE08])

A	B	C	D	E
$SCI \leq 0,3$	$0,3 < SCI \leq 0,6$	$0,6 < SCI \leq 0,95$	$0,95 < SCI \leq 1,3$	$SCI > 1,3$

Tabla 3.2.2 - Intervalos de severidad climática de verano en las diferentes zonas climáticas (1-4)
(Fuente: [CTE-HE08])

1	2	3	4
$SCV \leq 0,6$	$0,6 < SCV \leq 0,9$	$0,9 < SCV \leq 1,25$	$SCV > 1,25$

En general, la zona climática donde se ubican los edificios se determina a partir de los valores tabulados para capitales de provincia, y para el resto de localidades se corrige en función de la altitud relativa de la localidad con respecto a la capital de provincia (*Apéndice D* del documento «*DB-HE Ahorro de Energía*» [CTE-HE08]).

La determinación de la zona climática de localidades que disponen de registros climáticos contrastados se obtiene a partir del cálculo de las severidades climáticas de invierno y de verano para dichas localidades. Una vez obtenidas las dos severidades climáticas, la zona climática se determina localizando los dos intervalos correspondientes en los que se encuentran dichas severidades. En la *Tabla 3.2.3* se muestran las combinaciones posibles en España.

Tabla 3.2.3. Zonas Climáticas en España. (Fuente [CTE-HE08])

Severidad Climática Verano	A4	B4	C4		
	A3	B3	C3	D3	
			C2	D2	
			C1	D1	E1
	Severidad Climática Invierno				

Cálculo de las severidades climáticas.

En función de la disponibilidad de datos climáticos el documento «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE08] presenta dos correlaciones alternativas, una a partir de los grados-día y de la radiación global acumulada, y una segunda correlación a partir de los grados-día y la ratio entre el número de horas de sol y el número de horas de sol máximas.

Se expone el detalle de las correlaciones a partir de los grados-día y de la radiación global acumulada, que ha sido la empleada en esta tesis:

- **Severidad climática de invierno**

$$SCI = a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f \quad (3.2.1)$$

siendo:

- GD los grados-día de invierno en base 20 ($T_b=20$ °C) para los meses de diciembre, enero y febrero.

$$GD = \sum_{k=1}^{24 \cdot N_d \cdot N_m} \frac{\Delta T_k}{24 \cdot N_m} \quad (3.2.2)$$

donde N_m representa el número de meses de invierno (3: diciembre, enero febrero) y N_d el número de días de invierno (90).

La diferencia de temperatura:

$$\Delta T_k = \begin{cases} T_b - T_k & \text{si } T_b > T_k \\ 0 & \text{si } T_b \leq T_k \end{cases}$$

- Rad la media de la radiación global acumulada para los meses de diciembre, enero y febrero [kWh/m²].

$$Rad = \sum_{k=1}^{24 \cdot N_d \cdot N_m} r_k \quad (3.2.3)$$

Los coeficientes de ajuste de la *Ecuación 3.2.1* se recogen en la *Tabla 3.2.4*.

Tabla 3.2.4. Coeficientes correlación severidad climática invierno (Fuente: [CTE-HE08])

a	b	c	d	e	f
$-8,35 \cdot 10^{-3}$	$3,72 \cdot 10^{-3}$	$-8,62 \cdot 10^{-6}$	$4,88 \cdot 10^{-5}$	$7,15 \cdot 10^{-7}$	$-6,81 \cdot 10^{-2}$

- **Severidad climática de verano**

$$SCV = a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f \quad (3.2.4)$$

siendo:

- GD los grados-día de verano en base 20 ($T_b=20$ °C) para los meses de junio, julio, agosto y septiembre.

$$GD = \sum_{k=1}^{24 \cdot N_d \cdot N_m} \frac{\Delta T_k}{24 \cdot N_m} \quad (3.2.5)$$

donde N_m representa el número de meses de verano (4: junio, julio, agosto y septiembre) y N_d el número de días de verano (122).

La diferencia de temperatura:

$$\Delta T_k = \begin{cases} T_k - T_b & \text{si } T_k > T_b \\ 0 & \text{si } T_k \leq T_b \end{cases}$$

- Rad la media de la radiación global acumulada para los meses de junio, julio, agosto y septiembre [kWh/m^2].

$$Rad = \sum_{k=1}^{24 \cdot N_d \cdot N_m} r_k \quad (3.2.6)$$

donde N_m representa el número de meses de verano (4: junio, julio, agosto y septiembre) y N_d el número de días de verano (122).

Y r_k representa la radiación global horaria sobre superficie horizontal.

Los coeficientes de ajuste de la *Ecuación 3.2.4* se recogen en la *Tabla 3.2.5*.

Tabla 3.2.5. *Coeficientes correlación severidad climática verano. (Fuente: [CTE-HE08])*

a	b	c	d	e	f
$3,724 \cdot 10^{-3}$	$1,409 \cdot 10^{-2}$	$-1,869 \cdot 10^{-5}$	$-2,053 \cdot 10^{-6}$	$-1,389 \cdot 10^{-5}$	$-5,434 \cdot 10^{-1}$

Posteriormente, para tener en cuenta los requisitos establecidos por la nueva Directiva 2010/31/UE [DUE31/10] relativa a la eficiencia energética de los edificios, se actualiza el documento «DB-HE Ahorro de Energía» según FOM/1635/2013, de 10 de septiembre [CTE-HE13]. Entre las modificaciones del documento, está la simplificación del cálculo de la severidad climática de una localidad simplemente en función de su capital de provincia y su altitud respecto al nivel de mar.

En julio de 2015, se publica dentro del «DB-HE Ahorro de Energía» el *Documento Descriptivo de Climas de Referencia* [CTE-HE15] y se acompaña de datos meteorológicos para cada zona climática. En el documento se presentan las correlaciones que relacionan ciertos parámetros climáticos con las severidades climáticas y los intervalos que definen las zonas climáticas. En este último documento, la correlación basada en grados-día y radiación no se incluye, tan solo la basada en horas de sol y grados-día.

Cálculo de la demanda energética de referencia.

El documento básico de “*Ahorro de Energía*” del 2008 [CTE-HE08] establece las especificaciones del método de cálculo, de manera que se tengan en cuenta tamaño, características constructivas, orientación de la vivienda, efectos de condensación o mejoras tales como aislamiento térmico con persianas, ventanas con rotura de puente térmico, etc. y su comparación con la demanda límite establecida.

Cuando es posible el cálculo mediante la opción general, está disponible el programa informático *Limitación de la Demanda Energética*, LIDER-CALENER [HULC], que proporciona tanto el documento de *Verificación* del CTE-HE0 y HE1, como el de *Certificación energética del proyecto*, mediante el diseño geométrico, constructivo y operacional del edificio en estudio, así como de los sistemas de climatización y producción de agua caliente sanitaria.

En el año 2009, IDAE publica el documento “*Escala de calificación energética: Edificios de nueva construcción*” [IDAE_CEN_09] y en el año 2011 el documento “*Escala de calificación energética: Edificios existentes*” [IDAE_CEE_09], en los que mediante el programa LIDER-CALENER se han calculado los valores de demanda de calefacción y refrigeración para las distintas tipologías y soluciones constructivas proporcionando los valores de referencia de todas las capitales españolas por m², ver *Tabla 3.2.6*.

*Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])*

Localidad	DEMANDA REFERENCIA					
	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN		ACS	
	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²
Albacete	172,3	135,9	23,5	17,1	17,9	13,1
Alicante	76,9	49,2	40,9	29,4	16,8	12,3
Almería	44,7	36,5	46,8	33,7	16,6	12,1
Ávila	221,5	187,5			18,7	13,7
Badajoz	123,1	85,4	42,4	30,2	17,2	12,6
Barcelona	117,1	87,4	21,3	14,6	17,4	12,8

*Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])*

	DEMANDA REFERENCIA					
	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN		ACS	
Bilbao	132,0	106,1			17,8	13,0
Burgos	234,2	193,6			18,8	13,8
Cáceres	109,7	92,5	46,9	33,5	17,3	12,7
Cádiz	50,7	33,7	36,1	25,7	16,7	12,3
Castellón	91,1	64,3	32,7	23,1	17,1	12,5
Ceuta	75,2	60,6	14,2	10,1	17,2	12,6
Ciudad Real	144,3	116,2	31,9	23,3	17,8	13,0
Córdoba	78,8	64,2	54,4	39,5	16,9	12,4
Cuenca	193,4	156,2	14,6	10,2	18,2	13,3
Girona	135,4	110,5	17,2	11,7	17,7	13,0
Granada	127,5	106,6	29,9	22,0	17,6	12,9
Guadalajara	146,9	132,2	19,2	13,8	17,9	13,1
Huelva	70,4	43,0	44,6	32,2	16,7	12,3
Huesca	171,5	137,9	20,7	14,5	17,9	13,1
Jaén	104,8	83,5	53,7	39,4	16,7	12,3
La Coruña	117,2	93,1			17,8	13,0
Las Palmas			27,7	19,6	16,2	11,8
León	223,8	179,1			18,6	13,6
Lérida	145,6	117,9	30,9	21,9	17,7	13,0
Logroño	166,0	132,2	15,9	10,8	17,9	13,2
Lugo	195,6	154,8			18,5	13,5
Madrid	149,8	121,2	26,5	19,1	17,7	13,0
Málaga	50,6	41,4	39,4	28,4	16,7	12,3
Melilla	45,0	31,6	35,3	25,1	16,7	12,2
Murcia	85,3	59,8	31,3	22,0	17,1	12,5
Ourense	136,2	105,4	16,0	10,5	17,7	13,0

Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	DEMANDA REFERENCIA					
	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN		ACS	
Oviedo	152,4	122,8			18,1	13,3
Palencia	210,3	160,7			18,4	13,5
Palma de Mallorca	74,6	51,0	39,4	28,1	16,9	12,4
Pamplona	185,1	152,5			18,2	13,3
Pontevedra	109,6	86,1			17,5	12,9
Salamanca	220,4	161,0	8,0	4,9	18,4	13,5
San Sebastián	140,3	118,8			18,0	13,2
Santa Cruz de Tenerife			38,3	27,5	16,1	11,8
Santander	120,0	96,2			17,8	13,0
Segovia	188,1	162,0	11,0	7,6	18,3	13,5
Sevilla	64,4	52,9	56,4	41,2	16,7	12,3
Soria	232,6	187,1			18,7	13,7
Tarragona	82,3	62,8	41,0	28,9	17,0	12,4
Teruel	183,2	163,8	8,1	5,2	18,4	13,5
Toledo	132,1	106,2	45,9	33,4	17,4	12,8
Valencia	79,1	64,5	31,5	22,3	17,1	12,5
Valladolid	181,7	155,1	12,2	8,3	18,2	13,3
Vitoria	203,9	163,6			18,5	13,5
Zamora	213,3	148,4	13,8	9,7	18,1	13,3
Zaragoza	136,4	116,0	28,6	20,1	17,6	12,9

Así mismo, el documento para edificios existentes, proporciona en su *Anexo VII*, las correlaciones a partir de las cuales puede obtenerse la demanda de referencia de calefacción y refrigeración a partir de las severidades climáticas (ecuaciones 3.2.7 y 3.2.8).

$$\text{Demanda de calefacción de referencia} = a' + b' \cdot \text{SCI} \quad (3.2.7)$$

Los coeficientes a' y b' están indicados en la *Tabla 3.2.7*:

Tabla 3.2.7. Coeficientes de correlación para la demanda de calefacción de referencia a partir de la severidad climática de invierno en edificios destinados a viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	a'	b'
Viviendas unifamiliares	32,08	117
Bloques de viviendas	20,93	98,56

$$\text{Demanda de refrigeración de referencia} = a' + b' \cdot \text{SCV} \quad (3.2.8)$$

Los coeficientes a' y b' están indicados en la *Tabla 3.2.8*:

Tabla 3.2.8. Coeficientes de correlación para la demanda de refrigeración de referencia a partir de la severidad climática de verano en edificios destinados a viviendas
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	a'	b'
Viviendas unifamiliares	-6,46	33,96
Bloques de viviendas	-5,58	25,13

Aplicando las correlaciones anteriormente indicadas, se obtienen los valores de demanda energética de referencia para cualquier ciudad de la que se dispongan los valores de radiación y temperatura medios.

Por su parte, el documento «DB-HE Ahorro de Energía» del 2013 [CTE-HE13] limita la demanda energética de las viviendas mediante la *Ecuación 3.2.9*.

$$\text{Demanda límite de calefacción} \quad D_{cal,lim} = D_{cal,base} + F_{cal,sup} / S \quad (3.2.9)$$

siendo:

- $D_{cal,lim}$: el valor límite de la demanda energética de calefacción ($\text{kWh/m}^2 \cdot \text{año}$)
- $D_{cal,base}$: el valor base de la demanda energética de calefacción, para cada zona climática de invierno correspondiente al edificio ($\text{kWh/m}^2 \cdot \text{año}$)
- $F_{cal,sup}$: el factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción (kWh/año)

- S: la superficie útil de los espacios habitables del edificio (m^2)

Los valores para cada zona climática están indicados en la *Tabla 3.2.9*:

Tabla 3.2.9. Valor base y factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción.
(Fuente: [CTE-HE13])

	α	A	B	C	D	E
$D_{cal,base}$ [$kWh/m^2 \cdot año$]	15	15	15	20	27	40
$F_{cal, sup}$ [$kWh \cdot año$]	0	0	0	1.000	2.000	3.000

Si se aplica los valores máximos de los intervalos de cada zona climática de invierno, se obtienen los límites de demanda de calefacción por zona climática según los documentos de *Certificación Energética* del IDAE tanto para edificios existentes como nuevos. La comparación de los límites de demanda de calefacción según IDAE y «DB-HE Ahorro de Energía» del 2013 del CTE se representan en la *Figura 3.2.2*. La demanda límite para edificios nuevos en los que se deben aplicar los requisitos de ahorro y eficiencia son similares, mientras que para edificios existentes se permite una demanda superior.

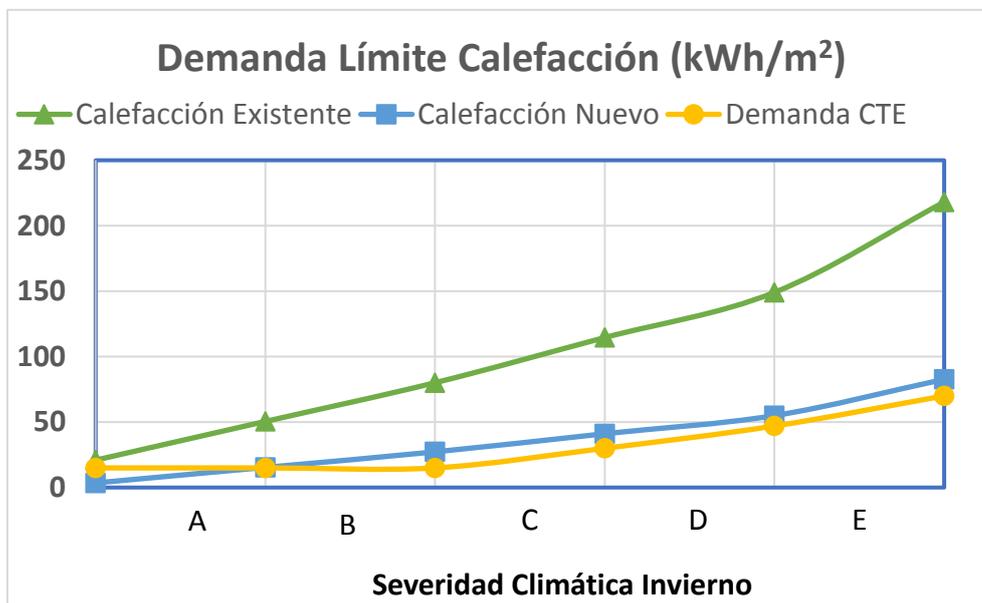


Figura 3.2.2. Valores máximos de demanda de calefacción. (Fuente [IDAE_CEN09])

Demanda de Agua Caliente Sanitaria (ACS)

La demanda diaria de agua caliente sanitaria, al contrario de la de climatización, resulta fácilmente predecible [LIN13]. La energía requerida en un día para preparar el ACS viene dada por la *Ecuación 3.2.10*, donde C_d representa el consumo diario, conforme a los valores unitarios proporcionados por el documento «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE08], determinado en la *Tabla 3.2.10*, ρ_w la densidad del agua (1.000 kg/m³), C_w su calor específico (4,18 kJ/kg-K), T_{ACS} la temperatura de uso (habitualmente 60 °C) y T_{AFCH} la temperatura del agua de red (o temperatura media del agua fría en el mes de cálculo):

$$E_d = C_d \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \quad (3.2.10)$$

Tabla 3.2.10. Consumo diario de ACS (Cd) según usos. (Fuente: [CTE-HE08])

Criterio Demanda	Consumo diario a 60°C (litros)	
Viviendas Unifamiliares	30	Por persona
Viviendas Multifamiliares	22	Por persona

La estimación del número de personas por vivienda se efectúa a partir de la *Tabla 3.2.11*.

Tabla 3.2.11. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE08])

Nº dormitorios.	1	2	3	4	5	6	7	>7
Nº Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº dormitorios

En el documento revisado «DB-HE Ahorro de Energía» del 2013 [CTE-HE13], se simplifica el criterio de demanda y proporciona una sola demanda conjunta para cualquier tipo de vivienda, unifamiliar o multifamiliar de **28 l/día-persona**. Se reduce el número de personas por vivienda, *Tabla 3.2.12*, según el número de habitaciones con respecto a los valores proporcionados en el «DB-HE Ahorro de Energía» del 2008 [CTE-HE08]:

Tabla 3.2.12. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE13])

Nº dormitorios.	1	2	3	4	5	>6
Nº Personas	1,5	3	4	5	6	7

Y se añade el factor de centralización para corrección de la demanda total por edificio en función del número de viviendas en el mismo, *Tabla 3.2.13*:

Tabla 3.2.13. Valor del factor de centralización. (Fuente: [CTE-HE13])

Nº viviendas	$N \leq 3$	$4 \leq N \leq 10$	$11 \leq N \leq 20$	$21 \leq N \leq 50$	$51 \leq N \leq 75$	$76 \leq N \leq 100$	$N \geq 101$
Factor de centralización	1	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,7

La temperatura del agua de red está disponible como media mensual, *Figura 3.2.3*, para las diferentes capitales de provincia españolas en la Guía Técnica para el agua caliente sanitaria central publicada por el IDAE [IDAE_ACS_10].

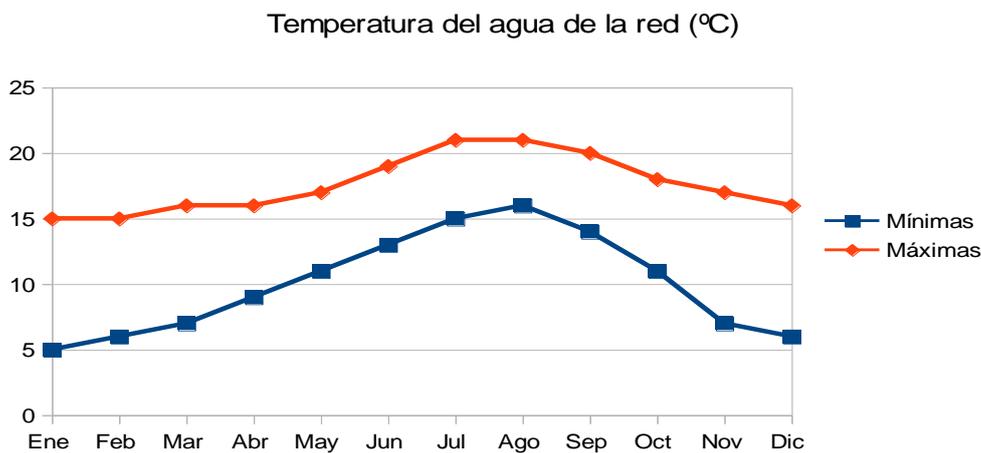


Figura 3.2.3. Valores medios de las temperatura mínimas y máximas del agua de red de las capitales de provincia españolas (Fuente [IDAE_ACS10])

En cambio, para conocer la distribución horaria de la demanda térmica para asegurar el agua caliente sanitaria necesaria es preciso asumir un determinado perfil de consumo que no está normalizado. No obstante, por hábitos de la población se aprecian tres períodos pico que corresponden a las horas en las que los usuarios están en las viviendas principalmente. Las recomendaciones de ahorro y eficiencia proponen el uso de acumuladores de calor en depósitos para reducir la potencia pico de producción de agua caliente sanitaria y conseguir aplanar la curva de demanda que ve el equipo generador.

Por tanto, el consumo de agua caliente sanitaria no tiene por qué estar directamente relacionado con el caudal instantáneo, el cual se dará durante periodos muy cortos; para determinar los consumos se aplica la expresión para cálculo de la demanda de energía definida en el documento «DB-HE Ahorro de Energía» del CTE [CTE-HE08] [CTE-HE13], en el que se dan los consumos diarios de ACS considerando acumulación a 60°C. La temperatura de referencia de 60°C se corresponde con la de acumulación del agua caliente sanitaria para prevención de la legionelosis y será la mínima habitual en los sistemas centralizados.

En el mismo documento se indica que cuando se elija una temperatura diferente a los 60°C el consumo de agua se debe modificar en función de la *Ecuación 3.2.11*.

$$D_{ACS} = D_{60^{\circ}\text{C}} \cdot \frac{(60 - T_{AFCH})}{(T_{ACS} - T_{AFCH})} \quad (3.2.11)$$

Siendo:

- **D_{ACS}**: Consumo (l/día) de ACS a una temperatura diferente de 60°C.
- **D_{60°C}**: Consumo (l/día) de ACS a 60°C, valor indicado en el la *Tabla 3.2.10*.
- **T_{ACS}**: Temperatura (°C) de consumo de ACS diferente de 60°C.
- **T_{AFCH}**: Temperatura (°C) del agua de la red, depende del mes y la localidad (*Tabla 07 [CTE-HE04]*).

3.2.2 Metodología

Con la publicación de las correlaciones para el cálculo de las severidades climáticas a partir de datos meteorológicos del «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE08] y las correlaciones para el cálculo de la demanda a partir de las severidades climáticas [IDAE_CEE_11] a principios del 2013, se decide llevar a cabo el desarrollo de una nueva metodología que combine ambas aportaciones, para el cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración tan solo a partir de datos climáticos y superficie total de la vivienda.

Se completan las ecuaciones 3.2.7 y 3.2.8 con la expresión de la severidad climática correspondiente y resulta la *Ecuación 3.2.12* para la demanda de calefacción/refrigeración de referencia tomando los coeficientes los valores indicados en las tablas 3.2.4, 3.2.5, 3.2.7,

y 3.2.8 según corresponda a demanda de calefacción o demanda de refrigeración.

$$D = a' + b' \cdot (a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f) \quad (3.2.12)$$

La Agencia Española de Meteorología, en el año 2004, en su artículo sobre los grados-día [GOM04], indicaba que las necesidades climáticas estaban caracterizadas por los grados-día de cada zona y que, por tanto, las zonas continentales y de montaña presentarían mayor demanda energética. Proponían cinco zonas según el valor de los grados-día, siendo A la de menor valor y E la de mayor valor. En la *Figura 3.2.4*, está representada la distribución de las cinco zonas en España.

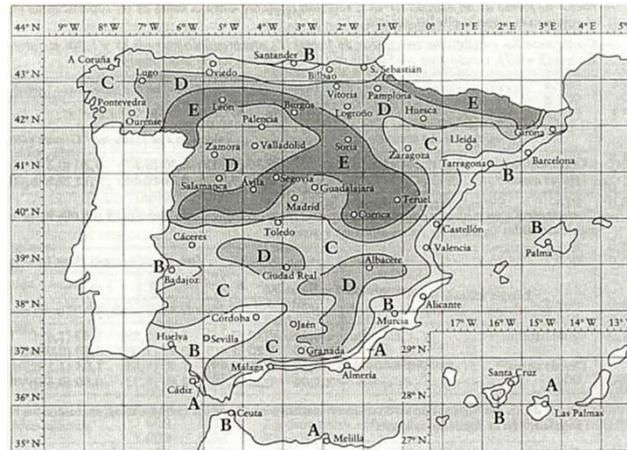


Figura 3.2.4. Zonas climáticas según valores medios de grados-día. (Fuente: [GOM04])

Las metodologías de cálculo de demanda consideraban, por tanto, tan solo el factor de los grados-día. Las nuevas correlaciones presentadas por el IDAE y el «DB-HE Ahorro de Energía», ajustan el valor de la demanda teniendo en cuenta también la radiación y por tanto el calentamiento natural de la vivienda.

Si se representa la demanda de calefacción de las capitales de España obtenida a partir de las formulas anteriores y los valores proporcionados en el documento *Condiciones Climáticas exteriores de proyecto* [IDAE_CLIM10] se aprecia en la *Figura 3.2.5* que la demanda depende directamente de los grados-día. Valores mayores de grados-día indica una menor temperatura ambiente y por lo tanto una mayor demanda. La radiación corrige el valor de la demanda por grados-día de manera inversamente proporcional. Mayor radiación reduce la demanda energética.

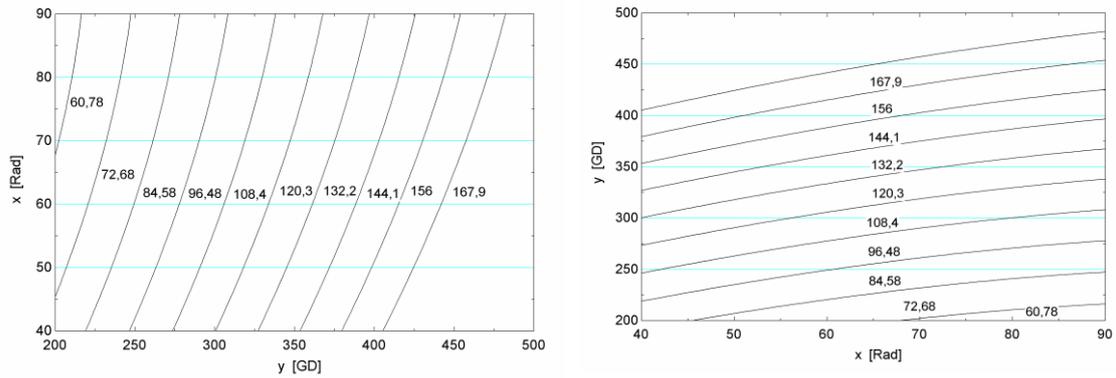


Figura 3.2.5. *Isolíneas de demanda de calefacción. (kWh/m²)*

En la *Figura 3.2.6* se representan los valores de irradiancia global media (kWh/m²·día) que, superpuesto sobre la *Figura 3.2.4* de las zonas según grados-día, muestra la diferencia dentro de una misma zona, del nivel de irradiancia.

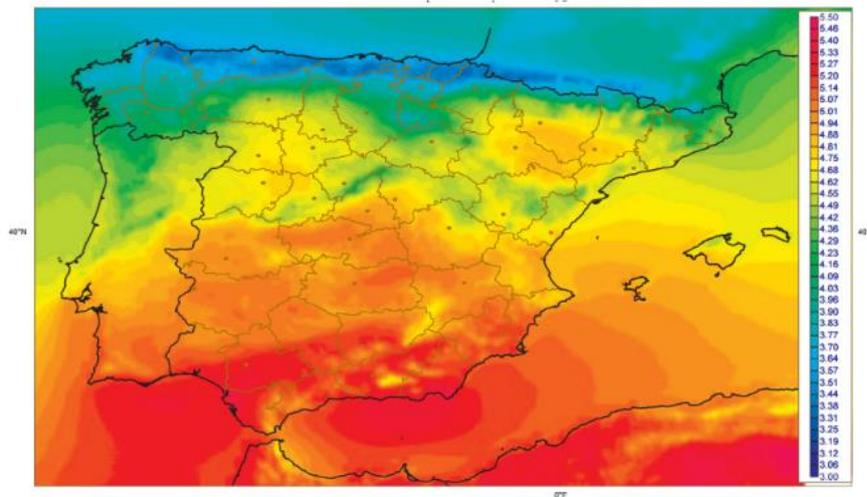


Figura 3.2.6. *Irradicación Global media. (Fuente: [SAF12])*

Cálculo de la demanda energética horaria

Para un correcto dimensionamiento de la planta de generación, es necesario conocer la demanda horaria anual para obtener la curva monótona de demanda. A partir de las fórmulas presentadas se calcula el valor de demanda anual, pero al no haber una dependencia directa entre las variables es complicado obtener el valor horario.

Se ha llevado a cabo el desarrollo del cálculo de la demanda horaria mediante la simplificación de las ecuaciones cuadráticas (3.2.1 y 3.2.4) para el cálculo de la severidad climática mediante la aproximación con polinomio de *Taylor* en primera derivada (Ecuación 3.2.13).

$$f(x, y) \approx f(x_0, y_0) + \frac{\delta f}{\delta x}(x_0, y_0) \cdot (x - x_0) + \frac{\delta f}{\delta y}(x_0, y_0) \cdot (y - y_0) \quad (3.2.13)$$

Tras esta linealización, la aproximación de la severidad climática viene dada por la Ecuación 3.2.14.

$$SC(Rad, GD) \approx SC^*(Rad, GD) = SC(Rad_0, GD_0) + \frac{\delta SC}{\delta Rad}(Rad_0, GD_0) \cdot (Rad - Rad_0) + \frac{\delta SC}{\delta y}(Rad_0, GD_0) \cdot (GD - GD_0) \quad (3.2.14)$$

Simplificando la notación se obtiene la expresión 3.2.15.

$$SC^* \approx SC_0 + SC'_{Rad} \cdot (Rad - Rad_0) + SC'_{GD} \cdot (GD - GD_0) \quad (3.2.15)$$

Por tanto, la demanda energética horaria viene dada por la Ecuación 3.2.16, desarrollada en la Ecuación 3.2.17.

$$DE = a' + b' \cdot (SC) \approx a' + b' \cdot (SC^*) \quad (3.2.16)$$

$$DE \approx a' + b'[SC_0 + SC'_{Rad} \cdot (Rad - Rad_0) + SC'_{GD} \cdot (GD - GD_0)] \quad (3.2.17)$$

Siendo:

- DE: la demanda energética (verano o invierno).
- SC₀: la severidad climática para los meses de diciembre a febrero para la demanda de invierno y para los meses de junio a septiembre para la demanda de verano según

(Ecuación 3.2.1) y (Ecuación 3.2.4).

- SC'_{Rad} : la derivada parcial de la severidad climática con respecto a la variable Rad (radiación) dada por la Ecuación 3.2.18.
- SC'_{GD} : la derivada parcial de la severidad climática con respecto a la variable GD (grados-día) dada por la Ecuación 3.2.19.
- Rad_0 : la media de la radiación global acumulada para el periodo de invierno o verano.
- GD_0 : la media de los grados-día en base 20 para el periodo de invierno o verano.

$$SCI'_{Rad} = a + c \cdot GD_0 + 2 \cdot d \cdot Rad_0 \quad (3.2.18)$$

$$SCI'_{GD} = b + c \cdot Rad_0 + 2 \cdot e \cdot GD_0 \quad (3.2.19)$$

Nótese que, aunque el cálculo de demanda se va a extender a todo el año ($1 \leq k \leq 8.760$) los valores SC_0 , GD_0 y Rad_0 se calculan según la definición del CTE.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, para el cálculo de la demanda horaria de calefacción (kWh/m^2), se obtienen las ecuaciones 3.2.20 y 3.2.21.

$$DEI \approx \frac{a'}{N_h} + b' \cdot \left[\frac{SCI_0}{N_h} + SCI'_{Rad} \cdot \left(Rad - \frac{Rad_0}{N_h} \right) + SCI'_{GD} \cdot \left(GD - \frac{GD_0}{N_h} \right) \right] \quad (3.2.20)$$

$$DEI_k \approx \frac{a'}{N_h} + b' \cdot \left[\frac{SCI_0}{N_h} + SCI'_{Rad} \cdot \left(\frac{Rad_k}{N_m} - \frac{Rad_0}{N_h} \right) + SCI'_{GD} \cdot \left(\frac{\Delta T_k}{24 \cdot N_m} - \frac{GD_0}{N_h} \right) \right] \quad (3.2.21)$$

Siendo:

- N_h : el número de horas del periodo de invierno (2.160).
- N_m : número de meses de calefacción, es decir, 3.
- Rad_k : la radiación correspondiente a la hora k -ésima del periodo. Estas horas se extienden a los meses de octubre a marzo.
- ΔT_k : función definida en la Ecuación 3.2.2. Estas horas se extienden a los meses de octubre a marzo.

De la misma manera, se particulariza la *Ecuación 3.2.17* para el cálculo de la demanda de refrigeración (kWh/m²) resultando las ecuaciones 3.2.22 y 3.2.23:

$$DEV \approx \frac{a'}{N_h} + b' \cdot \left[\frac{SCV_0}{N_h} + SCV'_{Rad} \cdot \left(Rad - \frac{Rad_0}{N_h} \right) + SCV'_{GD} \cdot \left(GD - \frac{GD_0}{N_h} \right) \right] \quad (3.2.22)$$

$$DEV_k \approx \frac{a'}{N_h} + b' \cdot \left[\frac{SCV_0}{N_h} + SCV'_{Rad} \cdot \left(\frac{Rad_k}{N_m} - \frac{Rad_0}{N_h} \right) + SCV'_{GD} \cdot \left(\frac{\Delta T_k}{24 \cdot N_m} - \frac{GD_0}{N_h} \right) \right] \quad (3.2.23)$$

siendo:

- N_h : el número de horas del periodo de verano (2.928).
- N_m : número de meses de refrigeración, es decir, 4.
- Rad_k : la radiación correspondiente a la hora k -ésima del periodo. Estas horas se extienden a los meses de abril a septiembre.
- ΔT_k : función definida en la *Ecuación 3.2.5*. Estas horas se extienden a los meses de abril a septiembre.

Cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) horaria

Para el cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria horaria se ha tomado la expresión proporcionada por el documento «DB-HE Ahorro de Energía» del CTE [CTE-HE08] [CTE-HE13], *Ecuación 3.2.24*, en el que se dan los consumos diarios considerando acumulación a 60°C, repartiéndolo uniformemente a lo largo de todas las horas del año al asumir la existencia de un depósito acumulador de ACS.

$$E_k = \frac{C_d \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH})}{24} = \frac{D_{60^\circ C} \cdot \frac{(60 - T_{AFCH})}{(T_{ACS} - T_{AFCH})} \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH})}{24} = \frac{\rho_w \cdot C_w \cdot D_{60^\circ C} \cdot (60 - T_{AFCH})}{24} \quad (\text{kWh/persona}) \quad (3.2.24)$$

Siendo:

- E_k : Demanda ACS horaria.
- $D_{60^\circ C}$: Consumo (l/día) de ACS a 60°C, 28 l/día·persona.

- T_{AFCH} : Temperatura ($^{\circ}\text{C}$) del agua de la red, depende del mes y la localidad (*Tabla 07* [CTE_HE04]).
- ρ_w la densidad del agua (1 kg/l).
- C_w su calor específico (4,18 kJ/kg·K) \rightarrow (1,16·10⁻³ kWh/kg·K).

Distribución de la población

Las fórmulas presentadas proporcionan la demanda energética tanto de calefacción como de refrigeración, en m^2 , por lo que ha sido necesario llevar a cabo un estudio de la población española para obtener las distribuciones de población por localidades y su relación con las dimensiones de las viviendas.

Para ello, se ha recurrido a la información de libre acceso del Instituto Nacional de Estadística (INE) [INE17], y se ha obtenido una distribución de población aproximada que se recoge en la *Tabla 3.2.14*:

Tabla 3.2.14. Distribución de viviendas por tipo.

Población < 15.000 hab	Unifamiliar	Bloque
Pueblo	80%	20%
Barrio	60%	40%

En cuanto al tamaño medio de las viviendas y número de habitantes por vivienda, se ha tomado el valor medio de 4 habitantes por vivienda.

Aplicación informática

Para automatizar el cálculo de la demanda para cada localidad, se ha desarrollado una hoja de cálculo, *Figura 3.2.7*, en la que como entradas se consideran las variables:

- N° habitantes.
- % viviendas unifamiliares de la población.
- N° personas por vivienda.
- m² por persona.
- T_{AFCH}: Temperatura (°C) del agua de la red introducida una a una.
- COP de la enfriadora de absorción.

CELDA MODIFICABLES

		HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m2]
INVIERNO	enero	429,2	0,0	58,4
	febrero	351,5	0,0	74,6
	marzo	311,6	0,0	117,3
VERANO	abril	0,0	0,7	145,2
	mayo	0,0	15,5	184,1
	junio	0,0	66,6	199,3
	julio	0,0	144,3	222,9
	agosto	0,0	129,3	198,6
INVIERNO	septiembre	0,0	56,0	143,2
	octubre	168,3	0,0	101,4
	noviembre	317,8	0,0	63,9
	diciembre	421,6	0,0	51,5

DEMANDA TOTAL		
COP	0,63	
METEONORM		
D+ACS		
	Demanda	Producción
ANUAL	D(MWh)	64.965
	D PUNTA (MW)	27.899
INVIERNO	D(MWh)	55.825
	D PUNTA (MW)	27.899
VERANO	D(MWh)	9.140
	D PUNTA (MW)	10.866

CASO ESTUDIO			
	HABITANTES	VIVIENDAS	%VIVIENDA UNIFAMILIAR
CASO	10.000	20.000	80%
	MEDIA INE (personas/vivienda)	MEDIA INE (m2/persona)	%VIVIENDA BLOQUE
	4	30	20%

CALCULO SEVERIDAD CLIMÁTICA			
invierno	1202,3		184,4
Verano		396,2	764,0
Medias invierno	400,8		61,5
Medias verano		99,0	191,0
SCI	0,996	d	
SCV	0,998	3	

DEMANDA ACS POBLACIÓN CASO												
T _{afch} (°C)	8	8	10	12	14	17	20	19	17	13	10	8
DEMANDA ACS TOTAL (kWh/VIVIENDA)												
UNIFAMILIAR	Enero	Feb	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept	Oct	Nov	Diciem
BLOQUE	1,81	1,81	1,74	1,67	1,60	1,50	1,39	1,43	1,50	1,64	1,74	1,81
	1,33	1,33	1,28	1,22	1,17	1,10	1,02	1,05	1,10	1,20	1,28	1,33
DEMANDA ACS HORARIA (kWh/VIVIENDA)												
UNIFAMILIAR	Enero	Feb	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept	Oct	Nov	Diciem
BLOQUE	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08
	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06

Figura 3.2.7. Interfaz de entrada de datos de la aplicación desarrollada para el cálculo demanda horaria.

La hoja de cálculo permite obtener la severidad climática de la localidad en cuestión, el perfil de demanda horaria, los valores totales de demanda anual, demanda en invierno y demanda en verano.

3.2.3 Validación del modelo

La validación de la metodología anteriormente descrita se ha llevado a cabo comparando los resultados obtenidos con la información proporcionada en el documento sobre las condiciones climáticas utilizadas habitualmente en los proyectos de las instalaciones de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria [IDAE_ACS10] y los registros meteorológicos proporcionados por el software METEORNORM [MET17].

El documento de *Condiciones Climáticas* del IDAE [IDAE_CLIM10] proporciona los valores de los parámetros que establecen las condiciones climáticas exteriores (temperatura seca y húmeda, oscilación media diaria, grados-día de calefacción y refrigeración, etc.) para la estandarización de los cálculos de la demanda y del consumo energético para el dimensionado de equipos de calefacción y refrigeración. Los datos climáticos incluidos en el documento son una media de los registros horarios para un periodo mínimo de 10 años que proceden de las 104 estaciones de la Agencia Estatal de Meteorología.

Los parámetros utilizados para la validación han sido:

- **RADH:** radiación media diaria sobre superficie horizontal en forma mensual (kWh/m²).
- **GD20/20C:** grados-día de calefacción con base 20/20 en forma mensual. Suma mensual del valor horario de la temperatura seca con respecto a 20°C dividido por 24 y únicamente contabilizando los valores negativos (se expresa finalmente en valor absoluto).
- **GD20/20R:** grados-día de refrigeración con base 20/20 en forma mensual. Suma mensual del valor horario de la temperatura seca con respecto a 20°C dividido por 24 y únicamente contabilizando los valores positivos.

Mediante el software METEORNORM [MET17] se ha generado una base de datos con los parámetros de Temperatura Seca y Radiación Horizontal para cada hora del año, según una media de los últimos 10 años.

Inicialmente se seleccionaron 12 ciudades de los tres tipos de clima en España recogidas en la *Tabla 3.2.15*.

Tabla 3.2.15. Primera selección de ciudades.

CLIMA MEDITERRÁNEO	CLIMA CONTINENTAL	CLIMA NORTE
Almería	León	La Coruña
Valencia	Valladolid	Santander
Tarragona	Madrid	Bilbao
	Badajoz	
	Jaén	
	Ciudad Real	

El software METEONORM proporciona también gráficas diarias, en las que se aprecian las diferencias climáticas entre distintas zonas, figuras 3.2.8 y 3.2.9.

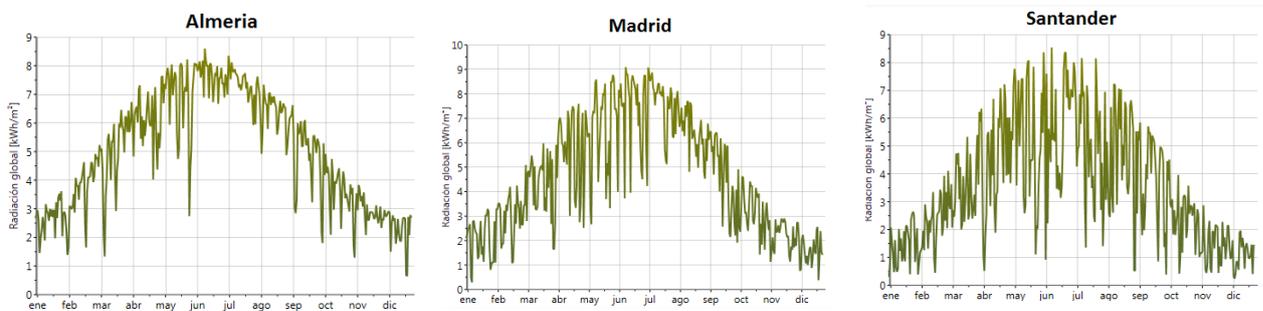


Figura 3.2.8. Radiación Global diaria de los climas existentes en la España peninsular. (Fuente [MET17])

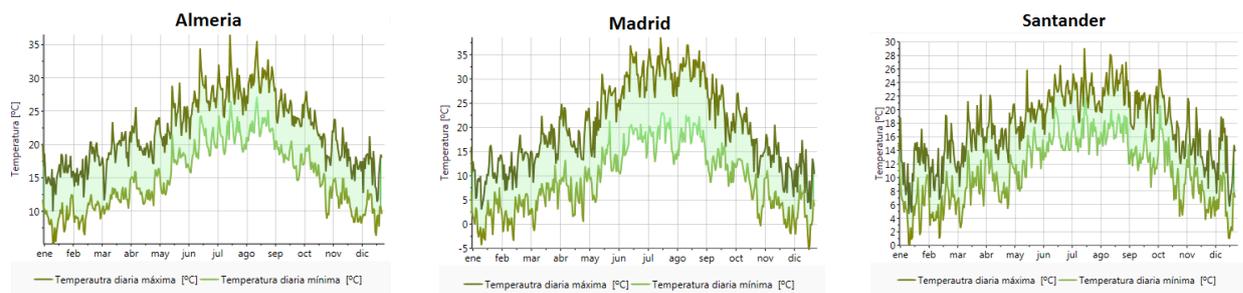


Figura 3.2.9. Temperatura diaria de los climas existentes en la España peninsular. (Fuente [MET17])

Una vez generada la base de datos de radiación y temperatura horaria para cada ciudad se calcula la severidad climática de las ciudades de la *Tabla 3.2.12* mediante las fórmulas 3.2.1 y 3.2.4 y los valores medios mensuales del documento de condiciones climáticas del IDAE, y mediante los valores horarios del METEORNORM.

La *Figura 3.2.10* muestra los resultados obtenidos, que se comparan con los valores de referencia de la *Tabla 3.2.6*.

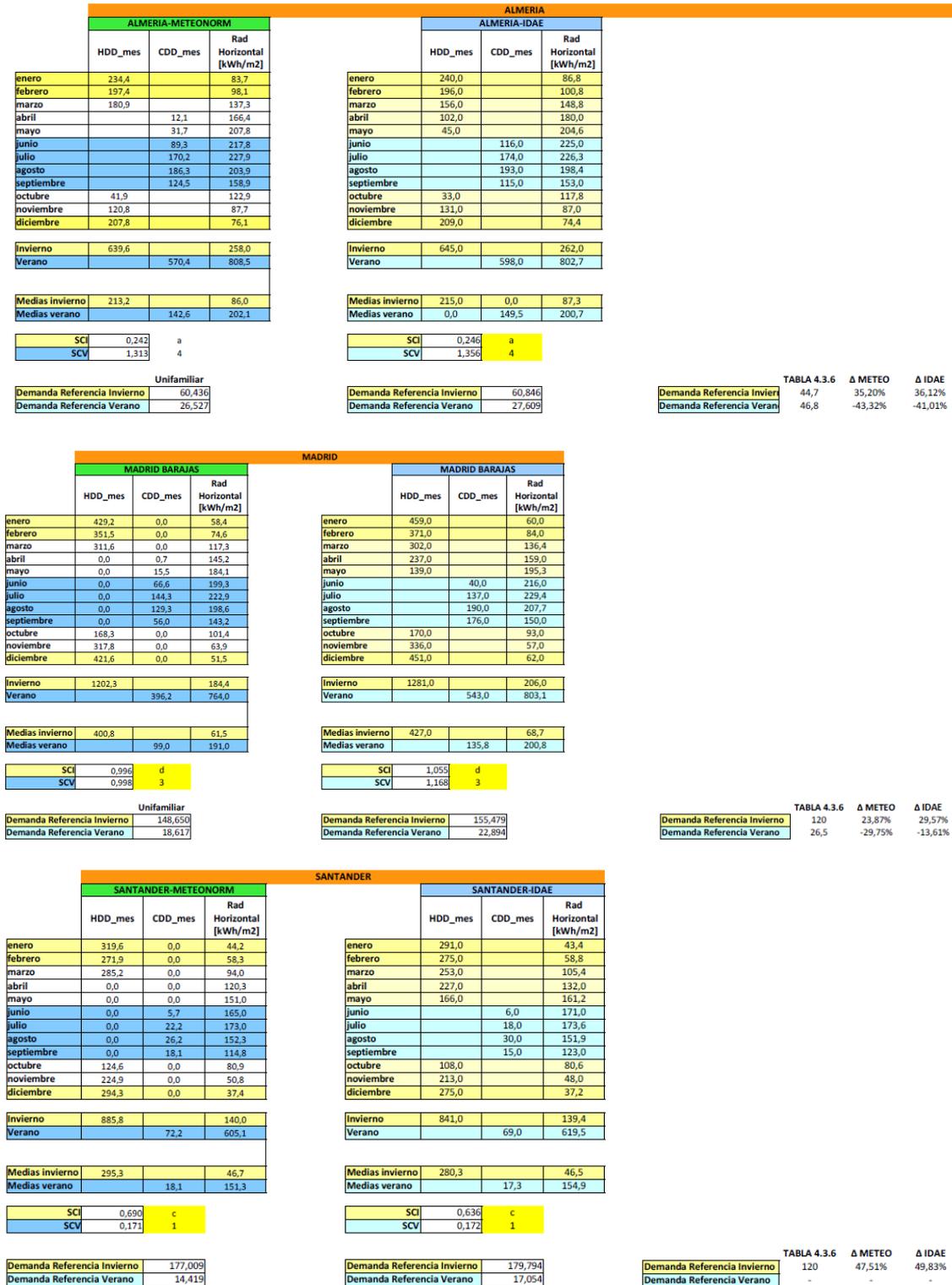


Figura 3.2.10. Comparación de los valores de severidad climática obtenidos a partir de documento del IDAE [IDAE_CLIM10] y datos del METEONORM [MET17] considerando 3 meses invierno – 4 meses verano.

Los resultados presentados en la *Figura 3.2.10* muestran una coincidencia de zona climática con la clasificación dada en la Tabla B.1 del «*DB-HE Ahorro de Energía*» [CTE-HE08]. Cabe destacar la desviación con respecto al valor proporcionado en el documento de *Certificación de Edificios Existentes* del IDAE [IDAE_CEE_11], tanto con valores meteorológicos horarios como con los proporcionados por el propio IDAE para estandarizar los cálculos de demanda de calefacción y refrigeración, siendo incluso valores más aproximados los calculados por la metodología propia desarrollada.

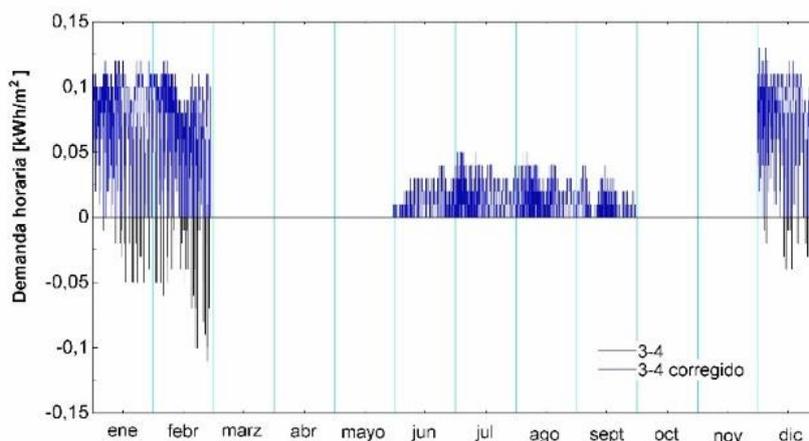
Se da por válida la metodología y se procede a desarrollar para todas las capitales de provincia de España el cálculo de demanda energética según los meses indicados en IDAE:

- noviembre, diciembre y enero para la demanda de calefacción.
- junio, julio, agosto y septiembre para la demanda de refrigeración.

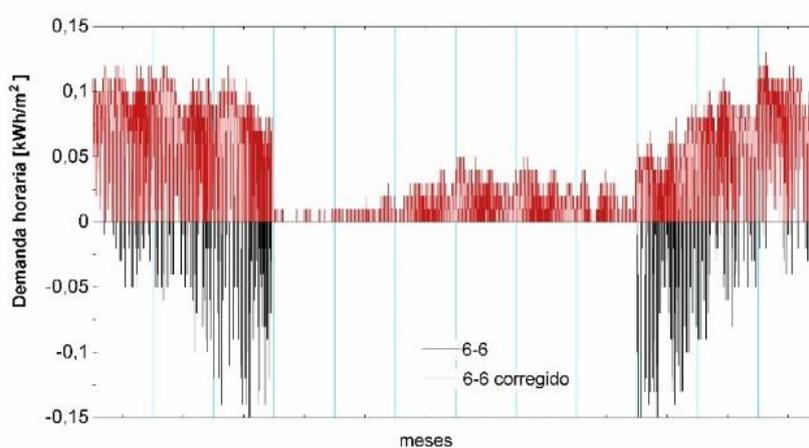
Al ser un método por aproximación, en algunas horas se obtienen valores negativos, por lo que se lleva a cabo una primera corrección del modelo para eliminar éstos. La siguiente corrección llevada a cabo ha sido ampliar los meses de demanda de calefacción/refrigeración tal como se comentó previamente para cubrir el año completo, definiendo dos períodos de 6 meses cada uno:

- octubre, noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo para la demanda de calefacción.
- Abril, mayo, junio, julio, agosto y septiembre para la demanda de refrigeración.

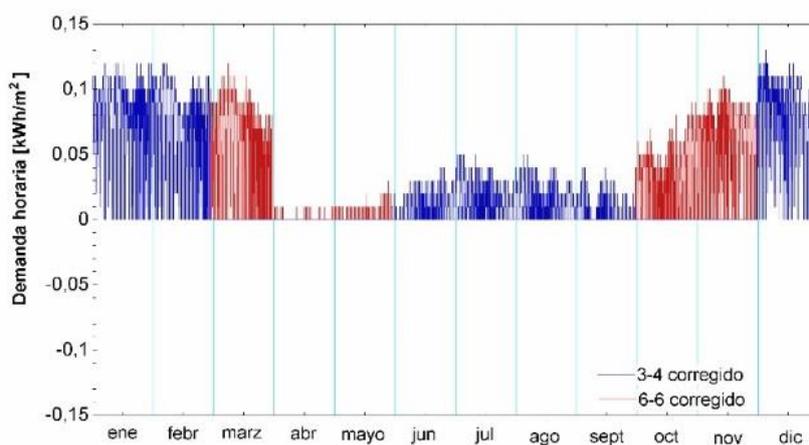
En la *Figura 3.2.11* se ha representado la curva de demanda obtenida en cada supuesto para la ciudad de Madrid.



a)



b)



c)

Figura 3.2.11. Comparación perfil de demanda horaria con correcciones.

- a) Comparación demanda “3 meses invierno-4 meses verano” con y sin valores negativos
 b) Comparación demanda “6 meses verano-6 meses invierno” con y sin valores negativo
 c) Comparación demanda “3 meses invierno-4 meses verano” y “6 meses verano-6 meses invierno” sin valores negativos.

La *Tabla 3.2.16* muestra la desviación similar para las tres ciudades de distintos climas con respecto a la demanda de referencia. La calefacción, aunque el periodo se duplica, no llega al 80%, ya que en los meses ampliados no siempre se dan condiciones climáticas que supongan una demanda energética, y lo mismo sucede con la demanda de refrigeración.

Tabla 3.2.16. Desviación frente a la demanda de referencia de calefacción y refrigeración según 3 meses de invierno y 4 meses de verano.

ALMERÍA					MADRID					SANTANDER				
CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)					CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)					CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)				
METEONORM					METEONORM					METEONORM				
UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE		
VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$	
DI	67,34	11,4	51,85	15,7	DI	155,02	4,3	125,14	5,0	DI	119,94	6,3	95,65	7,5
DV	38,11	0,0	27,95	2,0	DV	29,21	6,5	24,36	24,9	DV	-	-	-	-
CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)					CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)					CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)				
METEONORM					METEONORM					METEONORM				
UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE		
VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$	
DI	76,58	26,7	52,19	16,4	DI	215,99	45,3	169,62	42,4	DI	168,30	49,1	129,45	45,5
DV	44,10	15,7	31,43	14,7	DV	28,66	4,5	20,01	2,6	DV	-	-	-	-
CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)					CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)					CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)				
METEONORM					METEONORM					METEONORM				
UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE			UNIF		BLOQUE		
VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$		VALOR	$\Delta(\%)$	BLOQUE	$\Delta(\%)$	
DI	102,32	69,31	77,59	73,1	DI	254,57	71,26	204,42	71,6	DI	204,53	81,24	162,15	82,3
DV	44,10	15,70	31,43	14,7	DV	31,97	16,57	23,00	17,9	DV	-	-	-	-

3.3 MODELO DE CÁLCULO DE LA BIOMASA DISPONIBLE

3.3.1 Introducción

En el año 2006, el Observatorio de la Sostenibilidad en España [OSE16] publicó el informe sobre el cambio de uso del suelo en España a partir de datos proporcionados por el proyecto *Corine Land Cover Project* [CORINE85]. Entre los resultados proporcionados por el estudio, destacaba el incremento casi del 30% de las superficies artificiales, el aumento de las superficies agrícolas destinadas a regadío y cambios en la superficie forestal debido principalmente a incendios y la disminución de zonas húmedas naturales. En la *Figura 3.3.1* está representada la distribución del suelo en distintos países de Europa, observándose que la ocupación del suelo en España es similar al resto de países, aun siendo algo menor el espacio destinado a la superficie agrícola. El informe ponía de manifiesto la pérdida de aprovechamiento de suelo agrario, sin creación de masa forestal significativa, por abandono de la actividad.

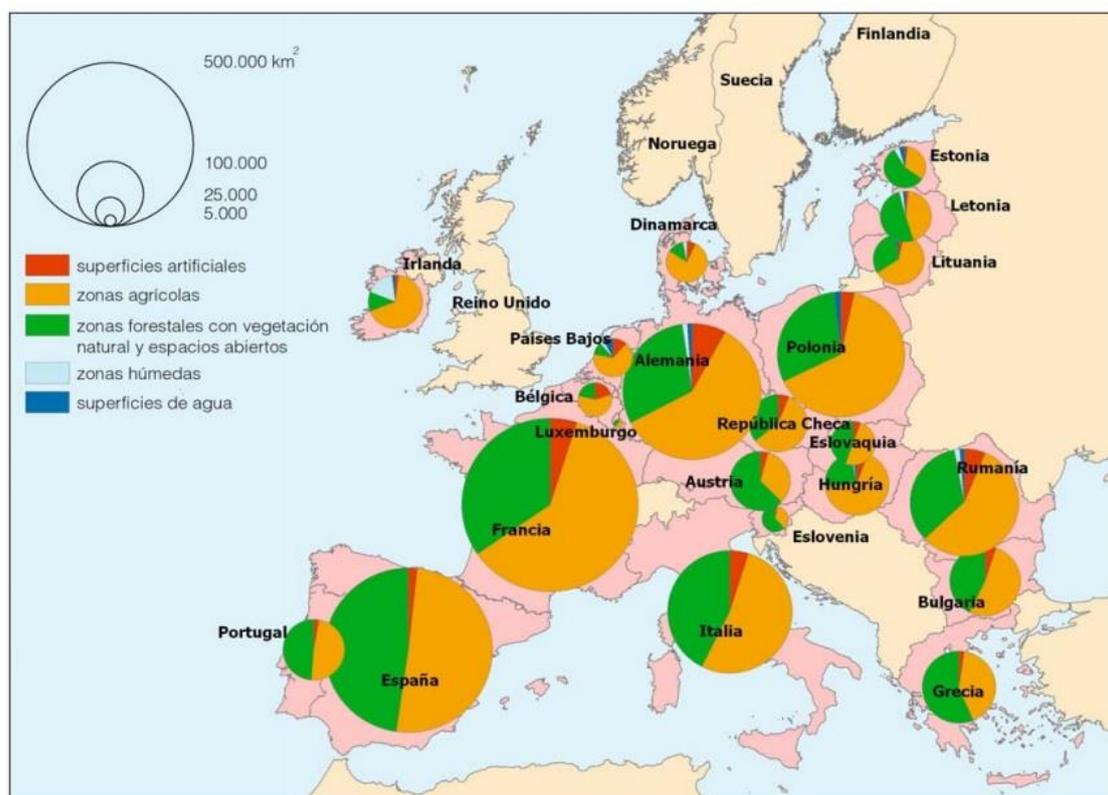


Figura 3.3.1. Distribución de las principales clases de cobertura de suelo en Europa-CLC23 (año 2000) Clasificación CLC Nivel 1. (Fuente: [OSE16])

Por otro lado, la Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa (AVEBIOM) [AVB17], resalta la importancia del aprovechamiento de la biomasa forestal dentro de la gestión forestal. Actualmente España es el tercer país de la UE por su potencial en biomasa y el segundo con más superficie forestal, pero la tasa de aprovechamiento no supera el 36,5%, por debajo de la media europea (69%). La gestión forestal es una medida para mantener los bosques saneados, reducir el riesgo de incendios y promover el empleo [AVB12].

El creciente interés en el aprovechamiento energético de la biomasa forestal en España se plasma en varios proyectos, entre ellos el *proyecto SilvaPlus* [SILVP13] y el *RES & RUE Dissemination* [RES15]. El *proyecto SilvaPlus* busca la valorización de la biomasa forestal primaria para incentivar el uso de fuentes de energía renovable de producción local, mientras que el *RES & RUE Dissemination* presenta una panorámica de las principales tipologías de calderas para la combustión de biomasa según las tres principales categorías de combustibles vegetales. En ambos documentos se proporcionan valores reales de humedad, contenido en ceniza y equivalente calórico con respecto a combustibles fósiles.

El Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente ante el aumento de los residuos procedentes de la actividad agraria decide llevar a cabo un primer análisis de la situación en España [MAPAMA12]. En el informe se indica que no existe una normativa específica para la gestión de los restos generados en campo, pero no se consideran residuos cuando se reutilizan en el sector agrario o se destinan a la producción energética a partir de biomasa. En la mayoría de los casos, el fin de los restos de cosecha es la valorización energética, aunque en el informe se aconseja priorizar el reciclado.

La metodología seguida para el cálculo de la biomasa disponible y su precio medio en las poblaciones estudio, emplea el programa informático libre BIORAISE [BIORAISE17]. Se trata de una aplicación informática desarrollada por el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER-CIEMAT), que permite conocer la disponibilidad de recursos de biomasa en localizaciones geográficas concretas a través de un visor geográfico (sistema de información geográfica GIS).

BIORAISE, aplicación para la evaluación de la biomasa en España.

La aplicación BIORAISE proporciona información a nivel de término municipal en los países del Mediterráneo en cuanto a biomasa potencial y biomasa disponible, aplicando factores de reducción y costes económicos en los que se incluye la recolección y transporte de la biomasa desde los sitios de producción a un punto elegido de la geografía nacional. BIORAISE proporciona estimaciones medias previstas en un largo plazo de tiempo, teniendo en cuenta las variaciones anuales que pueden darse en el desarrollo de los cultivos.

El programa BIORAISE se inició dentro del marco del proyecto del VI Programa Marco de la UE “CHRISGAS” [CHRSG04] y se puso en servicio en 2009. Inicialmente, el método de cálculo de la biomasa de origen forestal se basaba en el proyecto *Corine Land Cover*, que constituye una base de datos de ocupación del suelo a nivel europeo. Para el cálculo de la biomasa agrícola, el método de cálculo está basado en la información estadística sobre superficies y productos agrícolas (biomasa residual de campo) de la *Oficina Europea de Estadística* (EUROSTAT) integrada también en la base cartográfica del proyecto *Corine Land Cover*, *Figura 3.3.2.*



Figura 3.3.2. Base fotográfica e interpretación de los recursos. Campos de regadío.
(Fuente:[CORINE85])

En 2012 se actualiza el BIORAISE y se incorporan datos de biomasa secundaria procedente de las industrias agroalimentarias y de la madera dentro del proyecto interregional de la Unión Europea *SUDOE IV* [SUDOE17], llamado *BIOMASUD* [BIOMASUD17]. El objetivo de BIOMASUD es promover el desarrollo de un mercado sostenible de la biomasa sólida en

el espacio SUDOE (España, sur de Francia y Portugal).

BIORAISE mantiene la nomenclatura de las categorías proporcionada por el proyecto *Corine Land Cover* inicialmente, detallándose en la *Tabla 3.3.1* los niveles 1, 2 y 3.

Tabla 3.3.1. Nomenclatura de las categorías del proyecto *Corine Land Cover*.
(Fuente: [CORINE85])

Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
Zonas Agrícolas	Tierras de labor	Secano
		Regadío
	Cultivos permanentes	Arrozales
		Viñedos
		Frutales
		Olivares
Zonas agrícolas heterogéneas	Dehesas	
Zonas Forestales	Bosques	Frondosas
		Coníferas
	Espacios de vegetación arbustiva y/o herbácea	Bosque Mixto
		Matorral

3.3.2 Metodología

BIORAISE proporciona la producción de biomasa potencial y la producción de biomasa disponible. Los recursos disponibles son el resultado de aplicar restricciones generales, tales como consideraciones sobre la demanda de biomasa para propósitos no energéticos con precios demasiado elevados o consideraciones medioambientales para asegurar la regeneración del suelo.

La estimación de recursos que ofrece el sistema permite obtener los resultados de dos maneras diferentes:

- en toneladas de materia seca al año
- tras introducir el valor de la humedad de los distintos tipos de biomasa, en contenido energético (GJ / año)

En ambos casos se incluyen los costes medios de recolección (€/GJ). La aplicación también permite realizar una estimación del coste de transporte (€/GJ) de la biomasa en el radio seleccionado hasta el punto central elegido, considerando el precio del combustible usado en el transporte (gasoil), variable de entrada del programa.

Para el cálculo del coste medio de recolección de la biomasa procedente de restos agrícolas, BIORAISE tiene en cuenta la recolección, el embalaje y el transporte desde las áreas de almacenamiento a las áreas de carga de los camiones. Para el coste medio de recolección de la biomasa forestal, tiene en cuenta el clareo, la poda y la tala, así como la pendiente del terreno. En el caso de los residuos industriales, cuyo coste sería casi nulo, se aplica el precio de mercado, considerando que la Industria obtiene una valorización comercial de los mismos.

En la *Figura 3.3.3.* se muestran los valores proporcionados por el programa para un radio de 60 km para una ubicación dada. En la primera columna se muestra cada categoría presente en la zona de estudio y las toneladas de materia seca potenciales y disponibles. Se completa la información por categoría con el coste medio de recolección y de transporte.

Subproductos de campo | Subproductos de industria (SUDOE)

Recursos y costes | Contenido energético

Recursos en t m.s./año Costes en €/t m.s. t m.s. (toneladas de materia seca)

Datos de partida: Lat.: 37,9502137904392 Lng.: -3,26565745286644 Radio: 30 Km

	Recursos potenciales (t m.s./año)	Recursos disponibles (t m.s./año)	Coste medio recolección (€/t m.s.)	Superficie de recursos disponibles (ha)
Secano	87.381,00	37.506,00	26,79	39.900,00
Regadío	28.888,00	23.118,25	11,89	3.925,00
Frutales	5.670,00	4.545,00	30,49	4.500,00
Olivar	176.551,36	140.747,23	37,74	123.462,50
Dehesas	26,25	3,28	23,80	31,25
Fronosas	1.374,63	437,75	43,46	1.262,50
Coníferas	3.744,54	1.623,90	67,76	3.393,75
Mezcla coníferas frondosas	53,70	1,48	48,34	6,25
Matorral	3.105,00	1.744,68	37,84	4.356,25

Costes de transporte

	Coste medio transporte (€/t m.s.)
Secano	12,22
Regadío	12,21
Frutales	11,58
Olivar	12,05
Dehesas	14,09
Fronosas	7,86
Coníferas	15,04
Mezcla coníferas frondosas	13,88
Matorral	14,39

Precio del combustible (€/litro): 1,20 Coste mínimo: 6,21 €/t m.s. Coste máximo: 26,41 €/t m.s.

Figura 3.3.3. Resultados obtenidos con BIORAISE según recursos y costes. (Fuente: [BIORAISE17])

En la segunda pestaña, una vez introducidos los porcentajes de humedad para cada categoría, se obtiene la disponibilidad por recurso en contenido energético, como puede verse en la *Figura 3.3.4.*

Subproductos de campo | Subproductos de industria (SUDOE)

Recursos y costes | Contenido energético

	Recursos disponibles (t m.s./año)	t m.h./año	Ceniza valor medio referencia (% b.s.)	Contenido energético (GJ/año)	Coste medio recolección (€/GJ)
Secano	37.506,00	46.882,50	6,10	617.639,44	1,62
Regadío	23.118,25	33.026,07	7,80	365.626,69	0,75
Frutales	4.545,00	6.492,85	3,40	73.033,86	1,89
Olivar	140.747,23	201.067,48	5,98	2.369.198,50	2,24
Dehesas	3,28	4,10	4,28	55,08	1,41
Fronosas	437,75	729,59	3,67	7.009,48	2,71
Coníferas	1.623,90	2.706,51	2,70	28.144,46	3,91
Mezcla coníferas frondosas	1,48	2,47	3,19	24,74	2,89
Matorral	1.744,68	2.180,85	3,06	31.499,02	2,09

Figura 3.3.4. Resultados obtenidos con BIORAISE según contenido energético. (Fuente: [BIORAISE17])

El porcentaje de humedad, mostrado en la *Tabla 3.3.2*, ha sido aplicado según la información publicada para las especies agrícolas y forestales en España [SILVP13], [RES15], [AND08], [IDAE_BIO08]. Se ha considerado hasta un máximo de 40% de humedad para las especies forestales según características de las calderas comerciales actuales [VYC17], [NOVA17], [ERATIC17]. Las calderas automáticas son capaces de regular la combustión en función del

grado de humedad, aunque suele limitarse el máximo para evitar efectos negativos de la condensación del vapor en su interior. También debe tenerse en cuenta que residuos con porcentajes altos de humedad presentan problemas de almacenaje como fermentación, pérdida de biomasa y subida de temperatura con el consiguiente riesgo de incendio.

Tabla 3.3.2. *Porcentaje de humedad según categorías del proyecto Corine Land Cover.*

Categoría	% humedad
Secano	20
Regadío	30
Arrozales	10
Viñedos	30
Frutales	30
Olivares	30
Dehesas	20
Frondosas	40
Coníferas	40
Bosque Mixto	40
Matorral	20

Para la evaluación de los recursos de biomasa se ha creado una base de datos de biomasa disponible para las distintas localidades objeto del estudio, para áreas de tres radios distintos (60 km, 30 km y 15 km) y se ha comparado con el consumo de energía primaria de la planta. En la *Figura 3.3.5* extraída de BIORAISE se representa el coste medio de transporte según ubicación de la zona de recogida de la biomasa. Se observa que radios mayores de 60 km incrementan notablemente los costes de transporte sobre todo en localidades de montaña.

Precio del combustible (€/litro): 1,00 Coste mínimo: 3,62 €/t m.s. Coste máximo: 29,27 €/t m.s.

Mapa de coste de transporte



Figura 3.3.5. Coste medio de transporte en área de recolección de radio 60 km (Burgos).
(Fuente: [BIORAISE17])

Se ha llevado a cabo un primer análisis de la biomasa disponible, para todas las capitales de provincia de la península, según los tres radios anteriormente indicados, considerando como demanda de energía primaria la máxima para la zona climática a la que pertenece cada capital. La demanda de energía primaria máxima por zona se ha obtenido a partir de la línea de tendencia de la gráfica “SCI vs \dot{F} ”, siendo \dot{F} la demanda de combustible del tamaño de planta optimizado para obtener la máxima rentabilidad en cogeneración para cada capital de provincia (ver siguiente sección).

Con este primer análisis se ha comprobado la disponibilidad de biomasa en el caso más desfavorable de demanda máxima por zona climática para todas las capitales de provincia. Posteriormente, se ha ajustado la demanda de biomasa al valor real de demanda de energía primaria para cada planta optimizada.

La biomasa total disponible se considera como el total de los dos recursos más abundantes de menor precio ya que las calderas comerciales actuales de parrilla móvil permiten consumir distintos tipos de combustibles. Los parámetros de programación de las calderas se ajustan para las características de cada combustible [HUST17], [TERMOS17].

3.4 MODELO ECONÓMICO

3.4.1 Parámetros e hipótesis de trabajo.

El modelo económico se basa en una empresa de servicios energéticos (ESE) [DCE32/06] dentro del marco de fomento de la eficiencia energética del uso final de la energía. Se considera una red de distrito existente, por lo que no se incluyen sus costes de inversión en el estudio. No se considera ningún tipo de subsidio ni a la inversión ni a las tarifas de venta tanto de electricidad como de energía térmica.

La energía eléctrica se venderá bien a los usuarios de la población, bien al mercado eléctrico con un precio de 60 €/MWh_e, precio medio de mercado eléctrico en el año 2016 [OMIE16], tal como se desprende de la *Figura 3.4.1*.

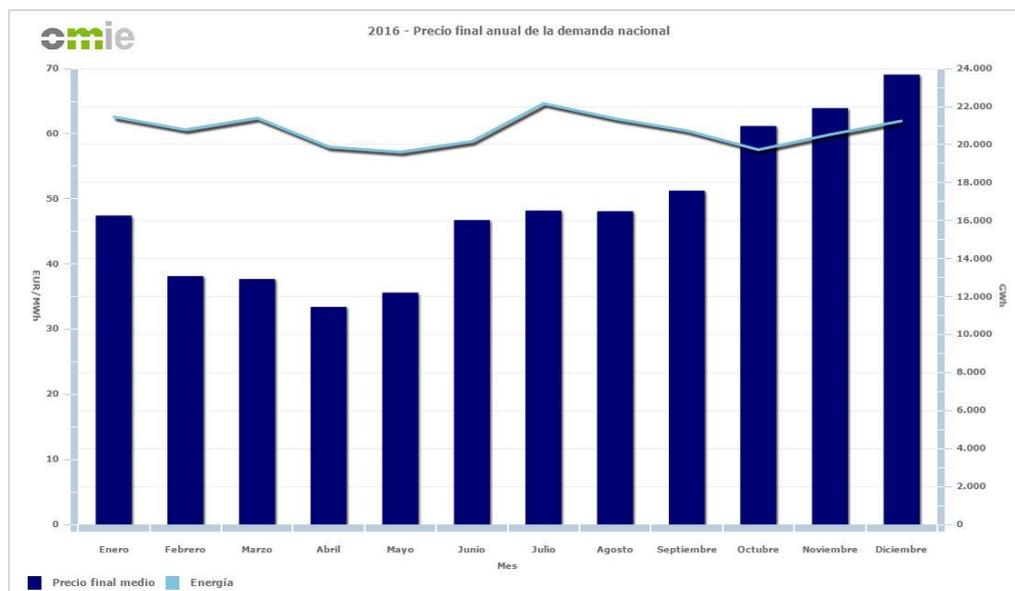


Figura 3.4.1. Precio final anual de la demanda eléctrica nacional – 2016. (Fuente: [OMIE17])

La energía térmica se vende, tanto en invierno como en verano también a 60 €/MWh_t, precio que se ha considerado competitivo. El precio de venta de la energía térmica para calefacción es competitivo frente al coste de los combustibles habituales envasados¹ para calefacción. Dichos precios oscilan entre los 127,6 €/MWh_t (precio aproximado de una botella de 37 kg de propano), 143,7 €/MWh_t (GLP en bombonas de 35 kg) y 88,9 €/MWh_t (gasóleo de calefacción) [IDAE_COME16].

¹ En el caso de gas natural es preciso considerar también el término fijo para realizar una comparación justa.

Igual sucede con el precio de venta de la energía térmica para refrigeración, considerando el precio de la electricidad para los usuarios finales en torno a los 150 €/MW_e¹ y un coeficiente estacional para enfriadoras por compresión de 2,3 [IDAE_CE303], el precio sería 65,22 €/MWh_t.

COSTE INVERSIÓN - Planta ORC

Los costes de inversión de los principales equipos, caldera, sistemas del ciclo ORC y sistemas auxiliares han sido tomados de la planta piloto en Europa construida en Lienz [OBE12] de 1 MW_e y actualizados al año 2015. En la *Tabla 3.4.1* se presentan los costes reales de la planta.

*Tabla 3.4.1. Costes de inversión de la planta ORC en Lienz (año 2002).
(Fuente: [OBE12])*

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS ORC		
Potencia eléctrica	1	MW _e
Potencia térmica de la caldera	6	MW _t
Rendimiento eléctrico	15	%
Rendimiento térmico	80	%
Horas totales de operación	5.000	horas/año
Producción eléctrica anual (\dot{W})	5.000	kWh/año
Consumo energía primaria para producción eléctrica	7.843.100	kWh/año
Consumo energía primaria (\dot{F})	33.333.300	kWh/año
COSTES DE INVERSIÓN		
Caldera aceite térmico	650.000	€
Instalación	65.000	€
Módulo ORC	1.360.000	€
Sistema de Control	36.000	€
Sistemas auxiliares	130.000	€

El coste de la caldera (parte dedicada al ORC) asciende a 650.000 €, con un consumo de energía primaria de 7.843.100 kWh_t para 5.000 horas de funcionamiento al año, lo que supone un coste por kWh_t instalado de:

¹ Sin incluir el término fijo.

$$\text{coste caldera ORC} = \frac{650.000 \text{ €}}{7.843.100 \text{ kWh}_t/\text{año}} \cdot \frac{5.000h}{\text{año}} = 414,4 \text{ €/kWh}_t \quad (3.4.1)$$

El consumo de energía primaria total de la caldera es de 33.333.300 kWh_t/año, por lo que se asume un coste de inversión de la caldera completa de:

$$\begin{aligned} \text{coste caldera} &= 414,4 \text{ €/kWh}_t \cdot 33.333.300 \text{ kWh}_t/\text{año} \cdot \frac{\text{año}}{5.000h} \\ &= 2.762.664 \text{ €} \end{aligned} \quad (3.4.2)$$

El resto de equipamiento del ORC (salvo caldera) asciende a 2.115.000 € y, por tanto, la planta completa:

$$\text{coste inversión}_{2002} = 2.762.664 \text{ €} + 2.115.000 \text{ €} = 4.877.663,9 \text{ €/MW}_e \quad (3.4.3)$$

La actualización de los costes de inversión se ha llevado a cabo mediante los índices CEPCI para cada planta en cuestión:

$$\text{coste inversión}_{2015} = 4.877.663,9 \text{ €/MW}_e \cdot \dot{W}^b \cdot \frac{\text{CEPCI}_{2015}}{\text{CEPCI}_{2002}} \quad (3.4.4)$$

siendo:

- \dot{W} la potencia eléctrica nominal de la planta (MW_e)
- b el factor de escala. Se ha tomado 0,6 según tendencia de precios en función de la potencia nominal [QUO13]
- CEPCI₂₀₀₂ el índice correspondiente al año 2002
- CEPCI₂₀₁₅ el índice correspondiente al año 2015.

COSTE INVERSIÓN - Sistema de Refrigeración por Absorción

Para el coste de inversión del sistema de refrigeración por absorción con torre de refrigeración se ha tomado la siguiente expresión en función de la demanda de refrigeración en cada equipo [BOE87]:

$$\text{coste inversión} = a_{COP} \cdot \dot{Q}_u^{b_{COP}} + 2.050 \cdot \dot{Q}_{torre}^{0,6132} \quad (3.4.5)$$

Siendo:

- \dot{Q}_u la potencia térmica frigorífica demandada a plena carga (kW_t)
- a_{COP} coste del sistema de refrigeración según tipo de ciclo (simple efecto/doble efecto) (€/kW_t)
- b_{COP} factor de escala según tipo de ciclo (simple efecto/doble efecto)
- \dot{Q}_{torre} la potencia frigorífica a plena carga disipada en la torre de refrigeración (kW_T) dada por la *Ecuación 3.4.6*

$$\dot{Q}_{torre} = \dot{Q}_u + COP \cdot \dot{Q}_u = (1 + COP) \cdot \dot{Q}_u \quad (3.4.6)$$

La inversión resultante también se ha actualizado según los índices CEPCI al año 2015

Tabla 3.4.2. Coeficientes a_{COP} y b_{COP} para los ciclos analizados.
(Fuente: [BOE87])

Tipo de Ciclo	a_{COP}	b_{COP}
Simple	893	0,69
Doble Efecto	1.224	0,706

3.4.2 Análisis de rentabilidad

Partiendo de las hipótesis anteriormente presentadas, se ha llevado a cabo el análisis de rentabilidad de la planta. Se considera la inversión inicial de todos los componentes del ciclo, los ingresos por venta de energía eléctrica y por venta de energía térmica de calefacción y refrigeración y los gastos administrativos y por operación y mantenimiento de la instalación. Se ha escogido como índice de rentabilidad la tasa interna de rentabilidad (TIR).

La vida útil de la planta se ha establecido en 15 años (N) y el valor de los impuestos en 36%.

Las tasas nominales de actualización se establecen según la *Tabla 3.4.3*.

Tabla 3.4.3. Tasas nominales de actualización.

Concepto	Coste	Tasa Nominal (γ) (%/año)
Mantenimiento (€/año)	250.000	3,5
Administrativos (€/año)	60.000	3,5
Biomasa	BIORAISE	5
Precio de venta €/MWh	Electricidad	60
	Calor	60
	Frío	60

Para llevar a cabo el primer análisis de rentabilidad, se han fijado dos tipos de costes de la biomasa: biomasa autoproducida de coste bajo y biomasa a precio comercial de coste alto. Se pueden lograr unos precios para el cultivo energético autoproducido de 5,5 €/MWh_t y la otra alternativa es comprar la biomasa a granel, con un precio estimado de 15 €/MWh_t según valores de la literatura [URI15]. Posteriormente han sido ajustados los resultados con los precios reales obtenidos mediante BIORAISE.

En cuanto a los ingresos, se concibe el proyecto para la satisfacción de las demandas térmicas y eléctricas de la comunidad, de modo que los ingresos procedan de la venta de estos servicios energéticos a precios competitivos con el mercado. Así, se asume que la electricidad se vende a los consumidores a 60 €/MWh_e y el calor a 60 €/MWh_t como ya se ha explicado.

La tasa interna de rentabilidad (TIR) se ha calculado según la *Ecuación 3.4.6*. La inversión incluye el coste de la unidad ORC, el coste de la caldera y auxiliares y la máquina de absorción junto con la torre de refrigeración.

$$\begin{aligned}
 & (1-t) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{IE \cdot (1+\gamma_E)^j + IC \cdot (1+\gamma_C)^j + IR \cdot (1+\gamma_R)^j}{(1+TIR)^j} \\
 & - (1-t) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{CF \cdot (1+\gamma_F)^j + CM \cdot (1+\gamma_M)^j + CA \cdot (1+\gamma_A)^j}{(1+TIR)^j} \\
 & + \left(\frac{t}{N}\right) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{INV}{(1+TIR)^j} = INV
 \end{aligned} \tag{3.4.6}$$

donde:

- INV representa la inversión total de la planta (€)
- N: vida útil de la planta (años)
- IE: ingresos por venta de la electricidad el primer año (€)
- IC: ingresos por venta de la energía térmica para calefacción el primer año (€)
- IR: ingresos por venta de la energía térmica para refrigeración el primer año (€)
- CF: coste de combustible el primer año (€)
- CM: gastos de mantenimiento el primer año (€)
- CA: gastos administrativos el primer año (€)
- γ : tasa nominal (%/año)
- t: tasa de los impuestos (%)

Análisis rentabilidad CARGA COMPLETA

El análisis de rentabilidad de la planta se lleva a cabo en dos fases, siendo la primera el análisis de la planta funcionando a plena carga.

Se procede a la obtención de la curva monótona de demanda a partir del perfil horario de demanda para cada localidad. Para ello se ordena la potencia térmica demandada de mayor a menor según las horas de demanda de dicha potencia.

El método más común de análisis de rentabilidad es el método del Rectángulo Máximo que proporciona la rentabilidad del proyecto para la máxima cobertura de demanda. El área bajo la curva monótona delimitada por cada rectángulo representa el calor total suministrado como puede verse en la *Figura 3.4.2*.

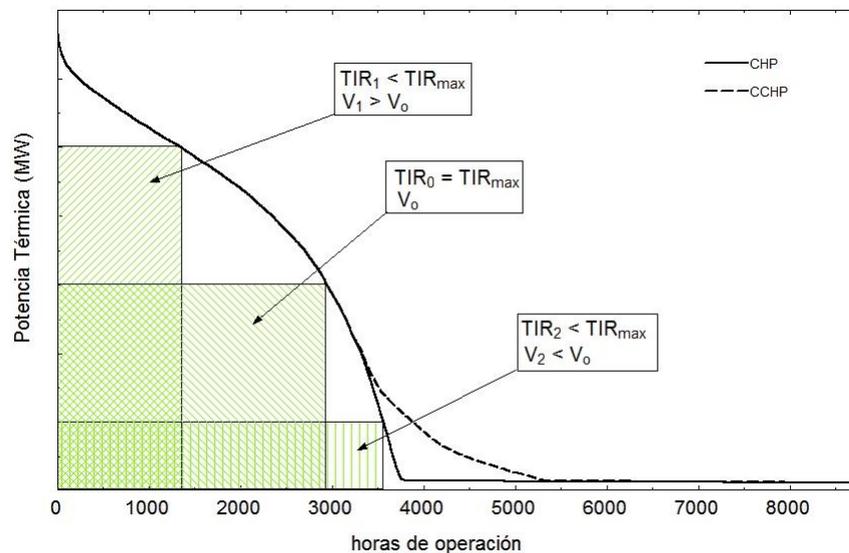


Figura 3.4.2. Análisis de rentabilidad mediante método del Rectángulo Máximo en Carga Completa.

Este método presenta el inconveniente de no tener en consideración el coste de combustible o los ingresos por producción eléctrica entre otros. Como alternativa se ha empleado la curva monótona para dimensionar la planta según la máxima demanda a cubrir, uniendo esa información con el resto de flujos energéticos para obtener así la TIR.

El funcionamiento a **plena carga** limita la posibilidad de producción térmica de refrigeración, ya que la demanda de frío es menor que la de calefacción. Para potencias superiores a la máxima de refrigeración, la planta tan solo funcionará los meses de invierno para satisfacer la demanda de calefacción. Tan solo permitirán satisfacer demanda de refrigeración las plantas de pequeño tamaño ($V_2 < V_1$). No obstante, el análisis de rentabilidad permitirá conocer si la máxima TIR se obtiene como planta de mayor tamaño operando menos horas tan solo para calefacción o, por el contrario, como planta de menor tamaño operando más horas para calefacción y refrigeración. Para un perfil de demanda como el representado en las figuras 3.4.3. y 3.4.4, una planta de potencia V_1 operaría cerca de las 1.700 horas en el período de invierno con producción de calefacción y agua caliente sanitaria, mientras que una planta de potencia V_2 operaría cerca 3.400 horas con producción de calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo de invierno, y cerca de 1.000 horas con producción de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo de verano.

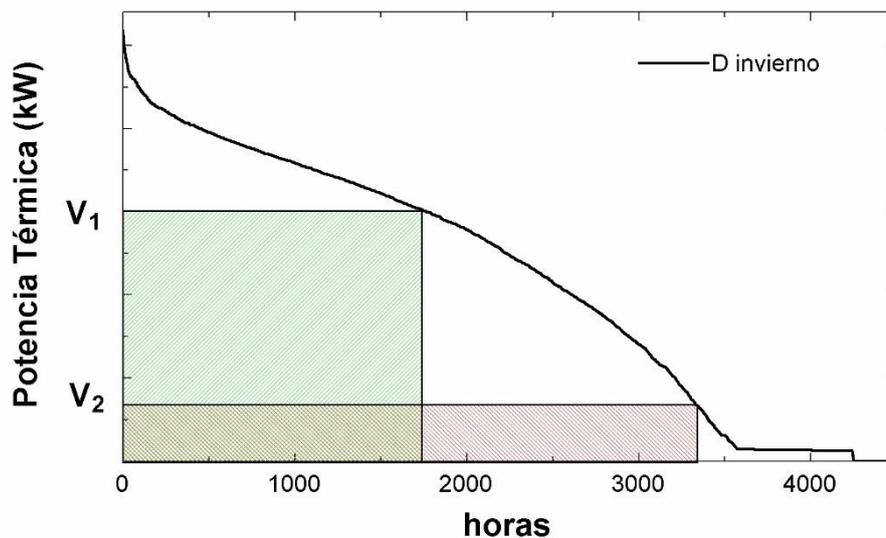


Figura 3.4.3. Análisis de rentabilidad en carga completa - producción de calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo invierno para dos tamaños de planta.

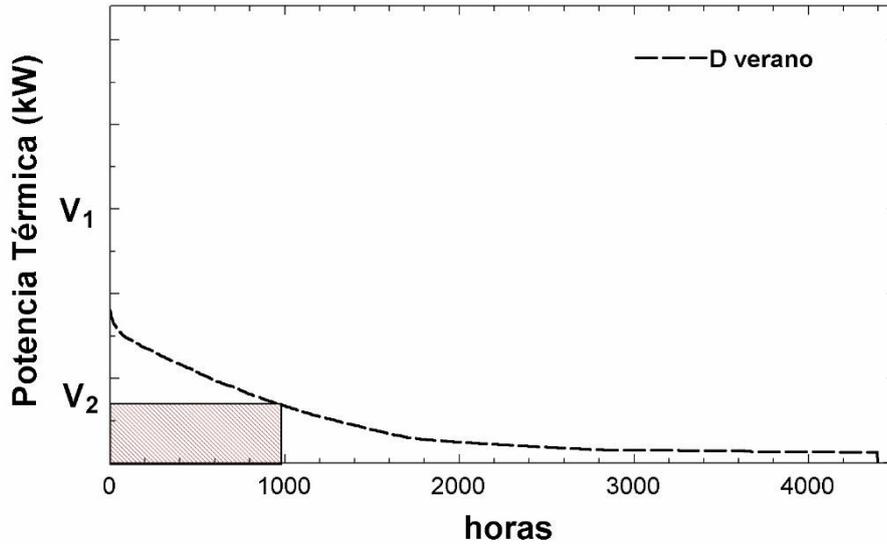


Figura 3.4.4. Análisis de rentabilidad en carga completa - producción de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo verano para dos tamaños de planta.

Posteriormente se ha completado el análisis de rentabilidad considerando el funcionamiento de la planta a **cargas parciales**, permitiendo aumentar el número de horas de operación. En las *figuras 3.4.5. y 3.4.6.* se aprecia cómo para una planta de potencia V_1 la carga parcial permite producir más horas calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo de invierno comparado con operación en carga completa, así como horas de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo de verano.

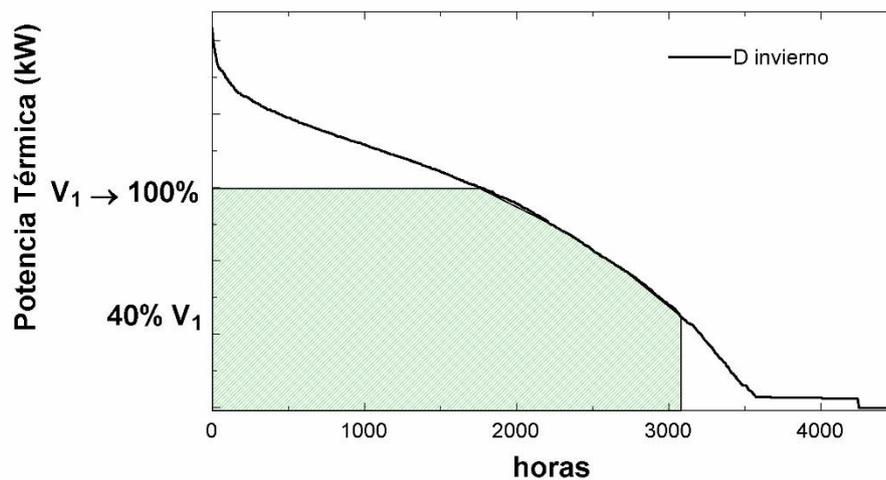


Figura 3.4.5. Análisis de rentabilidad en carga parcial - producción de calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo invierno para operación de la planta desde 100% potencia nominal hasta el 40%.

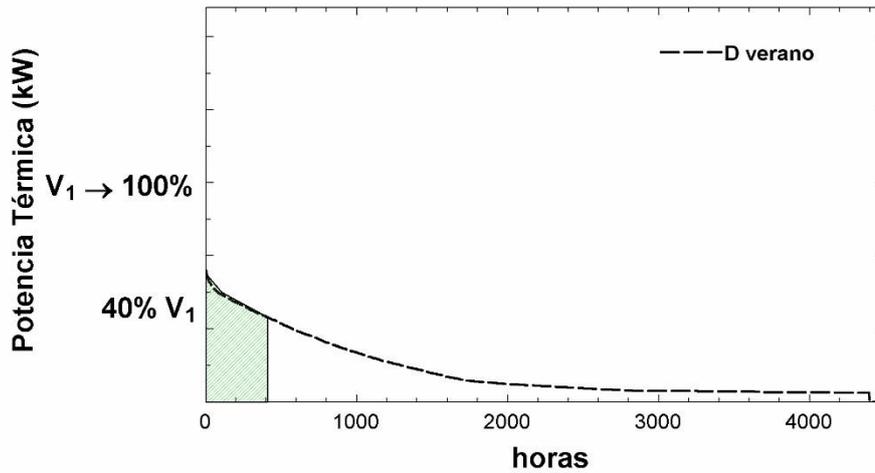


Figura 3.4.6. Análisis de rentabilidad en carga parcial - producción de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo verano para operación de la planta desde 100% potencia nominal hasta el 40%.

En la *Figura 3.4.7* se representan ambos funcionamientos de la planta, operación a carga completa y carga parcial según la monótona de demanda anual. La curva de demanda en modo trigeneración (CCHP) incluye tanto la demanda de calefacción como la de refrigeración y agua caliente sanitaria. Las horas de funcionamiento de la planta en operación a carga parcial son significativamente mayores, incluso en modo cogeneración (CHP), lo que supondrá una mejora notable de la rentabilidad de la planta.

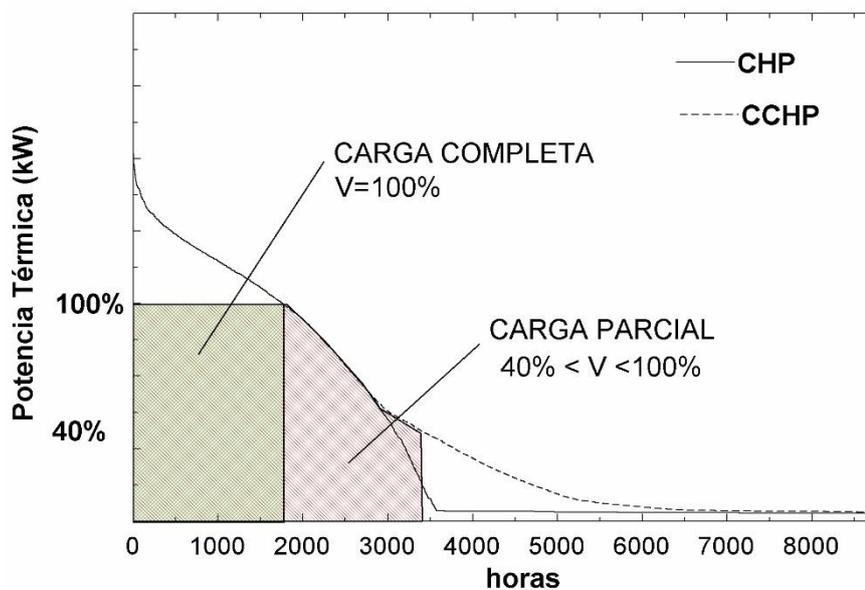


Figura 3.4.7. Comparación análisis de rentabilidad en carga completa y en carga parcial.

3.5 MODELO DE CÁLCULO MEDIDAS AMBIENTALES.

3.5.1 Introducción

Para cumplir los compromisos establecidos dentro del ámbito de la *Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático* y su *Protocolo de Kioto*, así como en el ámbito de la Unión Europea, es necesario llevar a cabo políticas para limitar o reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Desde el año 2008, España se encuentra dentro del *Paquete Europeo de Energía y Cambio Climático* que establece, entre otros, el objetivo de reducir un 20% los niveles de 1990 en el año 2020 mediante el fomento de la energía renovable, el aumento de la eficiencia energética y la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero [GEI17].

El inventario de gases de efecto invernadero [PSD17] muestra que el sector residencial en España representa el 6% del total de las emisiones, con 201,4 Mton CO₂. Las políticas de reducción de las emisiones de los gases de efecto invernadero en este sector están orientadas a la reducción del consumo de combustibles fósiles en redes de distrito nuevas o existentes como el *Proyecto Clima del Fondo de Carbono para una Economía Sostenible* [FDC17]. Mediante la metodología aprobada por el Consejo Rector de los Proyectos Clima se estiman las emisiones de CO₂ provenientes de la combustión de combustibles fósiles y las emisiones provenientes del nuevo combustible y se calcula la reducción de emisiones anual.

Entre los proyectos seleccionados en años anteriores destaca la apuesta por el sector de la biomasa [PRC17]:

- Renovación de los sistemas de producción térmica empleando la biomasa como fuente principal de energía en edificios (Nacional).
- Construcción de una Red de Distribución Urbana de calor para satisfacer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria para un conjunto de bloques de viviendas y otros edificios de uso no residencial (Madrid)
- Sustitución completa de sistemas individuales de calefacción y agua caliente sanitaria basadas en combustibles fósiles, por redes de distrito centralizadas que empleen biomasa como fuente principal de energía (Nacional).

- Promoción e incentivación del uso de la biomasa forestal como fuente energética que sustituya el gasóleo y el gas natural en procesos de generación de energía térmica (agua caliente sanitaria y calefacción en instalaciones domésticas y del sector terciario en procesos industriales) (Aragón, Cataluña)
- Sustitución de las calderas de producción de agua caliente sanitaria y calefacción, tanto de edificios públicos municipales y privados, utilizando biomasa locales, procedentes de restos de poda de montes y dehesas locales y cultivos energéticos, para dar servicio a edificios públicos y privados (Extremadura).

Según los datos más recientes, mediante las aplicaciones energéticas de biomasa se reducen las emisiones de CO₂ entre un 55% y un 98%, en comparación con los combustibles fósiles, incluso teniendo en cuenta el transporte de ésta. Si la biomasa procede de residuos forestales o agrícolas, la reducción supera el 80% en comparación con los combustibles fósiles [CER12].

También se trabaja en la reducción de gases de efecto invernadero en el sector residencial estableciendo nuevas condiciones para conseguir un uso racional de la energía reduciendo la demanda energética en las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente.

Para ello, en el año 2007 se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) [RITE07] con el Real Decreto 1027/2007. Entre las exigencias del RITE se encuentra un mayor rendimiento energético en los equipos de generación de calor y frío, en los destinados al movimiento y transporte de fluidos, o la utilización de energías renovables disponibles, en especial la energía solar y la biomasa, en coherencia con los objetivos del *Proyecto Clima*.

El reglamento se actualiza mediante el Real Decreto 238/2013 para trasponer la Directiva 2010/31/UE [RITE10] y se publican los coeficientes de paso de la producción de emisiones de dióxido de carbono y de consumo de energía primaria para comprobar que se cumplen las exigencias mínimas.

3.5.2 Metodología

La evaluación ambiental ha sido analizada mediante los valores de ahorro de energía primaria (PES) y las emisiones de CO₂ evitadas obtenidos.

La evaluación de la eficiencia se ha llevado a cabo siguiendo el método presentado en la Directiva 2004/8/CE [DCE8/04_a], para evaluar los procesos según el ahorro de energía primaria (*primary energy saving* - PES). En el *Anexo II* de la Directiva 2004/8/CE, se define el ahorro de energía primaria aportado por la producción mediante cogeneración según la *Ecuación 3.5.1*.

$$PES = \left(1 - \frac{F}{\frac{E}{\eta_{refE}} + \frac{V_H}{\eta_{refH}} + \frac{V_C}{\eta_{refH} \cdot CSPF_{refAbs}}} \right) \cdot 100\% \quad (3.5.1)$$

donde:

- F: Consumo anual de energía primaria en la caldera (MWh)
- E: Producción eléctrica anual (MWh)
- V_H: Producción energía térmica útil anual para calefacción (MWh)
- V_C: Producción energía térmica útil anual para refrigeración (MWh)
- CSPF_{Abs}: Coeficiente de rendimiento estacional de una máquina de absorción de doble efecto (considerada como solución estándar para producir frío empleando biomasa). Se ha tomado 1,4% según [MAR13]
- η_{refE} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad.
- η_{refH} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.

En el RD 616/2007 [RD616/07], se indica que los valores de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor y electricidad son los publicados por la Decisión de la UE de 21 de diciembre de 2006 [DCE8/04_b], actualizados por la Decisión de la Comisión de 19 de diciembre de 2011 [DCE8/04_c], en la cual se incluyen dos tablas por tipo de combustible: en el *Anexo I* para la producción por separado de electricidad y en el *Anexo II*, para la producción por separado de calor. Consecuentemente, se ha tomado como eficiencia de

referencia para la producción separada de electricidad 25% y para la producción separada de calor 80%, ver tabla 3.5.1 y 3.5.2.

Tabla 3.5.1. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad. (Fuente: [DCE8/04_c])

Tipo de Combustible	2001 y años anteriores	2002	2003	2004	2005	2006-2011	2012-2015
Biomasa agrícola	23,1	23,5	24	24,4	24,7	25	25

Tabla 3.5.2. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor. (Fuente: [DCE8/04_c])

Tipo de combustible	Vapor/agua caliente	Uso directo de gases de escape
Biomasa agrícola	80	72

En cuanto a las emisiones de CO₂ evitadas, al considerarse el ciclo de la biomasa neutro de CO₂, sin contribución al efecto invernadero, no existe una metodología de cálculo determinada a partir de [FEC17]. Por ello se ha implementado el índice AVCO2 definido según la Ecuación 3.5.2.

$$AVCO2 = f_e^{avg} + \left(\frac{V_H}{E}\right) \cdot \left(\frac{f_H^{GN}}{\eta_{refH}^{GN}}\right) + \left(\frac{V_C}{E}\right) \cdot \left(\frac{f_e^{avg}}{CSPF_{compr}}\right) \quad (3.5.2)$$

siendo:

- E: Producción eléctrica anual (MWh)
- V_H: Producción energía térmica útil anual para calefacción (MWh)
- V_C: Producción energía térmica útil anual para refrigeración (MWh)
- f_e^{avg}: Factor de emisión de CO₂ del sistema eléctrico español. Se ha tomado 340 g/kWhe según [FE14]
- f_H^{GN}: Factor de emisión de CO₂ del gas natural para calefacción. Se ha tomado 201,5 g/kWht según [FE14]
- η_{refH}^{GN} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor empleando gas natural. Se ha tomado 0,9 según [DCE8/04_a]

- $CSPF_{Compr}$: Coeficiente de rendimiento estacional de una máquina de compresión. Se ha tomado 2,3 según [\[IDAE_CE303\]](#)

La *Ecuación 3.5.2* determina las emisiones de CO₂ evitadas al emplear biomasa respecto a la producción de forma convencional de la electricidad, calor y frío generados por el ORC. El valor de emisiones evitadas se refiere a la electricidad generada de modo que la cifra puede compararse con las emisiones de CO₂ en la generación de electricidad por medios convencionales.

4 CAPITULO 4. DISEÑO DEL CICLO

4.1 INTRODUCCIÓN

El ciclo ORC ha sido analizado en dos fases. En la primera se estudian varios fluidos en distintas configuraciones operando a carga completa. El ciclo óptimo obtenido es la base para la segunda fase, en la que se analiza el mismo operando a carga parcial.

Los fluidos escogidos para el análisis son todos secos, de manera que salen del evaporador como vapor saturado y no precisan sobrecalentar para evitar abandonar la turbina en zona bifásica. Se ha analizado el ciclo con dos aceites silicónicos (hexametildisiloxano-HMDSO y octametilcyclotetrasiloxano-D4), isopentano y tolueno. En la *Figura 4.1.1* se representan los diagramas T-s de los cuatro fluidos.

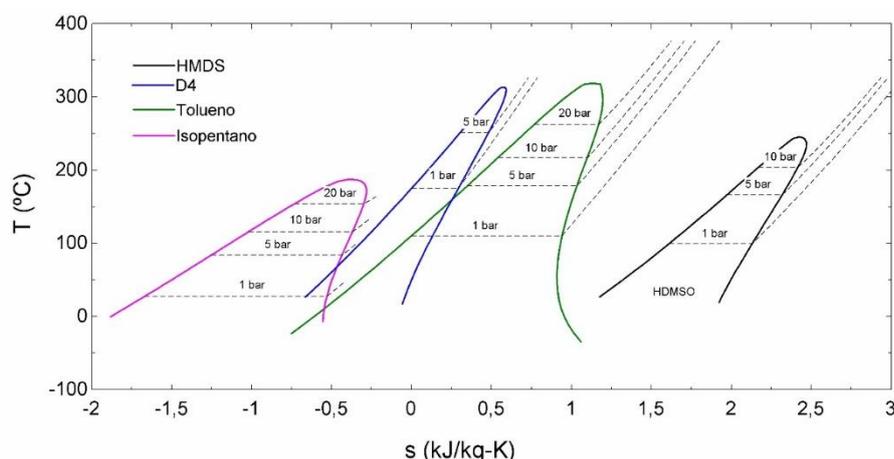


Figura 4.1.1. Diagrama T-s de los fluidos escogidos (HMDSO, D4, Tolueno e Isopentano).

Los fluidos silicónicos son potencialmente interesantes por sus buenas propiedades físicas y térmicas, baja toxicidad y nivel de inflamabilidad, alto peso molecular, y su estabilidad por largo tiempo a altas temperaturas, así como por su valor cero de ODP. El isopentano y el tolueno han sido elegidos por ser hidrocarburos naturales, por poseer buenas propiedades termodinámicas y por su estabilidad química. No obstante, el isopentano presenta problemas de volatilidad y el tolueno de toxicidad. Como se puede apreciar en la *Figura 4.1.1*, los fluidos silicónicos permiten presiones de trabajo bastante menores, lo que conlleva menor espesor en las tuberías y por tanto menor inversión.

4.2 ANÁLISIS

El análisis llevado a cabo evalúa el rendimiento de dos tipos de ciclo según los equipos del mismo (básico y regenerativo) y a su vez cada uno de ellos según el estado del fluido a la entrada a la turbina (subcrítico y supercrítico) (Tabla 4.2.1).

Tabla 4.2.1. Ciclos analizados.

Ciclo	Esquema/ Diagrama T-s
Básico	
Regenerativo	
Subcrítico	
Supercrítico	

Como ya ha sido comentado anteriormente en el apartado de metodología, todos los componentes del ciclo han sido analizados como dispositivos en estado estacionario, y por tanto también los procesos dentro del ciclo. No se han considerado ni las pérdidas de calor entre los componentes del ciclo y el entorno, ni las pérdidas de presión en los circuitos. Las energías cinética y potencial se han considerado despreciables.

El tamaño de los intercambiadores juega un papel importante en la inversión del ciclo. Aunque el cálculo y diseño de los intercambiadores de calor del ciclo (evaporador, regenerador y condensador) no está dentro del alcance de esta tesis, se ha optimizado el tamaño de los mismos mediante el método ϵ -NUT (efectividad, Numero de Unidades de Transferencia), para maximizar la eficiencia térmica con equipos comerciales.

Se ha evaluado tanto la producción eléctrica, a partir del rendimiento eléctrico, como la eficiencia en cogeneración, a partir del ahorro de energía primaria (modo calefacción exclusivamente).

En la *Tabla 4.2.2* se recogen las principales propiedades físicas de los fluidos escogidos, incluidos los valores GWP y ODP según el Protocolo de Montreal [UNEP17].

Tabla 4.2.2. Propiedades físicas. Valores ODP e índice GWP. (Fuente: ESI10)

Fluido	Peso Molecular (g/mol)	Punto de Ebullición (°C)	Punto Crítico			ODP	GWP (100 años)
			Presión (bar)	T ^a (°C)	Densidad (kg/m ³)		
Isopentano (C ₅ H ₁₂)	72,12	110,6	41,3	318,6	275	0	11
Tolueno (C ₆ H ₅ CH ₃)	92,14	27,7	33,7	187,2	224	-	0,2.
Hexametildisiloxano-HMDSO (C ₆ H ₁₈ OSi ₂)	162,37	100	19,4	245,5	295	0	n.d.
Octametilciclotetrasiloxano-D4 (C ₈ H ₂₄ O ₄ Si ₄)	296,62	175	13,3	313,3	313	0	n.f.

Se han considerado los siguientes supuestos para el análisis de los ciclos:

Diseño de la planta. Se han tomado las características técnicas de la planta instalada en Lienz [OBE03].

- **Potencia eléctrica:** 1.000 kW.
- **Caldera de biomasa:** 5.560 kW. Se considera un rendimiento térmico del 82%.

Diseño de los intercambiadores de calor. El análisis parte de un acercamiento mínimo de temperatura en los intercambiadores de 10°C analizando los valores del NUT. Se ha llevado a cabo un proceso iterativo de optimización para encontrar el punto de equilibrio entre máximo rendimiento del ciclo y mínimo NUT, o lo que es equivalente, mínimo coste del proyecto (a mayor NUT mayor tamaño del intercambiador y mayor coste del equipo). En la literatura, algunos autores consideran como valor NUT máximo 12,5 [CEN89].

Diseño de la turbina. Se considera un rendimiento isentrópico de la turbina del 85%.

Diseño de la bomba. Se considera un rendimiento isentrópico de la bomba del 75%.

Diseño del evaporador:

- La temperatura del aceite térmico:
 - Ciclo subcrítico: 300°C temperatura de entrada al evaporador y 250°C temperatura de salida del evaporador.
 - Ciclo supercrítico: 350°C temperatura de entrada al evaporador y 250°C temperatura de salida del evaporador.
- Aceite Térmico. Se ha escogido el *Therminol VPI* por ser un producto comercial de transferencia de calor estable a altas temperaturas. En la *Figura 4.2.1* se aprecian sus temperaturas de trabajo.
- Se considera que el fluido orgánico en ciclos subcríticos sale del evaporador como vapor saturado.

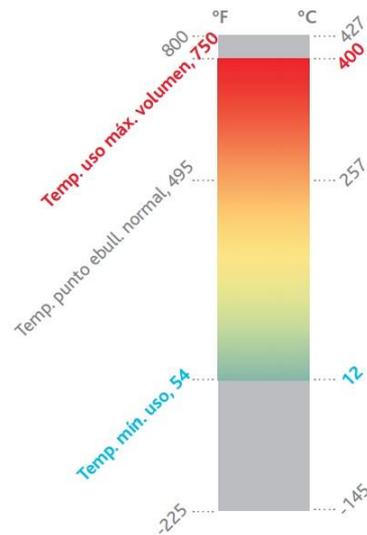


Figura 4.2.1. Rango de temperaturas Therminol VP1. (Fuente: [THERM17])

Diseño del condensador:

- El fluido de trabajo en el condensador que recoge el calor para llevarlo a la red es agua.
- La temperatura del agua: se ha considerado un salto de temperatura adecuado para dar servicio a la demanda de calor de la red de distrito, siendo 65°C la temperatura de entrada al condensador y 95°C la de salida
- Se considera que el fluido orgánico tanto en ciclos subcríticos como supercrítico sale del condensador como líquido saturado.

4.3 RESULTADOS CARGA COMPLETA

Diseño de los intercambiadores de calor

A partir de los perfiles térmicos en los intercambiadores, se determina el valor del acercamiento mínimo, o mínima diferencia de temperatura entre ambos fluidos. Cuanto menor sea el acercamiento mínimo entre corrientes, mayor será el aprovechamiento térmico en el intercambiador. Como ya se comentó en el capítulo de Metodología, hay que tener en cuenta también que el área del intercambiador está relacionada directamente con el coste económico del equipo. El acercamiento mínimo debe buscarse para conseguir el mayor rendimiento de la planta, pero teniendo en cuenta el coste: acercamientos menores suponen áreas mayores de intercambio, y por tanto mayor coste.

En la *Figura 4.3.1* se representan para el ciclo subcrítico, los perfiles de temperatura de cada fluido frente al aceite térmico, en línea discontinua para el ciclo sin regenerador y en línea continua el ciclo con regenerador. El análisis llevado a cabo en el evaporador muestra la mejora en los ciclos con regenerador para todos los fluidos debido a que el acercamiento mínimo (*pinch point*) se reduce significativamente.

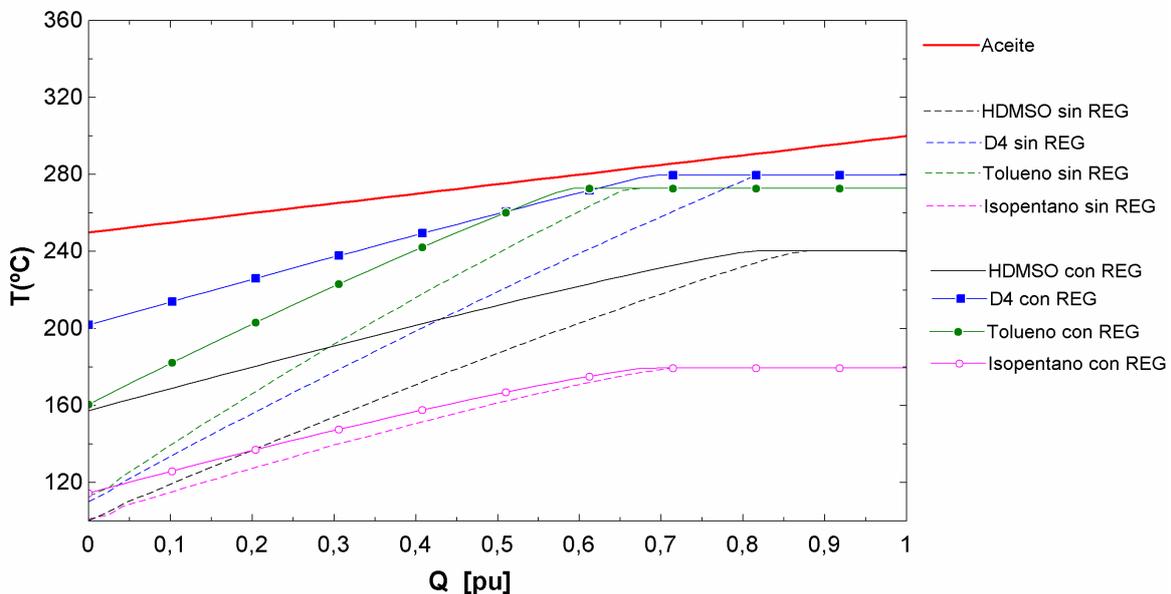


Figura 4.3.1. Perfil de temperaturas en el evaporador en el ciclo subcrítico sin regenerador y con regenerador.

En la *Figura 4.3.2* se lleva a cabo el mismo estudio para el ciclo supercrítico. En el ciclo subcrítico, el fluido con menor área comprendida entre la corriente caliente y la fría es el D4, mientras que en el ciclo supercrítico es el HMDSO; esto supondrá una mejora de rendimiento de la planta frente al resto de fluidos que se verá más adelante. En la *Figura 4.3.1* se aprecia la zona bifásica del fluido orgánico en el evaporador en ciclos subcríticos, donde el intercambio de calor no supone un aumento de temperatura del fluido. Como es habitual en los ciclos ORC, el calor intercambiado en esta zona de cambio de fase es relativamente pequeño comparado con el intercambiado en la zona sensible, lo que facilita el acercamiento de los perfiles.

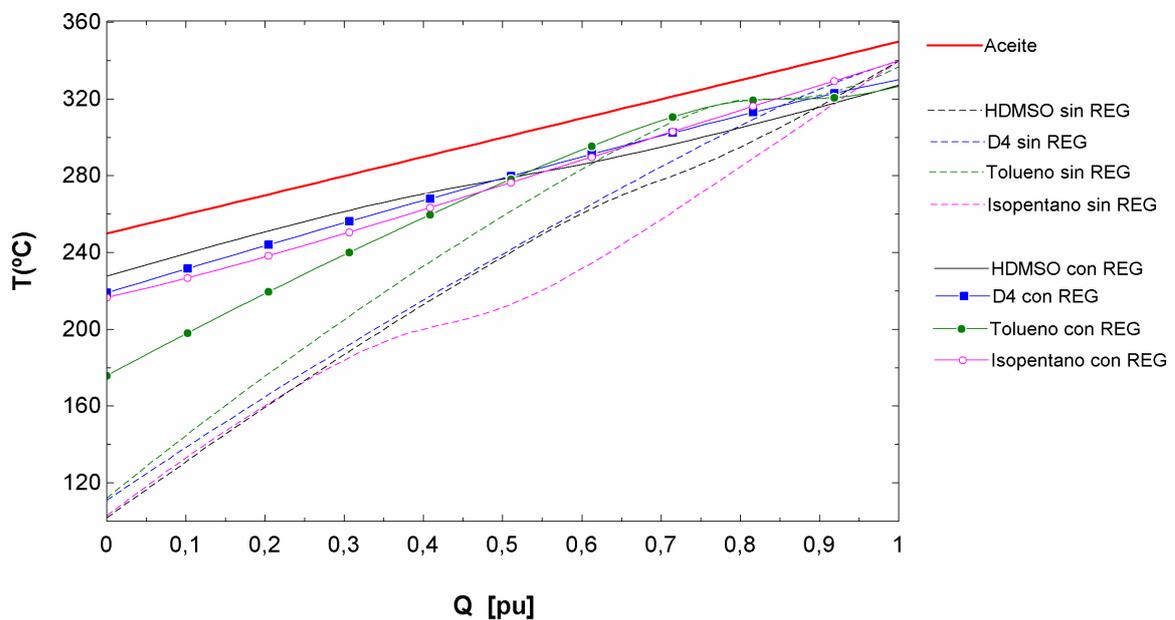


Figura 4.3.2. Perfil de temperaturas en el evaporador en el ciclo supercrítico sin regenerador y con regenerador.

Si se analiza la relación que presenta el NUT con la variación del acercamiento mínimo (*pinch point*), se aprecia un aumento exponencial a medida que el acercamiento disminuye. Si se representa el valor de NUT frente al acercamiento mínimo, se observa que en ciclos subcríticos es posible conseguir áreas de intercambio similares para todos los fluidos dentro de los valores razonables de NUT, mientras que, en los ciclos supercríticos, para los fluidos orgánicos silicónicos se requieren intercambiadores de mayor tamaño, ver figuras 4.3.3 y 4.3.4.

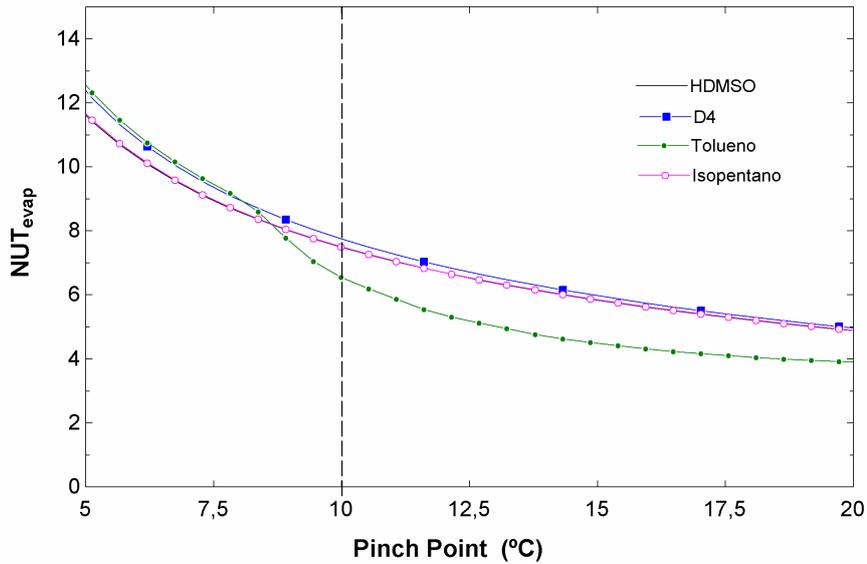


Figura 4.3.3. Gráfico “NUT frente pinch point” en el ciclo subcrítico.

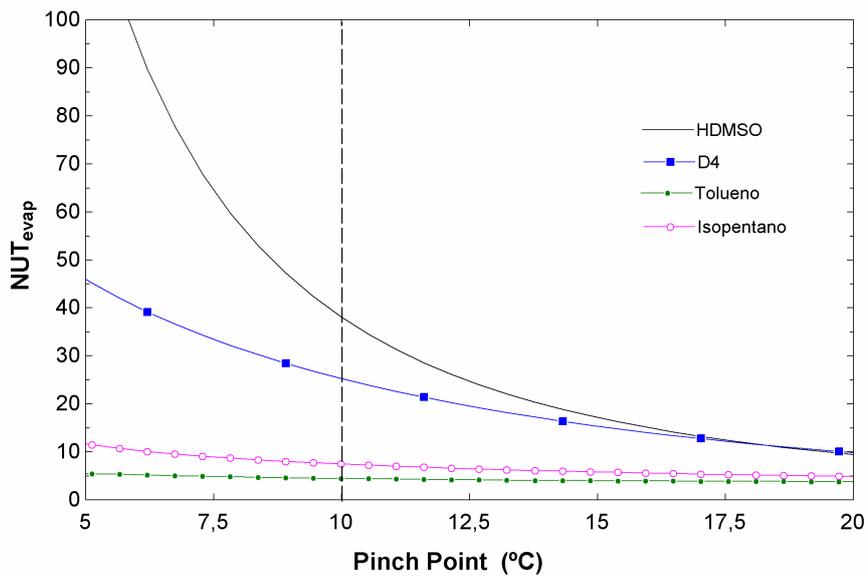


Figura 4.3.4. Gráfico “NUT frente pinch point” en el ciclo supercrítico.

Para el condensador, las variables de diseño vienen determinadas por los requerimientos del calor útil demandado. Como se ha indicado anteriormente, para dar servicio a una red de distrito, se considera 65°C la temperatura de agua a la entrada al condensador y 95°C la temperatura de salida.

La temperatura del fluido orgánico en el condensador viene determinada por el requisito de diseño de trabajar, en la medida de lo posible, a presión superior al ambiente para evitar aireador y simplificar la instalación, técnica y económicamente.

En la *Figura 4.3.5*, en la que se han representado los cuatro fluidos analizados, se observa que la línea de presión 1 bar, y por tanto la temperatura del condensador, varía considerablemente entre ellos. El D4 siempre trabajará en vacío en el condensador, por lo que precisará desaireador, mientras que el HMDSO y el tolueno, a presión atmosférica permiten temperaturas en el condensador cercanas a los 100 °C. El caso del isopentano es singular, ya que para las temperaturas analizadas la presión de trabajo es muy alta, y puede interferir en el funcionamiento con regenerador.

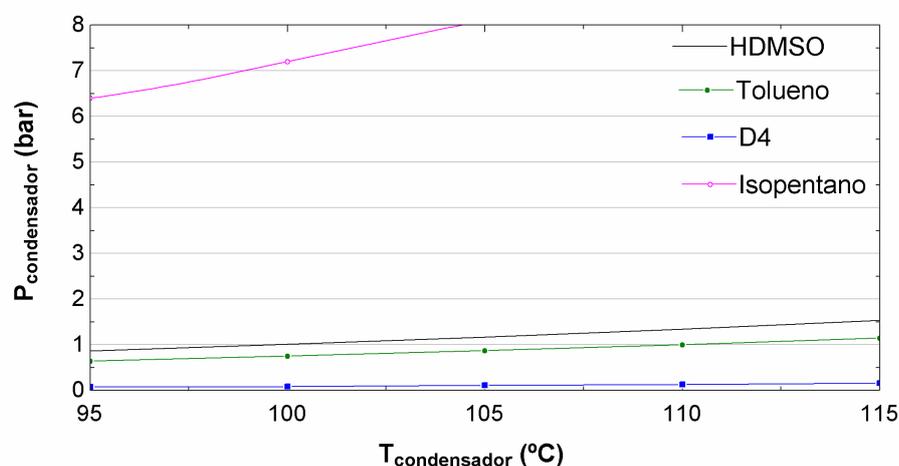


Figura 4.3.5. Curva de presión de vapor de los fluidos orgánicos analizados.

Por tanto, la temperatura en el condensador escogida para el HMDSO e isopentano es 100 °C y para el tolueno 110 °C, asegurando trabajar por encima de la presión atmosférica. Para el D4, todas las temperaturas en el condensador requieren uso del desaireador, por lo que se ha escogido 110 °C por ser la temperatura con la que se obtienen mejores resultados del ciclo.

Seleccionadas las temperaturas del fluido orgánico en el condensador, en la *Figura 4.3.6* se ha representado el perfil de temperatura para cada fluido.

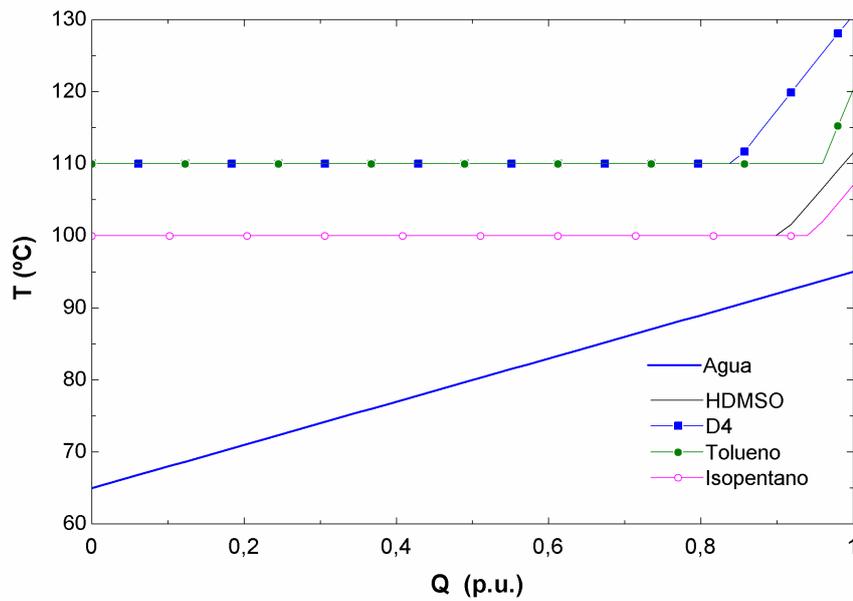


Figura 4.3.6. Perfil de temperaturas en el condensador en el ciclo subcrítico.

Por último, hay que mencionar que, en el caso del regenerador, el punto de acercamiento mínimo se encuentra a la entrada de la corriente fría debido a que dicho fluido (líquido) presenta un mayor calor específico que la corriente caliente (vapor) y ambas corrientes tienen el mismo flujo másico.

En la *Figura 4.3.7.* se aprecia que en el proceso supercrítico la temperatura de entrada de la corriente caliente es bastante mayor que en el proceso subcrítico mientras que la temperatura de entrada de baja temperatura es constante ya que viene marcada por la temperatura en el condensador. En el regenerador el fluido no entra en zona bifásica, por lo que todo el calor intercambiado se traduce en aumento/descenso de la temperatura del fluido.

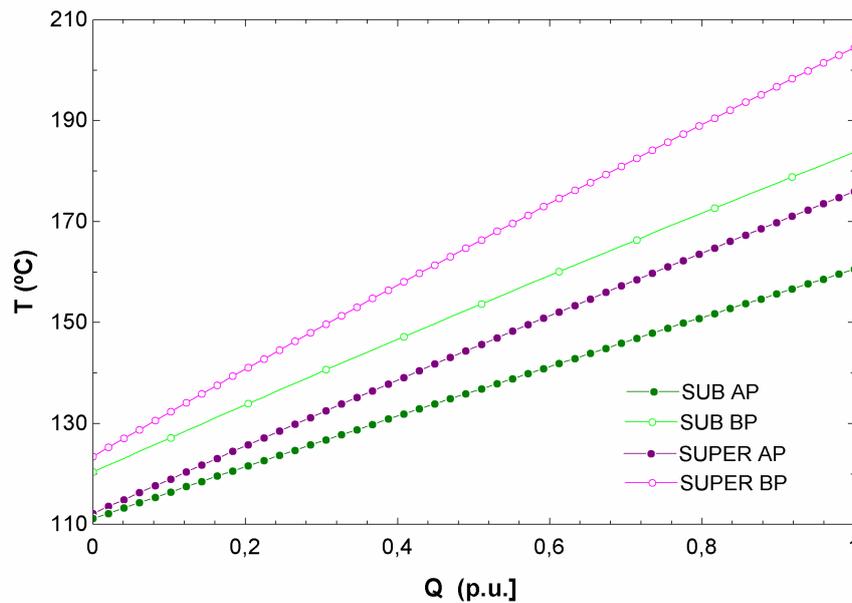


Figura 4.3.7. Perfil de temperaturas en el regenerador con Tolueno como fluido orgánico.

Selección del fluido de trabajo

La selección del fluido de trabajo se ha llevado a cabo mediante el análisis de los resultados obtenidos en el cálculo del rendimiento eléctrico de la planta y en el ahorro de energía primaria. Para el cálculo del rendimiento de la planta se ha considerado el calor intercambiado en el evaporador como aporte térmico al ciclo.

Se ha analizado cada proceso, subcrítico y supercrítico, en el ciclo básico o regenerativo. El primer análisis ha consistido en estudiar el efecto de la presión de entrada en la turbina en el rendimiento del ciclo para cada fluido. En las figuras 4.3.8 a 4.3.11 se representan los valores obtenidos.

El efecto del aumento de la presión en la entrada a la turbina en los ciclos subcríticos es significativo, ya que, a mayor presión, mayor valor de entalpía y por tanto un incremento en el trabajo producido en la turbina, siendo el calor aportado en el evaporador constante. En los ciclos supercríticos, el aumento de rendimiento es debido a la incorporación de regenerador. En este caso, la presión de entrada a la turbina no es relevante, por lo que para simplificar el ciclo y los costes de los equipos se escogerá la menor presión a la entrada de la turbina.

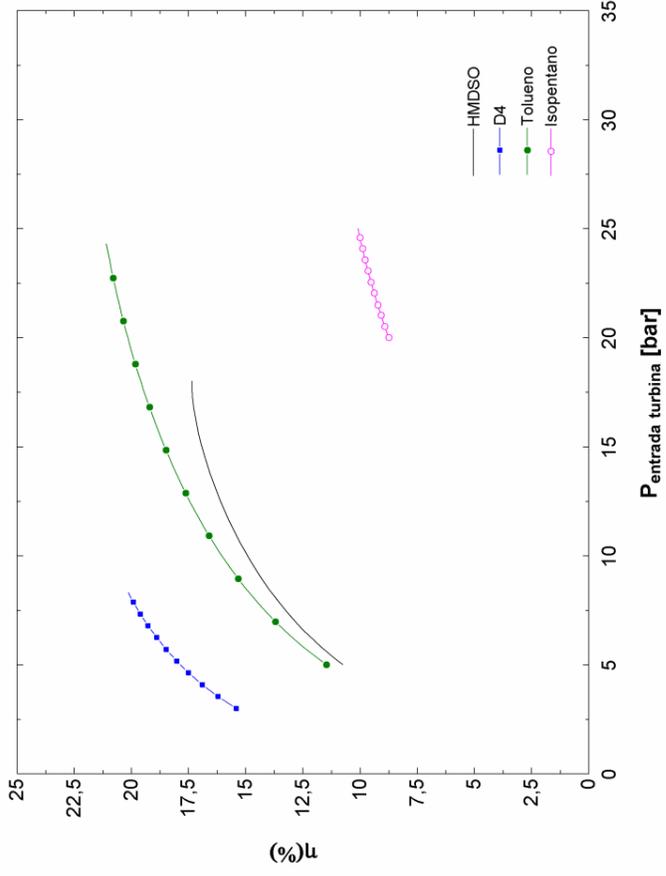


Figura 4.3.9. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo subcrítico regenerativo.

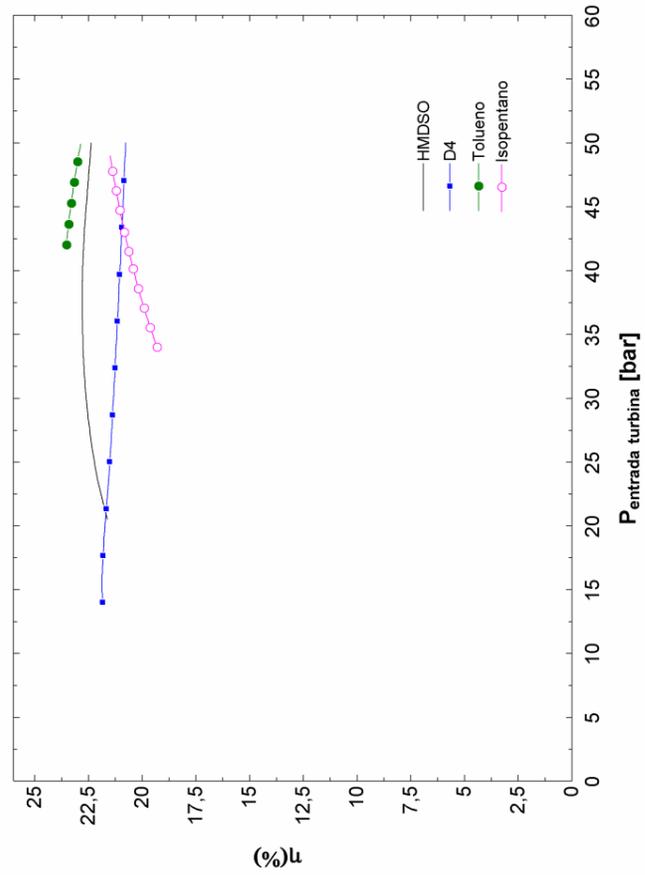


Figura 4.3.11. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo supercrítico regenerativo.

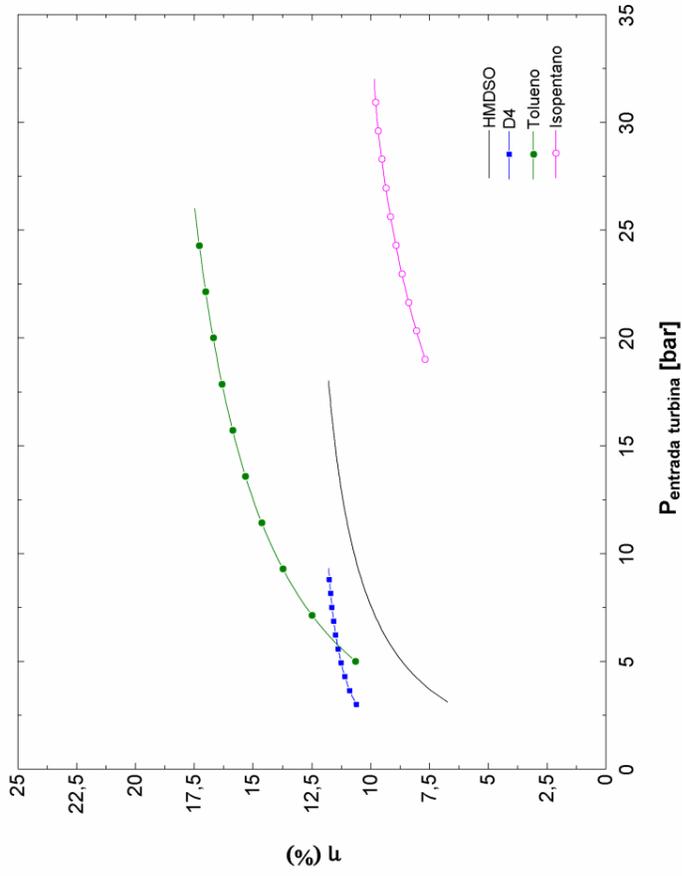


Figura 4.3.8. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo subcrítico básico.

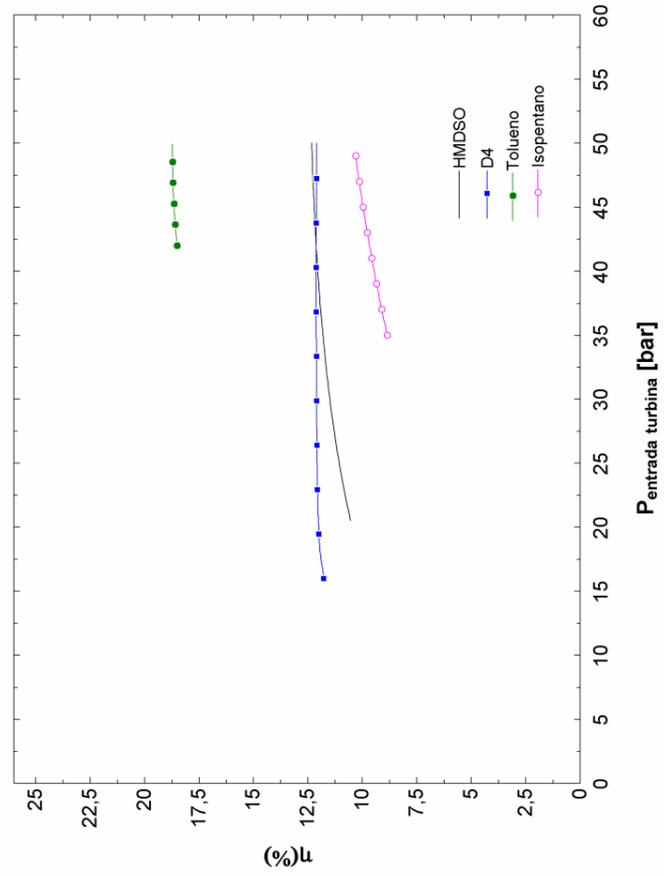


Figura 4.3.10. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo supercrítico básico.

El fluido con mejor rendimiento en todas las configuraciones analizadas es el tolueno, seguido del D4, mientras que el isopentano es el fluido con peor rendimiento.

El aumento de trabajo producido en la turbina a mayores presiones de entrada supone la reducción del flujo másico del fluido de trabajo en el ciclo, como puede verse en la *Figura 4.3.12* (en línea continua el ciclo básico y en línea discontinua el ciclo con regenerador). Los fluidos con mayor mejora de rendimiento en el ciclo con regenerador, muestran por tanto una mayor reducción del flujo másico con respecto al ciclo básico.

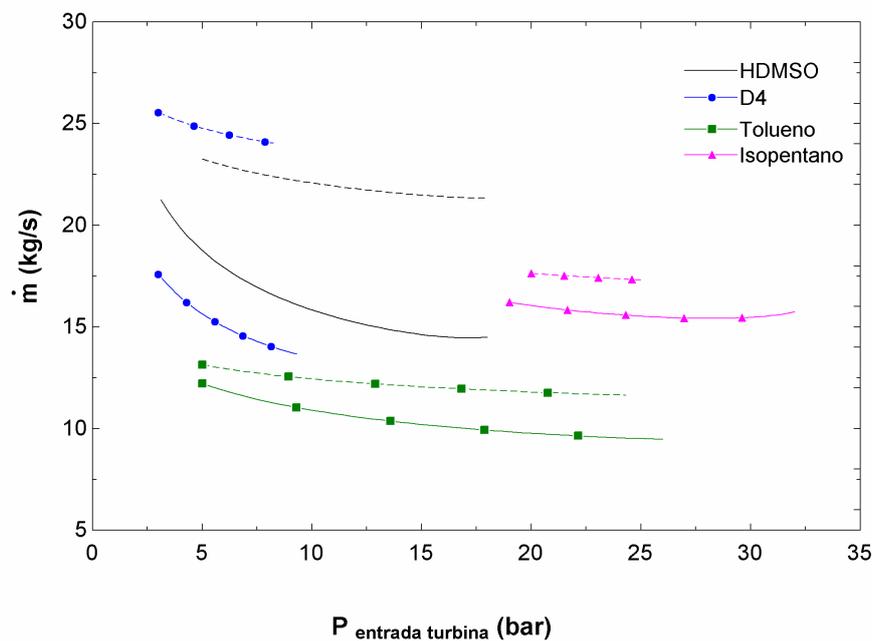


Figura 4.3.12. Gráfico “flujo másico (\dot{m}) frente a la Presión de entrada a la turbina” en el ciclo subcrítico. En línea continua el ciclo básico y en línea discontinua el ciclo con regenerador.

En el proceso subcrítico, las presiones de entrada a la turbina para el tolueno y los fluidos silicónicos son similares, y como ya se comentó, a presiones mayores se observa una mejora del rendimiento. Con el isopentano, las presiones de trabajo son significativamente mayores, superiores a 20 bar siendo el rendimiento inferior en varios puntos a los otros fluidos. La incorporación del regenerador mejora el rendimiento del ciclo para todos los fluidos debido al aumento de calor transferido en la zona bifásica gracias al incremento de casi 100 °C del fluido a la entrada al evaporador, como se aprecia en los perfiles de temperatura representados en la *Figura 4.3.1*.

En el proceso supercrítico, el aumento de rendimiento se produce por la incorporación del regenerador como puede comprobarse por la reducción del área comprendida entre los perfiles de temperatura del evaporador en la *Figura 4.3.2*.

Los resultados obtenidos entre las dos configuraciones analizadas permiten concluir:

- **Ciclo Básico vs Ciclo Regenerativo (Proceso Subcrítico):** Hay una mejora en el rendimiento con la incorporación del regenerador y el consiguiente precalentamiento del fluido a la entrada del evaporador. El incremento con D4 es de más de 8 puntos, HMDSO y tolueno están próximos a 5 mientras que para el isopentano no se consigue mejorar ni un punto.
- **Ciclo Básico vs Ciclo Regenerativo (Proceso Supercrítico):** Hay una mejora significativa en todos los fluidos, siendo el menor incremento en el tolueno que no alcanza los 5 puntos.
- **Proceso Subcrítico vs Proceso Supercrítico:** el proceso supercrítico no se ve afectado por la presión de entrada a la turbina. Hay una gran mejora de rendimiento para el HMDSO y el isopentano.

En la *Tabla 4.3.1*, se recogen los resultados técnicos de cada ciclo optimizado para cada fluido. El subíndice “*mínimo*” corresponde a las condiciones de salida del fluido en el condensador, y el subíndice “*máximo*” a las condiciones de salida del fluido en el evaporador. Como ya se ha comentado, los rendimientos están referidos al calor aportado por el aceite térmico en el evaporador, no al calor aportado en la caldera de biomasa.

El único fluido que no permite trabajar a presión superior a la atmosférica es el D4, marcado en rojo en la *Tabla 4.3.1*. Aunque el rendimiento es muy alto trabajando con D4, el coste se encarecería al necesitar el ciclo un desaireador.

Se observa que, en todas las configuraciones, para todos los fluidos analizados se obtienen valores claramente superiores al 10% de ahorro de energía primaria, lo que permite clasificar los ciclos como cogeneración de alta eficiencia según el Real Decreto 616/2007 [\[RD616/07\]](#).

Tabla 4.3.1. Parámetros de diseño y prestaciones de los ciclos optimizados para cada fluido.

Proceso	Ciclo	Fluido	P _{max} (bar)	T _{max} (°C)	P _{min} (bar)	T _{min} (°C)	$\eta_{E aceite}$ (%)	$\eta_{V aceite}$ (%)	PES (%)	NUT _{eva} p (-)	PP _{evap} (°C)	NUT _{reg} (-)	PP _{reg} (°C)	NUT _{con} d (-)	PP _{cond} (°C)
SUBCRITICO	BASICO	HDMSO	18	240,4	1,02	100	11,08	88,20	22,54	1,6	53,5	-	-	1,9	17,8
	REG						17,34	82,66	29,38	1,3	50,4	9,8	11,0	1,5	8,1
	BASICO	D4	8	279,7	0,13	110	11,69	88,31	22,40	3,9	11,3	-	-	1,8	31,8
	REG						19,99	80,02	32,23	6,8	5,0	8,4	20,0	0,8	19,9
	BASICO	TOLUENO	23	272,9	1,00	110	17,14	82,86	29,15	4,3	10,8	-	-	1,5	22,9
	REG						20,86	79,14	33,13	4,6	6,7	9,9	8,5	1,0	16,2
	BASIGO	ISOPENTANO	30	179,6	7,21	100	9,72	90,27	19,62	0,6	106,1	-	-	1,3	9,9
	REG						10,76	89,24	21,11	0,6	104,5	3,3	5,0	1,6	6,83
	BASICO	HDMSO	30	340,0	1,02	100	11,50	88,51	22,14	7,5	10,0	-	-	2,4	24,6
	REG						22,62	77,37	34,86	11,1	18,5	12,4	22,0	1,4	10,6
	BASICO	D4	18	340	0,13	110	12,93	88,08	22,73	7,8	10,0	-	-	1,9	34
	REG						21,82	78,18	34,08	11,2	18,5	9,6	22,0	0,8	20,5
BASICO	TOLUENO	40	340,0	1,0	110	18,51	81,49	30,67	6,5	10,0	-	-	1,8	25,4	
REG						23,54	76,46	35,73	4,5	10,0	11,6	10,0	0,9	16,8	
BASICO	ISOPENTANO	40	340	7,21	100	9,67	90,31	19,58	7,5	10,0	-	-	2,4	24,6	
REG						20,70	79,30	32,97	7,5	10,0	10,1	15,0	1,3	9,3	

Los resultados obtenidos son comparables al análisis presentado por Algieri y Morrone [ALG12] en el que estudian el comportamiento del ciclohexano, el decano y el tolueno para su aplicación en los ciclos ORC con biomasa. El artículo presenta valores de rendimiento eléctrico (considerando el aporte de calor en el evaporador) para el tolueno de 17,98% para el ciclo básico y de 22,24% para el ciclo con regenerador. Los rendimientos son algo mayores a los obtenidos en el presente estudio debido a que la temperatura de condensación es 100°C, en lugar de 110°C.

Los rendimientos eléctricos obtenidos para el ciclo con regeneración igualmente están dentro del rango indicado por Y. Huang et al. [HUA13], ya que su trabajo concluye que los sistemas de cogeneración/trigeneración en los que la ratio de calor/electricidad está entre 4,5 y 6,7, son beneficiosos para el sector residencial. Estas ratios corresponden a rendimientos eléctricos entre el 15 – 22,2%. El valor obtenido en el caso del isopentano es algo menor.

En la *Figura 4.3.13* se han representado los resultados para cada ciclo optimizado. Como ya se comentó, la ganancia por incluir regenerador es significativa tanto en los ciclos subcríticos como supercrítico, salvo para el isopentano en el ciclo subcrítico, debido a la alta presión en el condensador y por tanto la menor relación de expansión en la turbina.

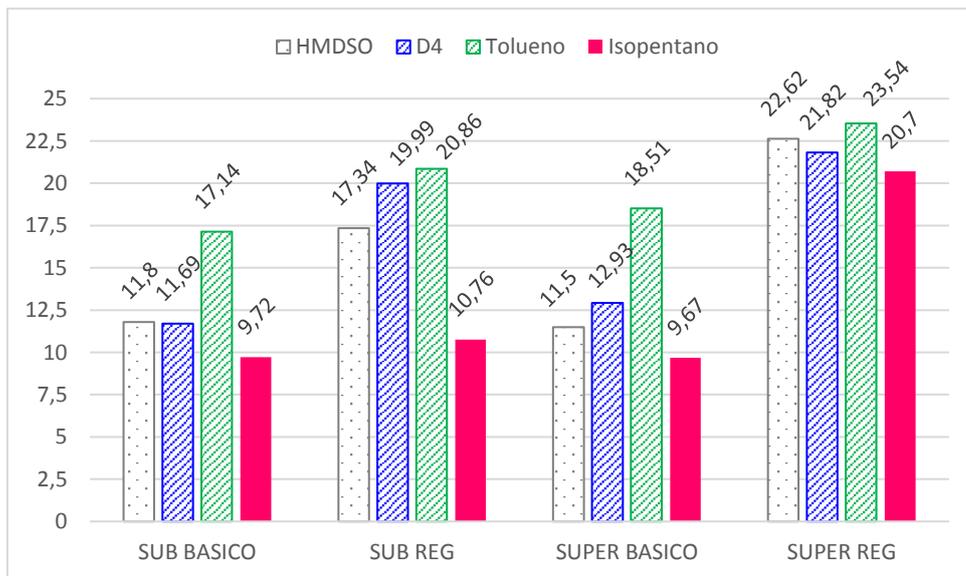


Figura 4.3.13. Comparación del rendimiento de los ciclos optimizados.

Se desprende del estudio que la ganancia por emplear regeneración siempre es más elevada en los ciclos supercríticos, que a su vez son los que presentan un mayor rendimiento, siendo además bastante insensible a la presión del evaporador. En cuanto a los fluidos, el mejor es el tolueno, pero dados sus problemas de toxicidad se prefiere escoger el HMDSO, pues, aunque el D4 presenta una eficiencia algo mayor no se logra con él condensar por encima de 1 bar absoluto.

Por lo tanto, se selecciona el **HMDSO trabajando en el ciclo con regenerador** como diseño base, y el **proceso subcrítico** ya que, aunque se obtiene un rendimiento ligeramente menor que con el supercrítico, las presiones de trabajo son menores y permiten menor coste de la planta por equipos más sencillos y de menor mantenimiento.

En la *Figura 4.3.14* se muestra el diagrama T-s del HMDSO con los puntos de trabajo de cada equipo. Se han representado las temperaturas a la entrada y salida de cada equipo y las presiones de trabajo del ciclo, por debajo del punto crítico y superiores a la atmosférica.

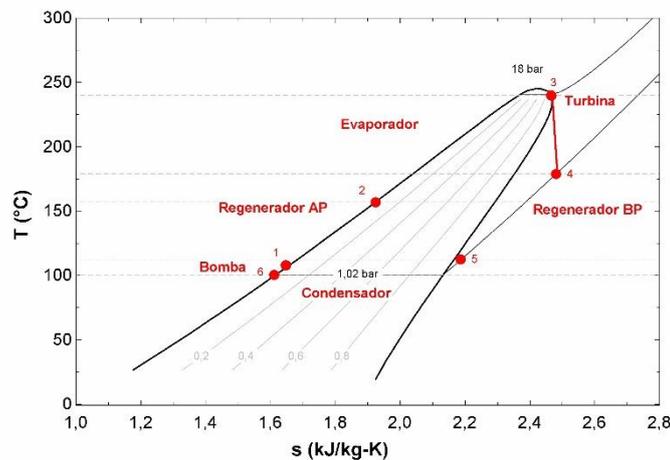


Figura 4.3.14. Diagrama T-s del ciclo óptimo – subcrítico regenerativo con HMDSO.

En las tablas 4.3.2 y 4.3.3. se recogen los parámetros de diseño del ciclo regenerativo optimizado para proceso subcrítico y supercrítico con HMDSO.

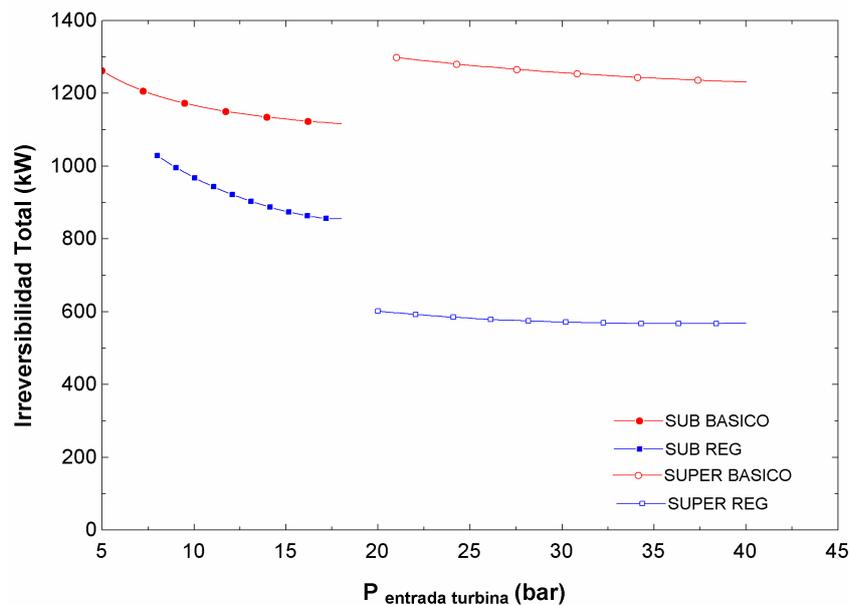
Tabla 4.3.2. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO.
 Subíndice “e” indica entrada y “s” salida.

VARIABLES		UNIDADES		SUBCRÍTICO CON REGENERADOR	SUPERCRÍTICO CON REGENERADOR
EVAPORADOR	T _e		°C	157,4	227,8
	T _s		°C	240,4	327,3
	P		bar	18	30
	NUT		-	1,3	11,1
	Q _{evap}		kW	5560	5560
TURBINA	T _e		°C	240,4	327,3
	T _s		°C	179	271,3
	P		bar	18	30
	W _{turbina}		kW	1035	1360
BOMBA	T _e		°C	100	100
	T _s		°C	101,6	102,7
	P		bar	18	30
	W _{bomba}		kW	70,84	102,9
CONDENSADOR	T _e		°C	112,6	124,7
	T _s		°C	100	100
	P		bar	1,02	1,02
	NUT		-	1,5	1,4
	Q _{cond}		kW	4596	4302
REGENERADOR		T _e	°C	101,6	102,7
	ALTA PRESIÓN	T _s	°C	157,4	227,8
		P	bar	18	30
	BAJA PRESIÓN	T _e	°C	179	271,3
		T _s	°C	112,6	124,7
		P	bar	1,02	1,02
	NUT		-	9,8	12,43
	Q _{reg}		kW	2613	5223

Tabla 4.3.3. *Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO.*

VARIABLES	UNIDADES	SUBCRÍTICO CON REGENERADOR	SUPERCRÍTICO CON REGENERADOR
W_{NETO}	kW	970.8	1258
Rendimiento Eléctrico η (Aceite Térmico)	%	17,34	22,62
Rendimiento Eléctrico η (Biomasa)	%	14,45	18,87
Rendimiento Térmico η (Biomasa)	%	68,94	64,53
PES	%	29,58	34,86

Una vez escogido el fluido de trabajo y la configuración del ciclo, se ha procedido a completar el estudio con el análisis exerético para identificar las principales fuentes de pérdidas exeréticas. En la *Figura 4.3.15* se ha representado la irreversibilidad total frente a la presión de entrada a la turbina. La irreversibilidad se reduce al aumentar la presión de entrada a la turbina, siendo más notable el descenso en los procesos subcríticos mientras que en los supercríticos se mantiene casi constante. Igualmente se reduce significativamente la irreversibilidad del ciclo con el uso del regenerador en ambos procesos. Esta conclusión es coherente con los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo.

**Figura 4.3.15.** *Variación de la irreversibilidad total con la presión de entrada a la turbina con HMDSO.*

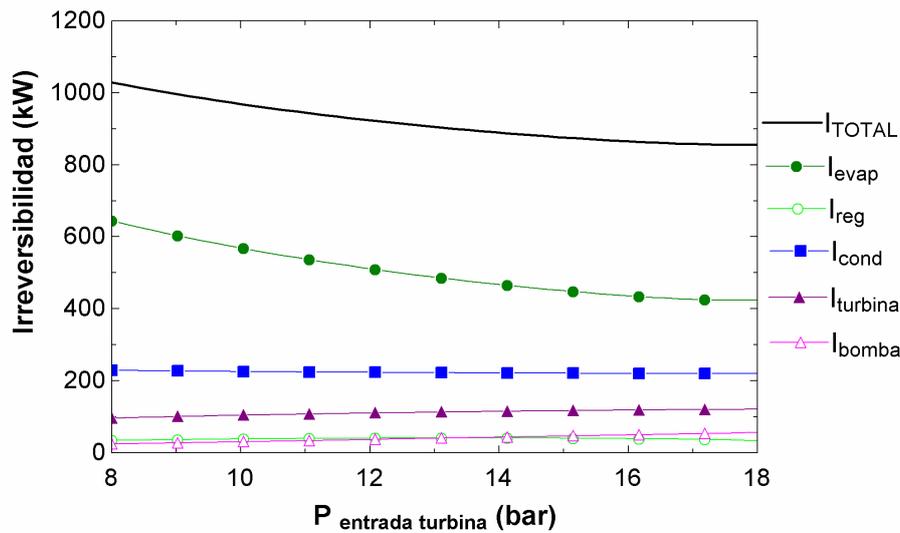


Figura 4.3.16. Variación de la irreversibilidad de cada equipo con la presión de entrada a la turbina con HMDSO.

La Figura 4.3.16 muestra el desglose de la irreversibilidad por componentes. Se aprecia que la irreversibilidad mayor se localiza en el evaporador.

Si se representan las irreversibilidades de cada equipo antes y después de incluir el regenerador se comprueba una vez más la mejora de rendimiento asociada a la reducción de irreversibilidades en los principales equipos, evaporador y condensador, ver Figura 4.3.17.

Al emplear regenerador, en el evaporador, al llegar el fluido orgánico a mayor temperatura, se produce un mayor acercamiento a la temperatura del aceite térmico, y en el condensador la temperatura de entrada es muy similar a la de condensación.

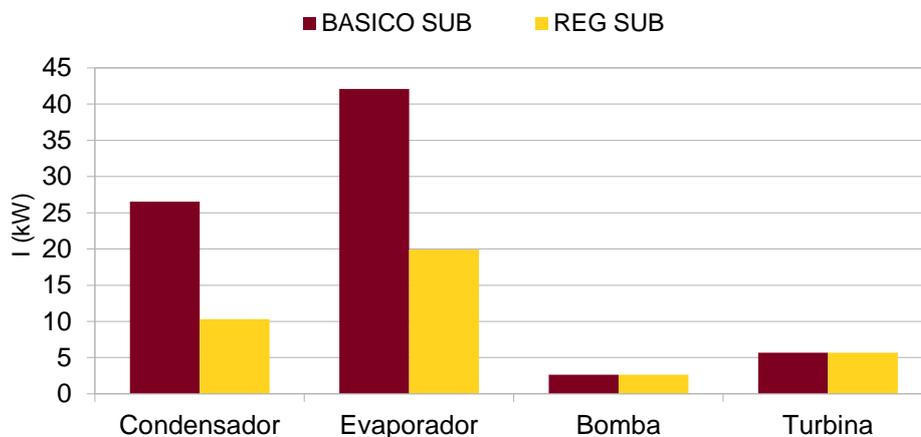


Figura 4.3.17. Variación de la irreversibilidad de los equipos según la incorporación del regenerador con HMDSO.

Por último, la *Figura 4.3.18* muestra la relación entre el acercamiento mínimo (*pinch point*) y la irreversibilidad en el regenerador. Se aprecia que la sensibilidad de la irreversibilidad ante el acercamiento es pequeña y que el diseño es un buen compromiso entre tamaño e irreversibilidad.

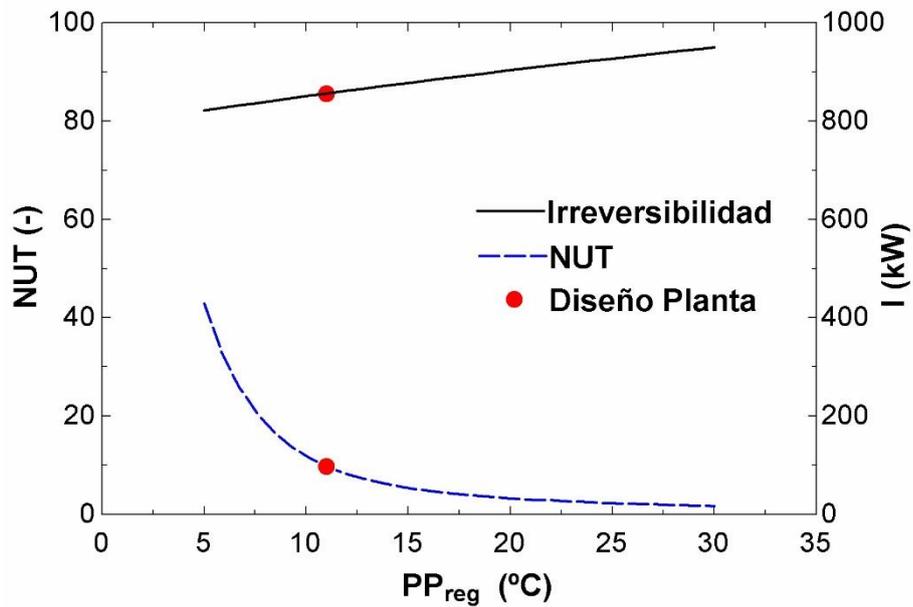


Figura 4.3.18. Variación de la irreversibilidad total con el pinch point del regenerador según proceso subcrítico con HMDSO.

4.4 RESULTADOS CARGA PARCIAL

La demanda de calor útil no es constante, ya que satisfará las necesidades de la red de distrito, tanto de calefacción en invierno, como de refrigeración en verano, junto con la demanda de agua caliente sanitaria anual.

El ajuste de la carga mediante una válvula de tres vías en el lado de la demanda se ha desarrollado en el capítulo 3 de Metodología. En la *Tabla 4.4.1* se recogen los coeficientes de ajuste de las curvas de rendimiento eléctrico y rendimiento térmico para su modelado. Los rendimientos en función de la demanda relativa desarrollados a partir de las ecuaciones 3.1.27 y 3.1.28 aparecen en las ecuaciones 4.4.1 y 4.4.2.

$$\eta_E = \sum_{i=0}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) = \omega_0 + \omega_1 \cdot \phi + \omega_2 \cdot \phi^2 + \omega_3 \cdot \phi^3 \quad (4.4.1)$$

$$\eta_V = \sum_{i=0}^3 (\theta_i \cdot \phi^i) = \theta_0 + \theta_1 \cdot \phi + \theta_2 \cdot \phi^2 + \theta_3 \cdot \phi^3 \quad (4.4.2)$$

Tabla 4.4.1. Coeficientes de ajuste del rendimiento en función de la carga

	i			
	0	1	2	3
ω_i	0,0464	0,22648	-0,17490	0,05015
θ_i	0,80360	-0,22648	0,17490	-0,05015

En la *Figura 4.4.1* se muestra el efecto de la demanda relativa en el valor del rendimiento. A mínima carga (40% de demanda relativa), la reducción del rendimiento eléctrico es casi del 30% mientras que la ganancia en rendimiento térmico no llega al 6%. Estos valores están en consonancia con los resultados presentados por Stoppato [STO12], en el que muestra la variación de los rendimientos según valores reales en función de la carga.

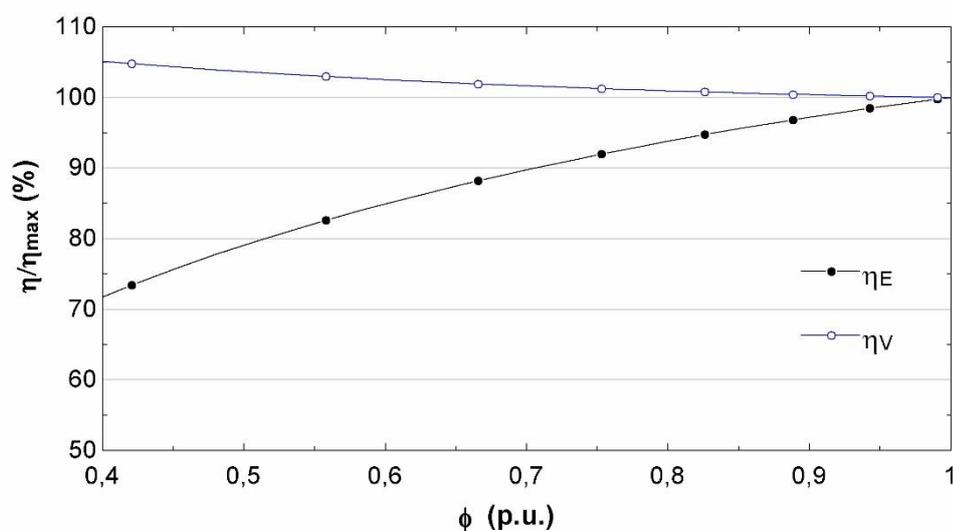


Figura 4.4.1. Variación del rendimiento relativo, en función de la carga, fuera del punto nominal.

La Figura 4.4.2 muestra el efecto del sistema de control fuera del punto nominal en las temperaturas del aceite a la salida del evaporador y del agua a la entrada del condensador. La tendencia entre ambas temperaturas es opuesta ya que el flujo másico del agua se mantiene constante en el condensador, mientras que la carga parcial de la planta supone una reducción del flujo másico del aceite.

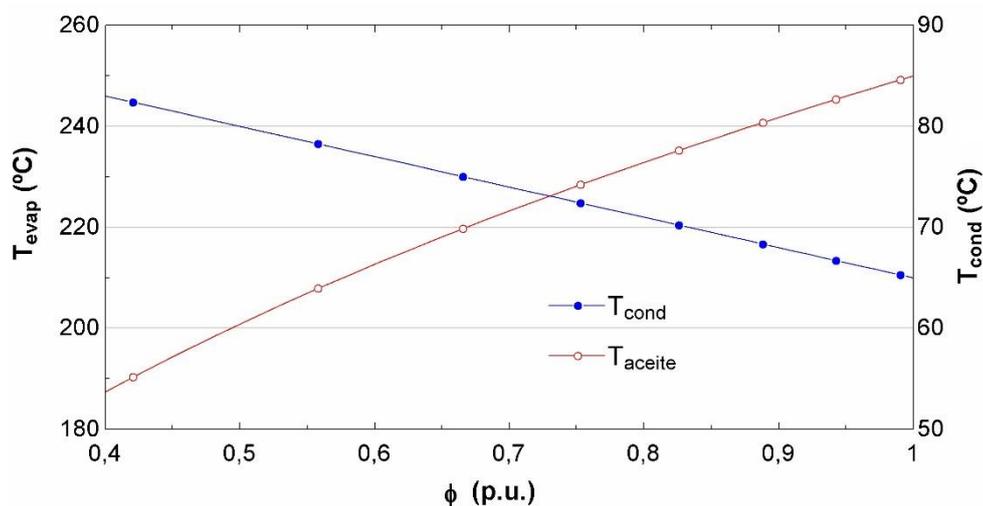


Figura 4.4.2. Variación de las temperaturas de aceite y agua, en función de la carga, fuera del punto nominal.

Por último, en la *Figura 4.4.3* puede verse que la variación de carga en el ciclo ($v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_n}$) y la demanda relativa (ϕ) en el condensador son proporcionales a la variación de la carga (Φ) desde el lado de biomasa, con una pequeña variación debida al alto rendimiento de la caldera. En cuanto a la variación de la ratio de flujos másicos de aceite térmico (μ), es significativa ya que en el evaporador varían tanto el flujo másico del aceite como la temperatura de salida, que no ha sido fijada.

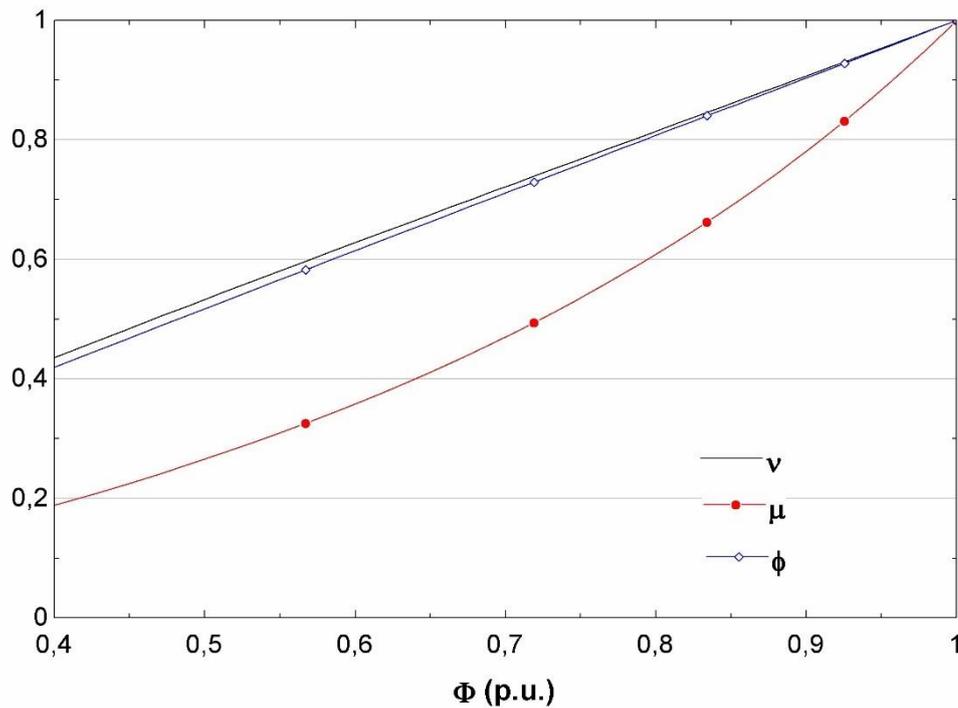


Figura 4.4.3. Variación de carga del ciclo (v) y ratio de flujos másicos de aceite en el evaporador (μ) con la variación de la carga de biomasa (Φ) fuera del punto nominal.

5 CAPITULO 5. VIABILIDAD DEL PROYECTO

5.1 CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

5.1.1 Introducción

La rentabilidad de las plantas de cogeneración depende del conocimiento de la previsión de demanda de calor útil. La industria o sector terciario, con sus horarios fijos, permiten adaptarse fácilmente a una demanda más o menos constante durante las horas de funcionamiento. El sector residencial, por el contrario, se caracteriza por una demanda valle anual constante, principalmente agua caliente sanitaria, y unos picos de calefacción o refrigeración dependiendo de la época del año.

El correcto dimensionado de la planta de cogeneración con ciclo ORC permite, en modo de seguimiento de demanda térmica (*heat-lead*), operar el máximo número de horas posible sin desperdiciar calor y, por tanto, maximizando la eficiencia energética. Obernberger et al [OBE04] muestran que la estrategia de control para satisfacer la demanda valle de energía térmica permite trabajar más de 5.000 horas al año (ver *Figura 5.1.1*). El resto de demanda se cubre con otras fuentes de calor o electricidad.

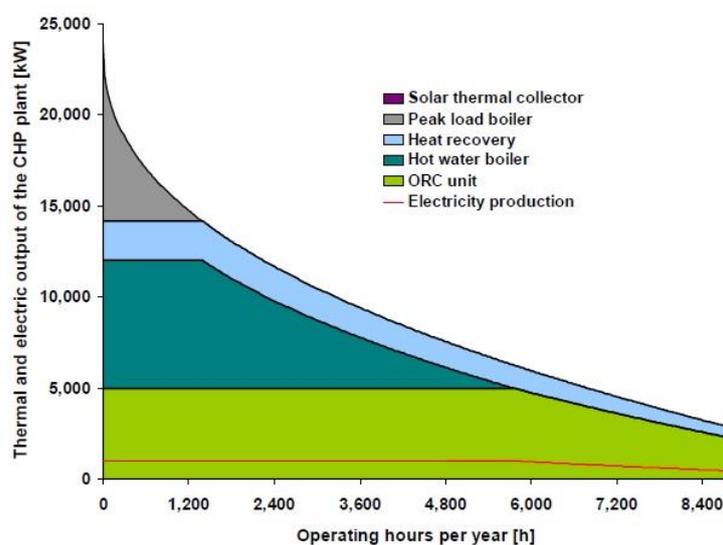


Figura 5.1.1. Curva de demanda de la planta de Lienz y producción energética. (Fuente: [OBE04])

Para obtener el perfil de demanda energética de las poblaciones de la España peninsular se ha seguido la metodología expuesta en el capítulo tres con las bases de datos de temperatura

y grados-día proporcionados por el *Código Técnico de Edificación*. A partir del perfil anual se ha elaborado la curva monótona para el posterior análisis de rentabilidad para redes de distrito de 10.000 y 20.000 usuarios. Los valores de población proporcionados por el INE, indican que las poblaciones rurales presentan una distribución de 80% viviendas unifamiliares y 20% en bloque, mientras que en las ciudades la distribución es básicamente viviendas en bloque.

5.1.2 Resultados

La demanda térmica horaria, considerando la demanda térmica continua anual de calefacción durante los meses de octubre a marzo y de refrigeración los meses de abril a septiembre, para una ciudad como Cádiz, que pertenece a la zona climática A3, presenta un perfil como el mostrado en la *Figura 5.1.2*. El detalle de un día de un mes de calefacción, ver *Figura 5.1.3*, muestra la mejora de la metodología de cálculo desarrollada mediante la cual se tiene en cuenta el aporte térmico de la radiación, no tan solo los grados-días, ya que para un día como el dos de diciembre, la temperatura no supera los 20 °C, pero las horas centrales del día no requieren de calefacción.

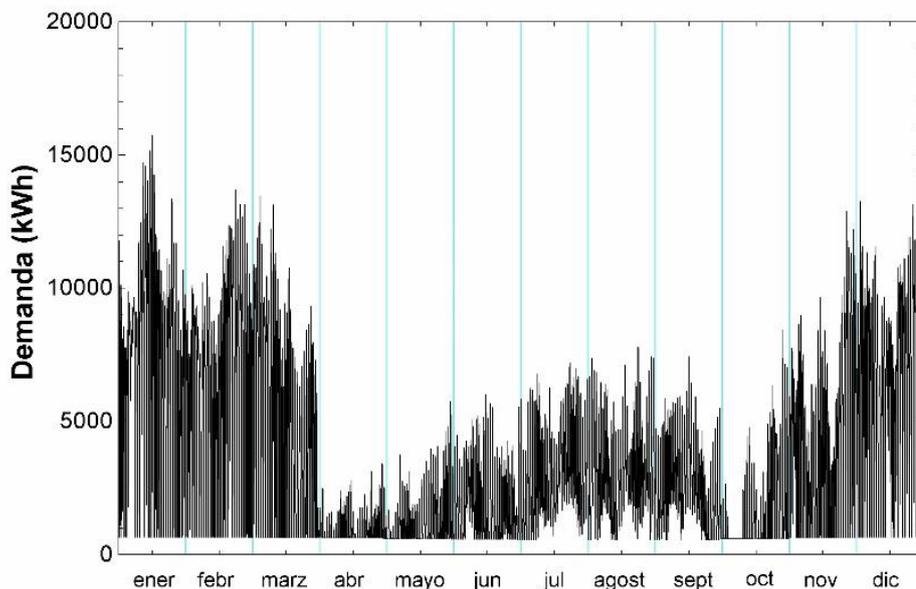


Figura 5.1.2. Perfil de demanda térmica horaria anual en Cádiz para 10.000 hab

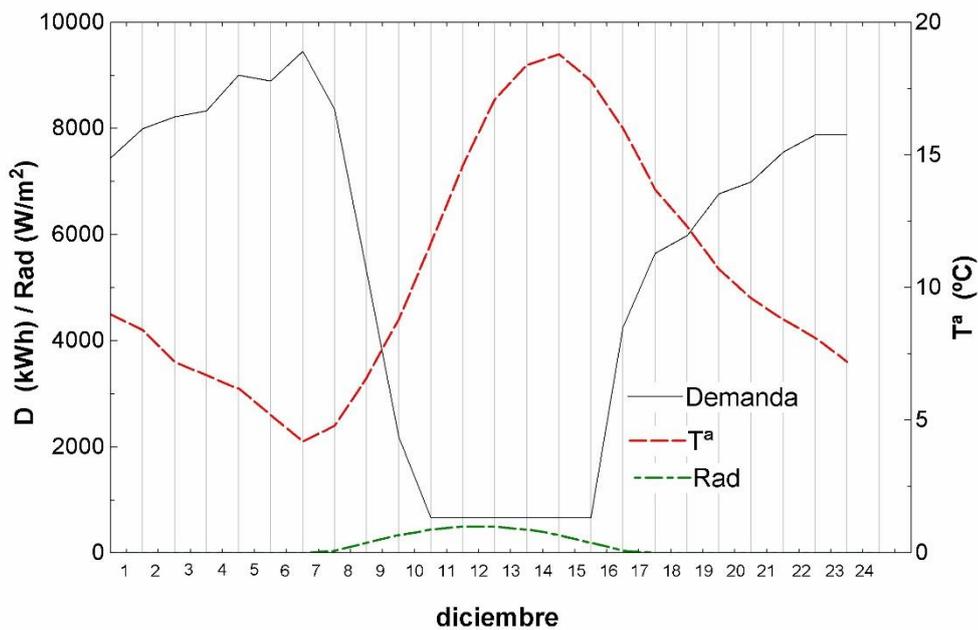


Figura 5.1.3. Perfil de demanda térmica horaria en Cádiz para 10.000 hab - 2 de diciembre

El perfil para un día de un mes de refrigeración, *Figura 5.1.4*, muestra un comportamiento inverso a la demanda térmica. Durante las horas centrales del día, la temperatura y la radiación son muy altas y por tanto también lo es la demanda de refrigeración, aunque resulta menor que la demanda de calefacción. Las horas de sol aumentan significativamente en verano y con ellas la radiación.

La demanda térmica mínima constante obtenida, tanto en meses de calefacción como refrigeración, corresponde al agua caliente sanitaria del edificio, considerada constante al emplear almacenamiento térmico.

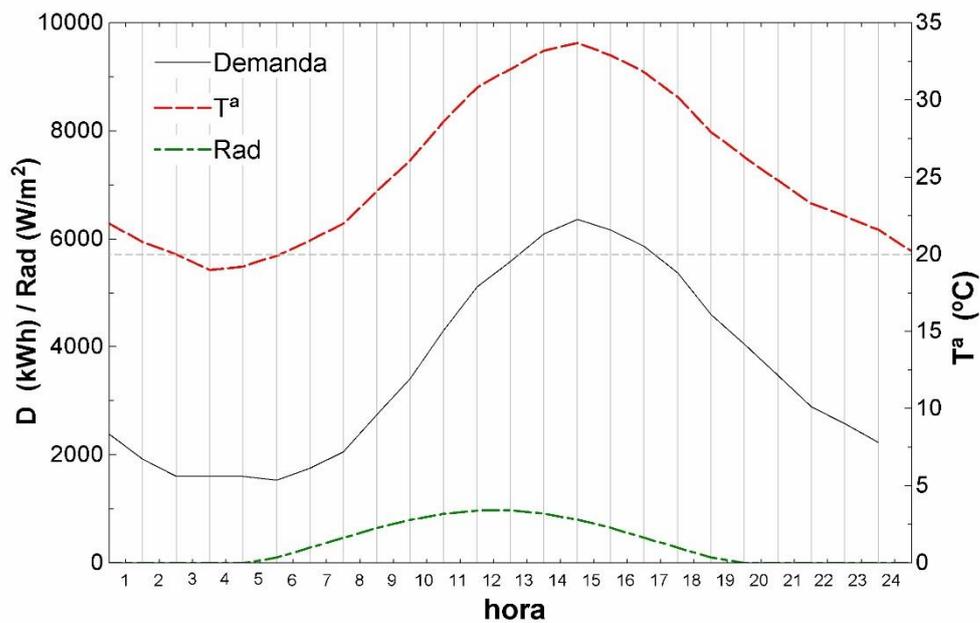


Figura 5.1.4. Perfil de demanda térmica en Cádiz para 10.000 hab - 2 de julio

Si se representa la curva de demanda mensual de poblaciones de cada una de las severidades climáticas de invierno, ver *Figura 5.1.5*, se aprecian los inviernos suaves de las poblaciones con letra A y B, mientras que las poblaciones con letra D y E presentan inviernos duros. Las curvas corresponden a Cádiz para SCI A, Sevilla para SCI B, Granada para SCI C, Guadalajara para SCI D y Burgos para SCI E.

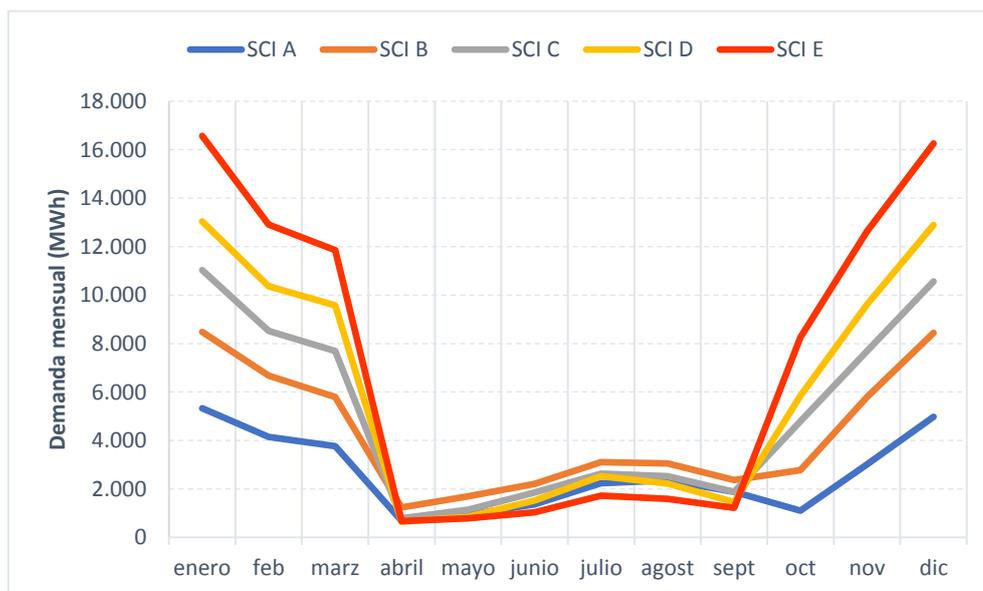


Figura 5.1.5. Demanda térmica mensual para localidades de 10.000 hab según SCI.

En el capítulo 3 de metodología, en la *Tabla 3.2.3* y en la *Figura 5.1.6* se muestran las doce zonas climáticas de España que corresponden a las combinaciones posibles, cinco severidades climáticas de invierno (A, B, C, D y E) y dentro de ellas cuatro severidades climáticas de verano (1, 2, 3 y 4).

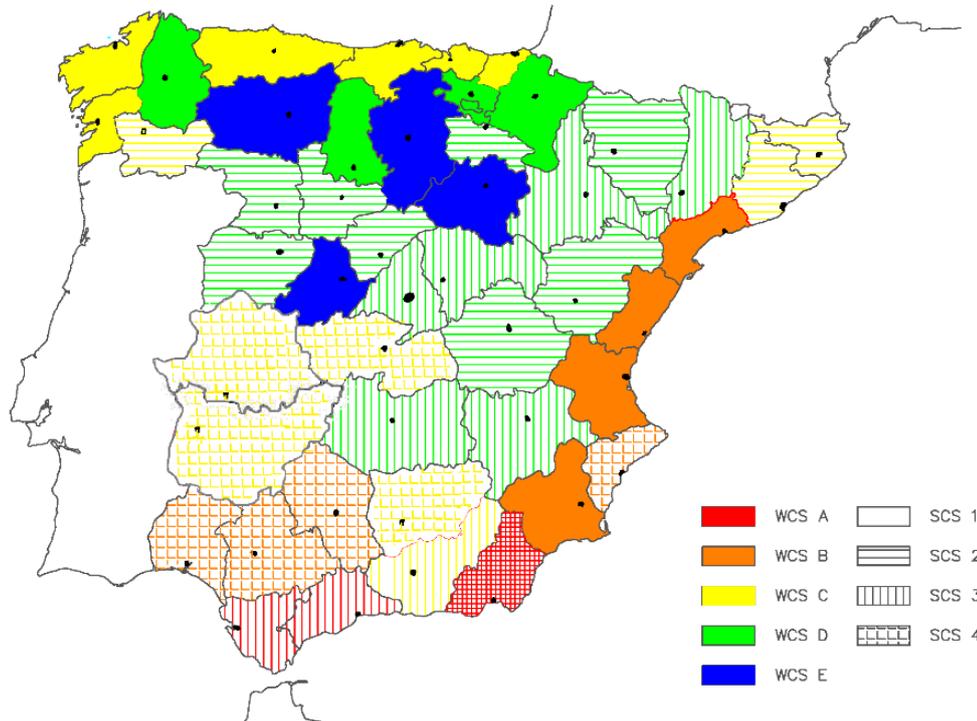


Figura 5.1.6. Zonas climáticas de la España peninsular según capital de provincia.

La única zona climática de invierno en la que están presentes las cuatro severidades climáticas de verano es la C, habiéndose representado en la *Figura 5.1.7* las curvas de demanda mensual en los meses de verano para esos cuatro casos. La demanda térmica aumenta con el número de severidad climática de verano, la zona 1 presenta un verano muy suave, mientras que las zonas 3 y 4 veranos muy calurosos. Como ya se comentó anteriormente, la demanda de refrigeración en cualquier zona climática es significativamente inferior a la demanda de calefacción. Las curvas corresponden a La Coruña para SCV 1, Gerona para SCV 2, Granada para SCV 3 y Badajoz para SCV 4.

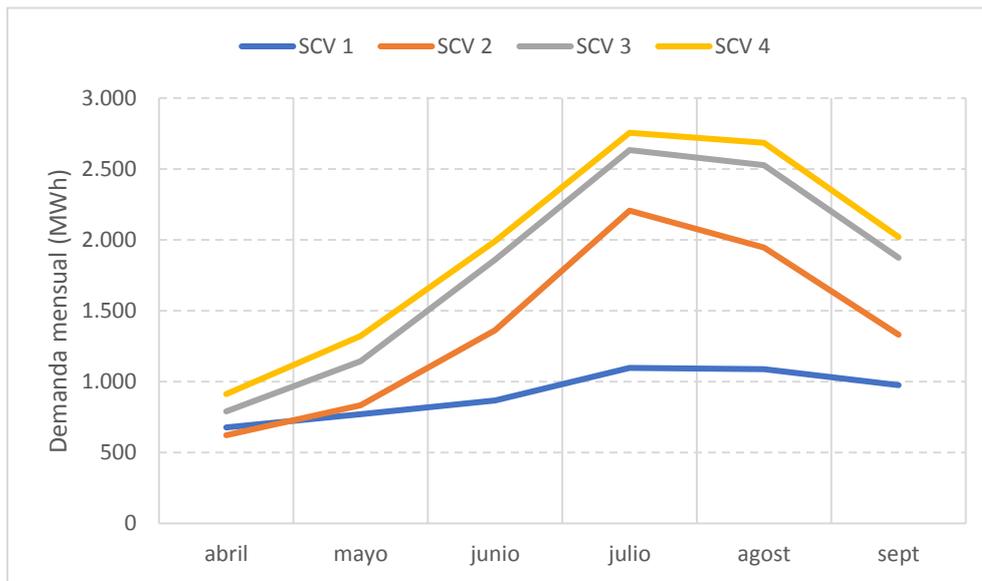


Figura 5.1.7. Demanda térmica mensual para localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV.

Selección poblaciones estudio

Como se ha comentado anteriormente, el número aproximado de usuarios de la instalación será de 10.000, por lo que para ello se ha buscado poblaciones de más de 15.000 habitantes ya que no es factible que toda la población sea usuaria debido a la exigencia de emplear una red de distrito. Por ello, mediante la información pública del INE, se ha llevado a cabo un listado de todas las poblaciones mayores de 15.000 habitantes en la península y se han clasificado de acuerdo la zona climática a la que pertenecen.

Para simplificar el cálculo, se han seguido las indicaciones dadas por el CTE para obtener la zona climática de la localidad en función de su capital de provincia y su altitud al nivel del mar, Apéndice B documento «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE13]. En primer lugar, se han clasificado todas las capitales de provincia mediante la metodología desarrollada y se ha comprobado que corresponden con las zonas climáticas del documento «DB-HE Ahorro de Energía», ver *Tabla 5.1.1.*

Tabla 5.1.1. Clasificación de las capitales de provincia de la España peninsular según zona climática.

	SCIA	SCI B	SCI C	SCI D	SCI E
SCV 4	Almería	Alicante Córdoba Huelva Sevilla	Badajoz Jaén Cáceres Toledo		
SCV 3	Málaga Cádiz	Castellón Murcia Tarragona Valencia	Granada	Ciudad Real Albacete Guadalajara Lérida Madrid Zaragoza	
SCV 2			Barcelona Gerona Orense	Cuenca Huesca Logroño Salamanca Segovia Teruel Valladolid Zamora	
SCV 1			Bilbao Coruña Pontevedra Santander San Sebastián	Lugo Palencia Pamplona Vitoria	Ávila Burgos León Soria

Las zonas climáticas A y B, con inviernos suaves y veranos calurosos, se sitúan como cabía esperar, en la costa mediterránea, Andalucía y Levante. Las zonas climáticas D y E, con veranos suaves e inviernos duros, corresponden a poblaciones del interior de la península y zonas de alta montaña, en su mayoría capitales de provincia ya que en el interior las poblaciones rurales no superan los 15.000 habitantes.

Las poblaciones con severidad climática de invierno C están más distribuidas en el territorio peninsular en función de la severidad climática de verano, ya que como se comentó es la única en la que están presentes las cuatro zonas, y, por tanto, aunque la demanda de calefacción es similar en todas ellas, la demanda de refrigeración varía según sea población en costa (veranos más suaves), o población en el interior (veranos más calurosos).

En la *Figura 5.1.8* se muestran todas las poblaciones con más de 15.000 habitantes clasificadas según su zona climática. Se observa que la mayoría de ellas, no capitales de provincia, están en la costa.

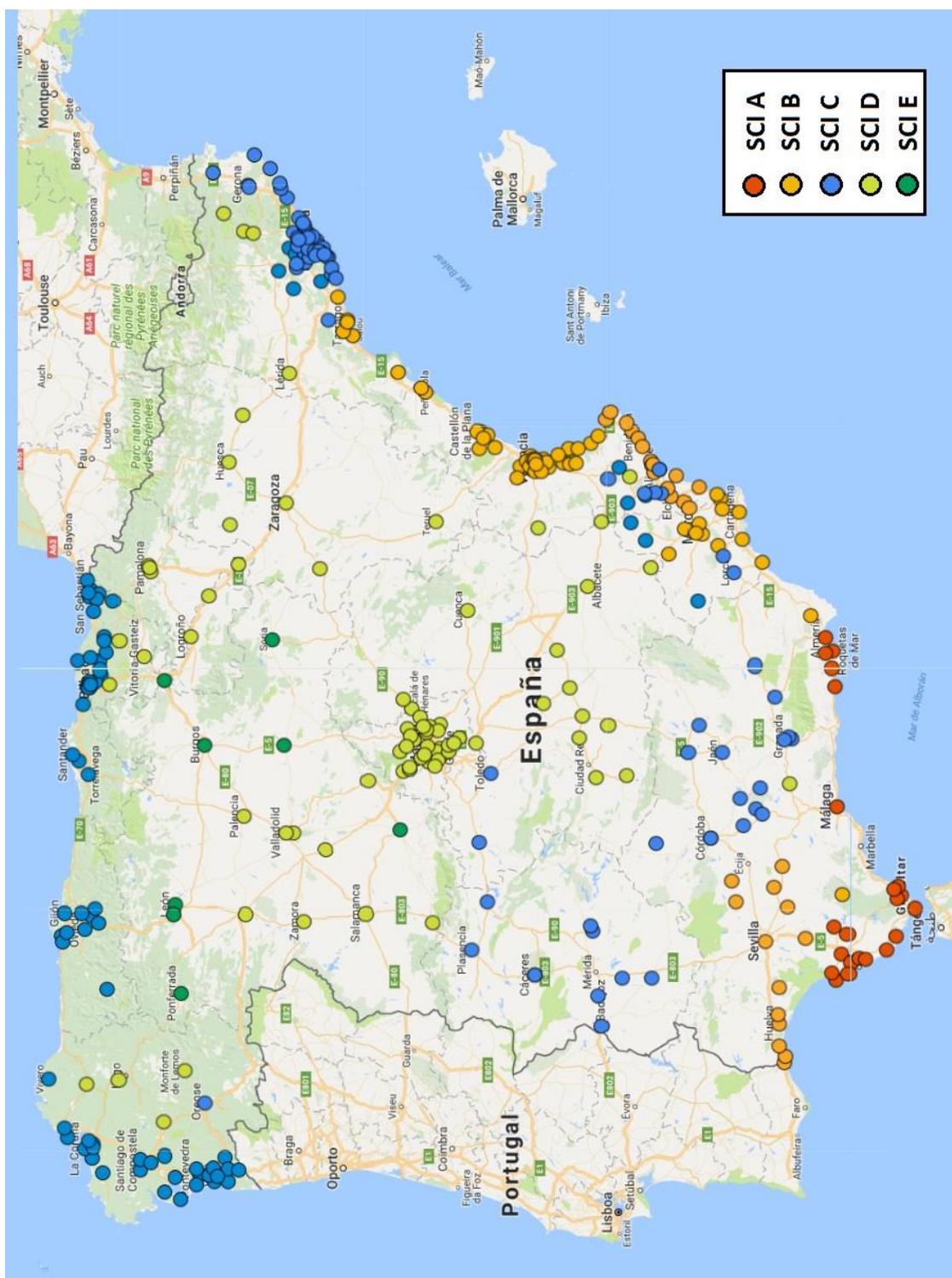


Figura 5.1.8. Distribución de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes en la España peninsular según zona climática.

Curvas monótonas de demanda

Una vez obtenido el perfil de demanda horaria de las localidades de interés, se ha procedido a componer la curva monótona de demanda de cada una mediante la ordenación de las demandas horarias en orden decreciente.

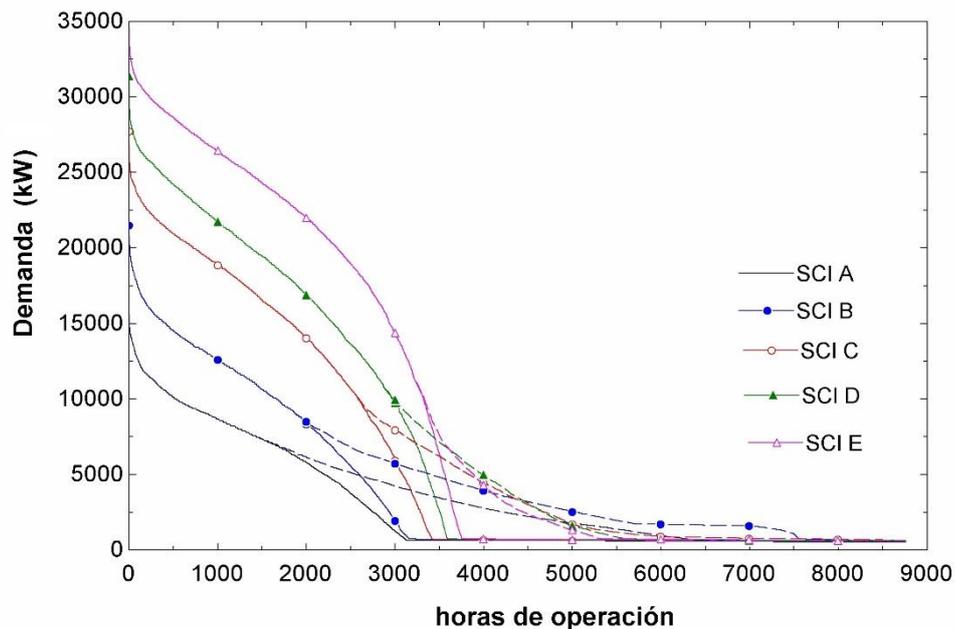


Figura 5.1.9. Curvas monótonas de localidades de 10.000 hab según SCI.
En línea continua el modo CHP y en discontinua el modo CCHP.

Se han elaborado dos curvas, la de demanda en modo CHP que está compuesta por la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria anual, y la de demanda en modo CCHP que está compuesta por la demanda de calefacción, demanda de refrigeración y agua caliente sanitaria anual. En la *Figura 5.1.9* se representan las curvas monótonas de las mismas ciudades que en la *Figura 5.1.5*, con línea continua la demanda en modo CHP y en línea discontinua la demanda en modo CCHP. Las ciudades con severidad climática D y E mantienen una alta demanda durante más de 3.000 horas en modo CHP, pero en modo CCHP aumentan unas 1.000 horas de funcionamiento con baja demanda.

El perfil de demanda en modo CHP calculado es similar al obtenido con medidas reales por Noussan et al. [NOU14] para una población de 15.000 habitantes en Italia.

Las ciudades con severidad climática A y B presentan una baja demanda en modo CHP con escasas 3.000 horas de operación, mientras que en modo CCHP presentan una demanda casi continua de 5.000 horas de operación.

Si se analizan más en detalle las monótonas de la zona C en función de la severidad climática de verano, se observa la similitud de la demanda en modo CHP (misma severidad climática de invierno) y en modo CCHP (distinta severidad climática de verano), correspondiendo la demanda menor a la SCV 1 y la demanda máxima a la SCV 4. En la *Figura 5.1.10* se representan las curvas monótonas de las mismas ciudades que la *Figura 5.1.7*.

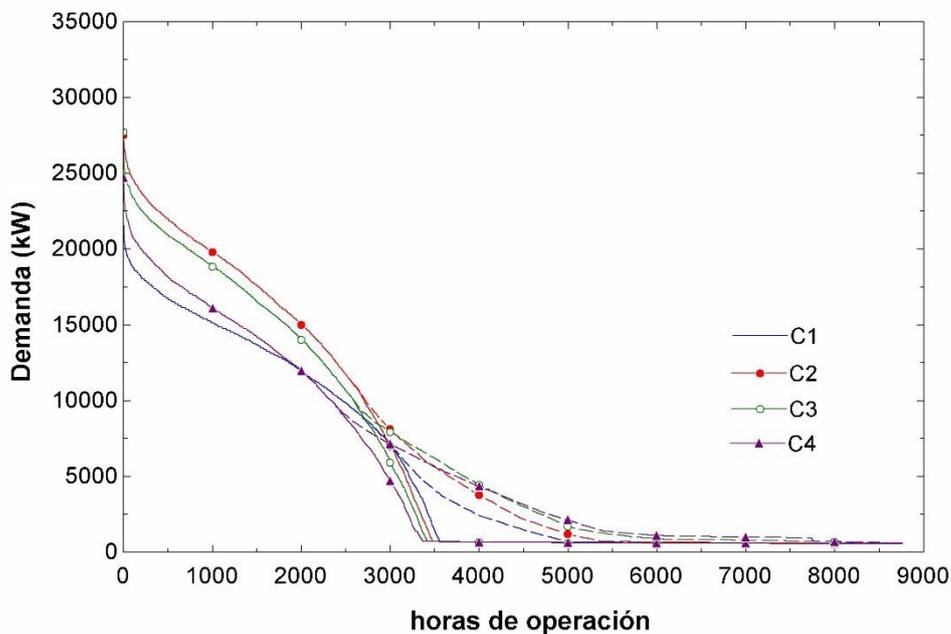


Figura 5.1.10. Curvas monótonas de localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV. En línea continua el modo CHP y en discontinua el modo CCHP.

En la curva de demanda en verano representada en la *Figura 5.1.11* se aprecia que la demanda de verano en zona climática C1, es la menor y la demanda de verano en zona climática C4 la mayor. La demanda en modo CCHP en zona climática C4 es superior a la C3. Aunque la curva parece estar por debajo de C3, esto se debe a que, la demanda en C4, es algo inferior en modo CHP.

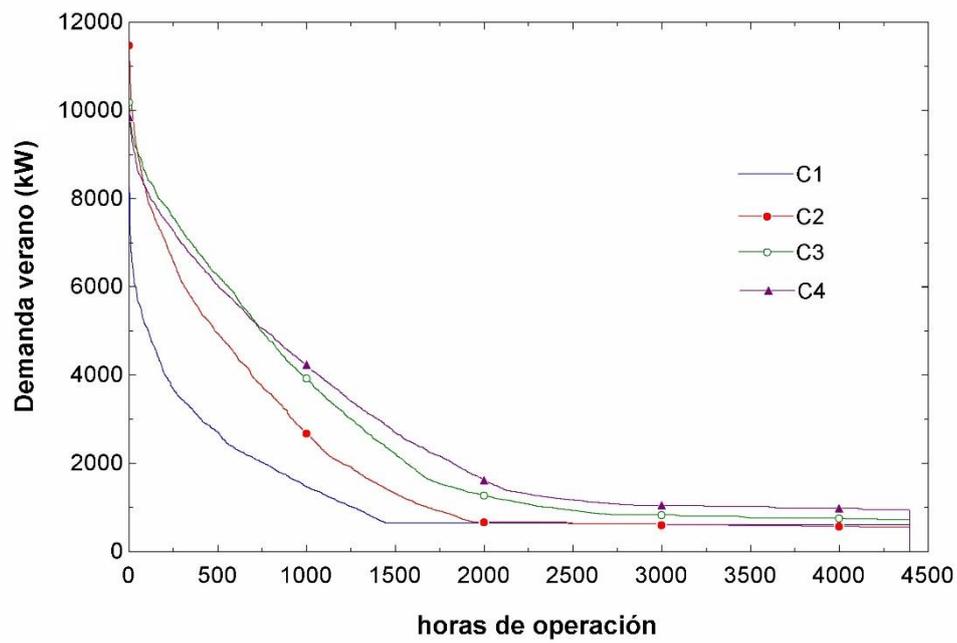


Figura 5.1.11. Curvas monótonas de verano de localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV.

5.2 ANÁLISIS BIOMASA DISPONIBLE

5.2.1 Introducción

El análisis de la biomasa disponible se ha llevado a cabo en dos fases. En la primera se han definido los valores límites de demanda de energía primaria a partir de la demanda máxima de energía primaria según severidad climática de invierno. El análisis en esta primera fase permite, a grosso modo, asegurar la disponibilidad de biomasa necesaria si los valores de recursos disponibles superan el valor máximo de demanda según severidad climática de invierno.

En la segunda fase, una vez llevado a cabo el análisis económico de cada planta, se ha ajustado el valor de los recursos disponibles y coste de los mismos con el valor real de demanda de energía primaria para cada ciclo optimizado en modo CHP para 10.000 usuarios.

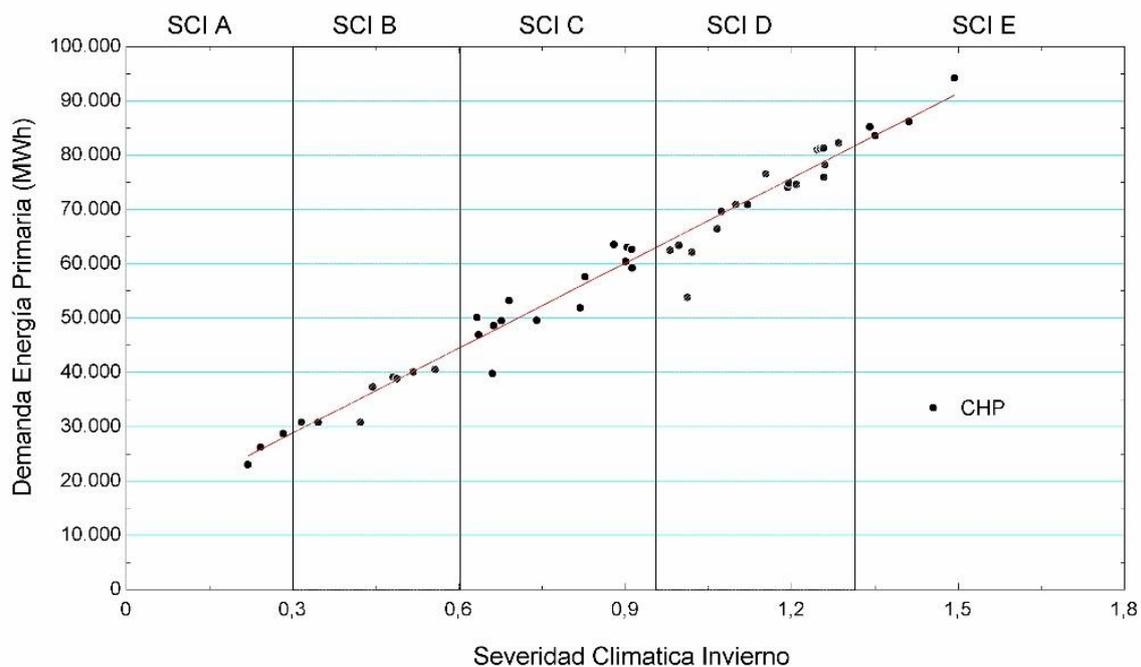


Figura 5.2.1. Límites de la demanda de energía primaria según severidad climática de invierno.

Los límites de demanda de energía primaria se han estimado a partir de las curvas de tendencia obtenidas del análisis de rentabilidad de plantas ubicadas en las capitales de provincia. Se han representado los valores obtenidos de demanda según severidad climática de invierno (ver *Figura 5.2.1*) y se ha escogido como valores límite de demanda los recogidos en la *Tabla 5.2.1*.

Tabla 5.2.1. Valores límite de demanda según severidad climática de invierno (MWh).

A	B	C	D	E
45.000	55.000	70.000	80.000	90.000

Mediante el programa BIORAISE se obtiene la biomasa disponible por tipo de recursos, para los tres radios escogidos (15 km, 30 km y 60 km), para cada una de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes. La base de datos creada proporciona de manera automática información sobre si los recursos disponibles son menores que la demanda de energía primaria o mayores y cuántas veces mayor. De esta manera se asegura disponibilidad para poblaciones cercanas que comparten recursos o posible uso actual de parte de la biomasa analizada.

Para el cálculo del coste medio de transporte de la biomasa se ha considerado el coste del combustible 1,5 €/l para asumir posibles fluctuaciones del precio¹. En la *Tabla 5.2.2* está recogida la evolución del precio de los combustibles [MINETAD17].

Tabla 5.2.2. Precios de carburantes y combustibles (€/l). (Fuente: [MINETAD17])

	Precios Medios Nacionales		Diferencias entre provincias			
	Gasolina 95	Gasóleo	Gasolina 95		Gasóleo	
			Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
2011	1,318	1,267	1,409	1,114	1,351	1,050
2012	1,425	1,365	1,442	1,376	1,387	1,316
2013	1,433	1,361	1,469	1,378	1,406	1,305
2014	1,383	1,303	1,433	1,336	1,364	1,249
2015	1,228	1,114	1,297	1,183	1,175	1,064

¹ Como el pico alcanzado en el año 2013 en el que se superó 1,4 €/l tanto para gasóleo de automoción como para gasolina 95.

5.2.2 Resultados

La *Tabla 5.2.3* recoge los cuatro recursos más abundantes para cada ciudad de más de 15.000 habitantes con severidad climática de invierno E y el coste de cada recurso. Las celdas coloreadas indican recursos disponibles más de tres veces superiores a la demanda límite de zona (verde), más de dos veces superior a la demanda (naranja) y superior a la demanda, pero inferior a dos veces (amarillo). Las celdas no coloreadas están por debajo del límite de zona.

El segundo análisis se lleva a cabo con el valor exacto de demanda de energía primaria para cada población y se valida la biomasa disponible. Para radio de 60 km hay disponibilidad de recursos suficientes para varias poblaciones en la misma área incluso con un solo tipo de biomasa. Para radio de 30 km, en algunas poblaciones con un solo recurso no sería posible, habría que considerar dos tipos distintos, y para 15 km no hay suficiente biomasa para permitir el autoabastecimiento de una planta de cogeneración.

El valor de biomasa disponible total junto con su coste medio calculado como la media ponderada de los dos recursos más abundantes de menor precio, es el mostrado en la *Tabla 5.2.4*. Resulta un precio inferior a 10 €/MWh tanto para un radio de 60 km como para radio de 30 km. Como ya se ha comentado, para un radio de 15 km algunas poblaciones no disponen de biomasa residual, o los recursos disponibles están cercanos a la demanda de la planta, por lo que no se han considerado para evitar posibles competencias con otros consumidores.

Tabla 5.2.4. Biomasa disponible para poblaciones mayores de 15.000 hab con SCI E.

	R=60 km		R=30 km		R=15 km	
	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)
AVILA	968.401	8,90	222.064	7,50		
ARANDA DE DUERO	2.390.739	6,15	626.843	5,42	193.920	4,38
BURGOS	1.585.339	6,59	550.594	6,35	168.251	7,07
MIRANDA DE EBRO	1.723.922	7,70	544.217	7,30	144.617	7,20
SORIA	1.188.910	7,74	352.012	8,89	104.329	7,03
PONFERRADA	390.603	10,25	150.896	9,47	147.994	5,45
LEON	2.291.255	5,05	552.311	5,13		

El efecto de ampliar el radio de recolección puede verse en el detalle de costes medios por recurso para una ciudad como Bailén (provincia de Jaén) con severidad climática de invierno C, *Tabla 5.2.5*.

La población se caracteriza por una abundancia de campos de cultivo, tanto de secano como de regadío, y una orografía suave, lo que permite costes medio de recolección y transporte bajos. El aumento del radio de recolección para estos recursos no supone un incremento en los costes de recolección, pero sí de transporte debido al consumo de combustible. No obstante, BIORAISE considera que los recursos han sido compactados en pacas, por lo que recursos con baja densidad, como pajas o tallos aumentan su densidad y no ven penalizado su coste.

Cabe destacar la abundancia de recursos procedentes de la industria olivarera, aunque con un coste alto. Los recursos de residuos forestales no son destacables, con costes medios de recolección significativamente mayores a los recursos de residuos agrícolas. El coste medio de transporte para radios mayores se reduce al aumentar la biomasa disponible.

Tabla 5.2.5. Biomasa disponible y costes desglosados por distancia para Bailén (Jaén) – SCI C.

Recurso	% humedad	60 km		30 km		15 km	
		Disponible (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Disponible (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Disponible (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)
Secano	20	541.021	5,86	112.236	5,73	23.382	5,86
Regadío	30	341.312	2,4	88.840	2,4	21.740	2,7
Viñedo	30	4.696	7,63	/	/	/	/
Frutales	30	11.655	6,38	2.627	6,38	1.083	6,23
Olivar	30	3.046.649	7,75	875.313	7,75	214.011	8,62
Dehesa y cultivo	20	8.391	7,29	385	10,06	/	/
Dehesas	40	10.391	11,73	2.602	12,21	1.460	13,5
Fronchosas	40	45.642	14,61	29.291	15,06	3.280	12,74
Coníferas	40	2.463	17,34	/	/	/	/
Mezcla	20	39.962	7,15	6.357	8,09	114	5,51
Matorral	20	32.180	7,09	2.756	7,03	2.257	7,83
Ind madera	20	2.846	0	1.628	0	/	/
Ind oliva	13	429.989	15,3	119.023	13,94	12.494	16,08
			1,71		1,31		1,45

Como se observa en la *Tabla 5.2.3* y *Tabla 5.2.5* el coste medio para biomasa procedente de industrias madereras, aceite o frutos secos es muy alto ya que el coste proporcionado por BIORAISE es el de venta al mercado, no de biomasa residual. En muchas localidades hay abundancia de este recurso, pero también de otros a menor coste, por lo que se opta por los segundos para no penalizar la rentabilidad de la planta.

La caracterización de cada provincia de la península por su capital según la *Tabla 5.1.1*, permite obtener un mapa de disponibilidad de recursos comparados con la demanda del ciclo optimizado en modo CHP para 10.000 usuarios. En la *Figura 5.2.2* se observa que, en la mayoría de las localidades ubicadas en provincias con un sector primario significativo, la biomasa disponible permite la instalación de la planta de cogeneración a priori sin problemas de competencia con otros usuarios.

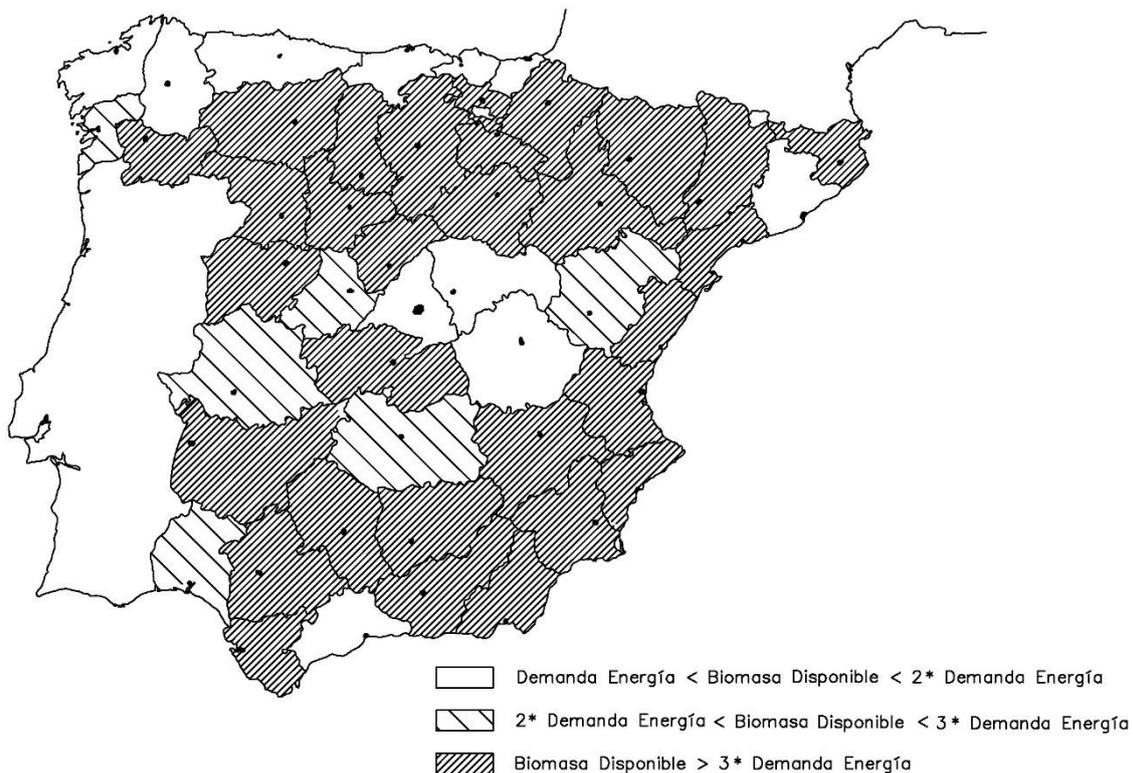


Figura 5.2.2. Biomasa disponible para 10.000 usuarios en localidades de la *Tabla 5.1.1* con radio de recolección de 30 km.

En cambio, en provincias como Madrid y Guadalajara o Barcelona, por su alta densidad de población, los recursos procedentes de residuos agrícolas o forestales son menores. Las poblaciones de más de 15.000 habitantes en la costa cantábrica se encuentran junto al mar

por lo que se reduce el área de recolección real casi un 50% y la biomasa disponible es forestal que no suele estar cerca de la costa.

La *Figura 5.2.3.* presenta el coste medio de los dos recursos más abundantes para cada localidad. Costes menores de 8 €/MWh se corresponden con biomasa procedente de residuos agrícolas en terrenos no montañosos, que permite reducir los costes de recolección mediante técnicas automáticas y de transporte. Por el contrario, costes mayores de 12 €/MWh están asociados a biomasa procedente de residuos forestales en los que el coste de recolección es mayor por la dificultad inherente al proceso (recolección, pendientes abruptas y trabajo manual en la mayoría de los casos) y costes mayores de transporte por la orografía del terreno.

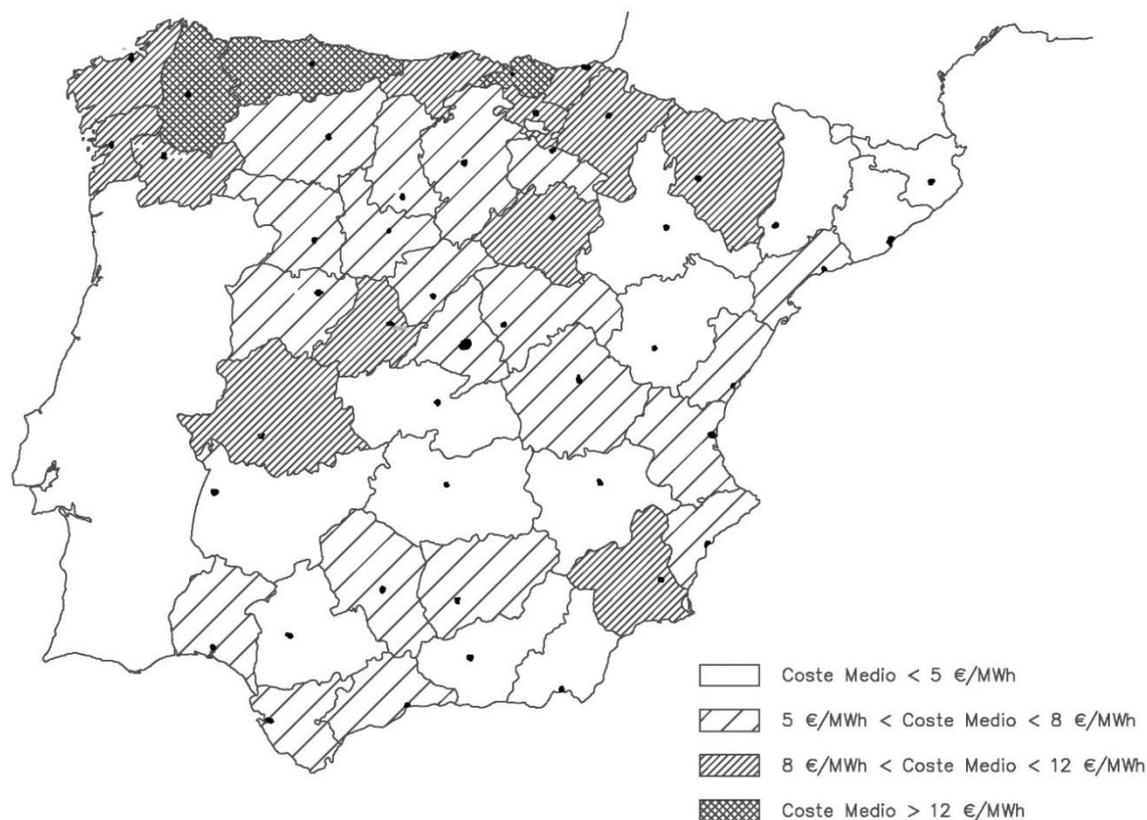


Figura 5.2.3. Coste medio de la biomasa disponible con radio de recolección de 30 km para 10.000 usuarios.

5.3 ANÁLISIS DE RENTABILIDAD

5.3.1 Introducción

En las publicaciones se encuentran numerosos estudios llevados a cabo en países de la Unión Europea para analizar la viabilidad de proyectos de cogeneración con biomasa y ciclos de Rankine orgánicos en redes de distrito.

Bini et al [BIN10] llevan a cabo una revisión de ciclos ORC en plantas de biomasa en diferentes aplicaciones. Los supuestos de partida del estudio consideran un precio medio de la biomasa de 10 €/MWh_t con una humedad del 40%, una temperatura de salida del agua caliente de 90 °C y las horas de operación se consideran por encima de las 5.000 horas anuales. El artículo hace referencia a la planta en operación desde el 2007 en Ostrow Wielkopolski (Polonia) que da servicio a una red de distrito existente. Un 90% del calor producido se suministra a particulares, y el resto a industria. La planta consta de una unidad ORC de 1,5 MW_e y se consigue un rendimiento eléctrico del 16,7%.

El análisis realizado por M. Noussan et al [NOU14], dentro del marco de incentivos de Italia, busca obtener la configuración óptima de un ciclo ORC por combustión de biomasa dentro de una red de distrito existente desde dos criterios, el energético y el económico. El estudio concluye que la instalación del sistema de acumulación de calor mejora unos 8 puntos el rendimiento de la instalación, así como el PES de la planta. En la *Figura 5.3.1* se muestra la relación obtenida del precio de biomasa y el periodo de retorno de la inversión. Precios de biomasa autoproducida, por debajo de los 10 €/MWh_t permiten periodos inferiores a los 10 años.

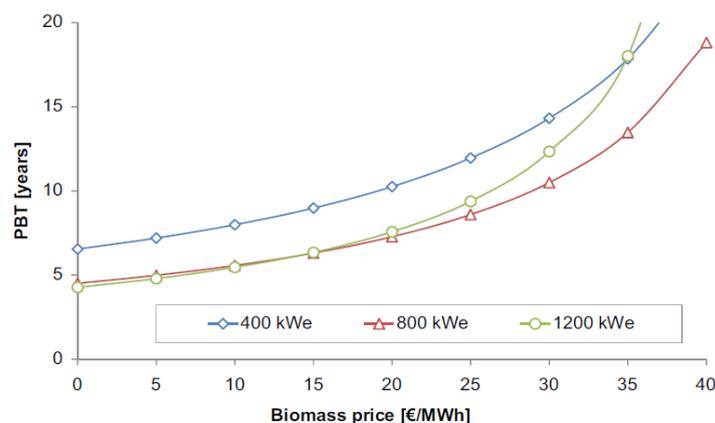


Figura 5.3.1. Periodo de retorno de la inversión según precio de la biomasa (precio de venta de la electricidad: 75 €/MWh_e, precio de venta calor: 90 €/MWh_t, tamaño del acumulador: 100m³/MWh_t). (Fuente: [NOU14])

En Suecia, un estudio similar llevado a cabo por A. Gebremedhin [GEB14], analiza el efecto del uso de combustión con biomasa y sus incentivos, junto con los costes de emisión de CO₂. Los resultados muestran que precios de biomasa superiores a 10 €/MWh hacen que no sea viable la instalación, mientras que para precios inferiores es necesaria una política de incentivos por coste de emisión para que sea interesante la inversión. En la *Figura 5.3.2* se recogen los resultados del estudio.

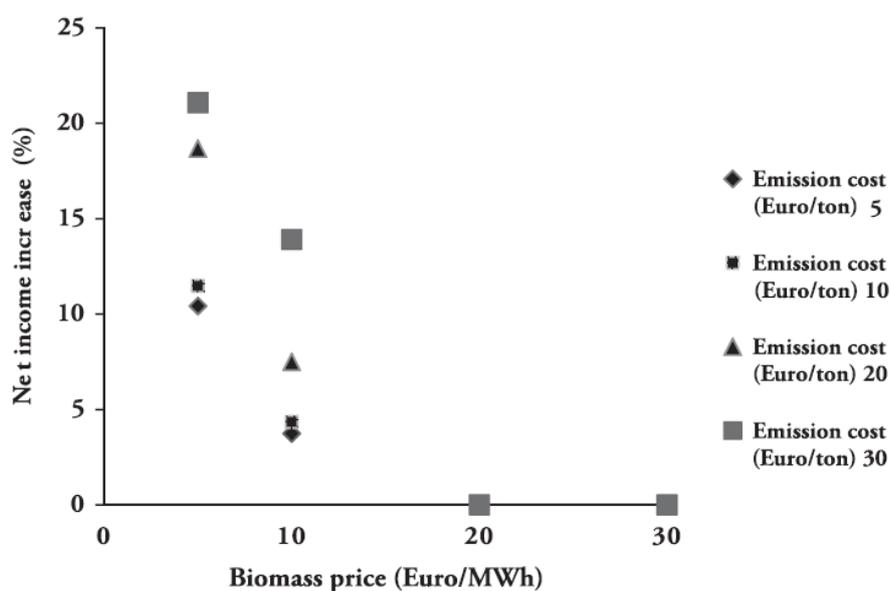


Figura 5.3.2. Ingresos netos según el precio de la biomasa y los coste de emisión de CO₂. (Fuente: [GEB14])

5.3.2 Resultados

El estudio de viabilidad se ha llevado a cabo considerando el hexametildisiloxano (HMDSO) como fluido de trabajo en ciclo ORC con regeneración y un rendimiento de la caldera de biomasa del 85%.

En el primer análisis llevado a cabo, se ha analizado económicamente el efecto del factor de escala y tipo de proceso del ciclo ORC, subcrítico y supercrítico para distintos precios de biomasa. Para ello se ha escogido dos tamaños de planta, 1 MW_e y 2 MW_e, que corresponden a tamaños dentro del rango de ciclos disponibles comercialmente. En este análisis sólo se ha considerado la operación en el punto nominal.

En la *Tabla 5.3.1*, se recogieron los parámetros de diseño comparados con los valores de la planta de Lienz [OBE03] según valores obtenidos presentados en la *Tabla 4.3.1*:

Tabla 5.3.1. Parámetros de diseño del ciclo ORC regenerativo–fluido de trabajo HMDSO.

Parámetro		Tabla 4.3.1		Lienz
		Subcrítico	Supercrítico	Subcrítico
Rendimiento eléctrico	$\eta_E _{aceite}$	17,34%	22,62%	18%
	$\eta_E _{biomasa}$	-	-	14,5%
Rendimiento térmico	$\eta_V _{aceite}$	82,66%	77,37%	80%
	$\eta_V _{biomasa}$	-	-	75%
Pérdidas		-	-	10%
Presión máxima (evaporador)	P_{evap}	18 bar	30 bar	-
Presión mínima (condensador)	P_{cond}	1,02 bar	1,02 bar	-

Dada la similitud entre los resultados obtenidos en el diseño del ciclo y la planta real, para el caso base se ha considerado una planta con ciclo ORC subcrítico de 1 MW_e, y por tanto las hipótesis económicas tomadas han sido los valores reales del proyecto de la planta de Lienz escalados al año 2015, conforme a lo indicado en el capítulo de Metodología.

Para tener en cuenta las pérdidas de la planta y dada la similitud con los valores obtenidos en el análisis del ciclo, se ha tomado el rendimiento de la planta de Lienz como rendimiento del ciclo subcrítico ($\eta_E^{biomasa,sub} = 14,5\%$) y las pérdidas reales, que suponen un 10,5%.

Mediante el factor de corrección (α) entre el rendimiento subcrítico obtenido y el de la planta de Lienz, se ha calculado el rendimiento eléctrico equivalente de ciclo supercrítico para la instalación de Lienz según la *Ecuación 4.4.3*.

$$\alpha = \frac{\eta_E^{biomasa,sub}}{\eta_E^{sub}|_{biomasa}} = \frac{14,5}{17,34} = 0,836 \quad (4.4.1)$$

$$\alpha = \frac{\eta_E^{biomasa,super}}{\eta_E^{sup}|_{biomasa}} = \frac{\eta_E^{biomasa,super}}{22,62} = 0,836 \quad (4.4.2)$$

$$\eta_E^{biomasa,super} = 18,92\% \quad (4.4.3)$$

Y por tanto el rendimiento térmico se obtiene a partir del eléctrico y las pérdidas reales de la planta según la *Ecuación 4.4.4*.

$$\eta_V^{biomasa,super} = 100 - 10 - \eta_E^{biomasa,super} = 70,58\% \quad (4.4.4)$$

Los costes de inversión para la planta subcrítica de 2 MW_e se han ajustado mediante factor de escala, y los costes de inversión para ambas plantas con ciclos supercrítico, se han ajustado con un factor de escala de 0,6 según la metodología propuesta por *El-Sayed [SAY03]*. En la *Tabla 5.3.2* se recogen los costes de inversión considerados para cada opción.

Tabla 5.3.2. Costes de inversión según potencia eléctrica y tipo de ciclo.

Potencia Eléctrica (MW _e)	Ciclo	Coste de inversión (€)
1	Subcrítico	7.609.155,69
	Supercrítico	7.023.551,9
2	Subcrítico	11.533.323,3
	Supercrítico	10.645.713,98

Los costes de operación se han tomado de la planta de Lienz y han sido escalados al 2015 igualmente.

Con las hipótesis anteriormente citadas se ha obtenido la tasa interna de rentabilidad (TIR) en función de las horas al año de funcionamiento de la planta y del coste de la biomasa. En las figuras 5.3.3 y 5.3.4 se representan las curvas de rentabilidad para cada tipo de planta según el tamaño, considerando los valores mínimo y máximo de precio de biomasa.

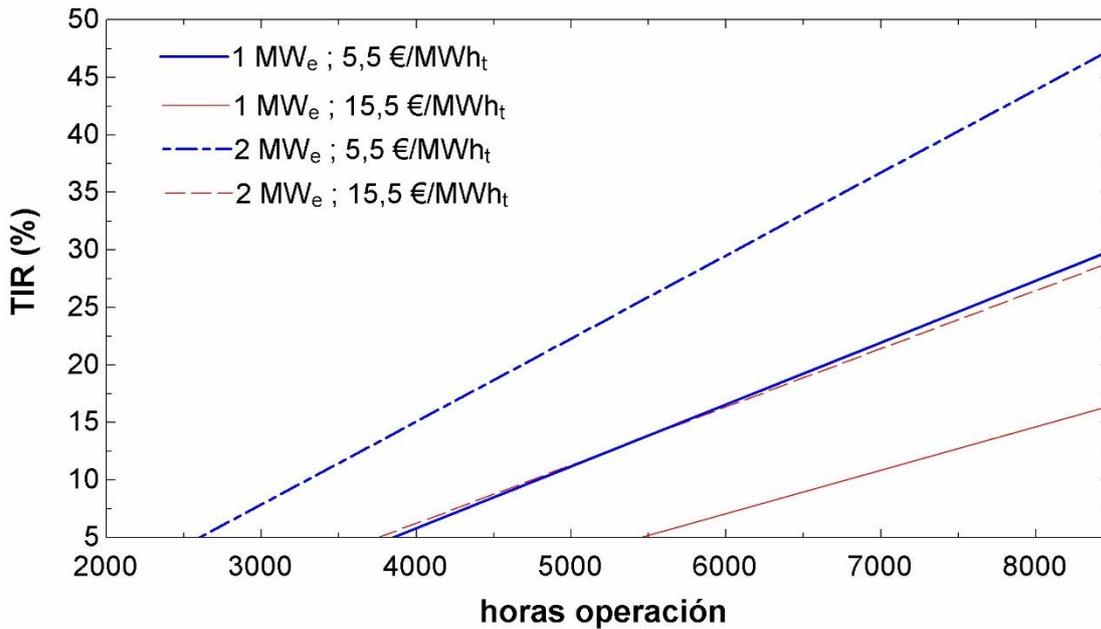


Figura 5.3.3. Rentabilidad del ciclo subcrítico con HMDSO para dos costes de combustible.

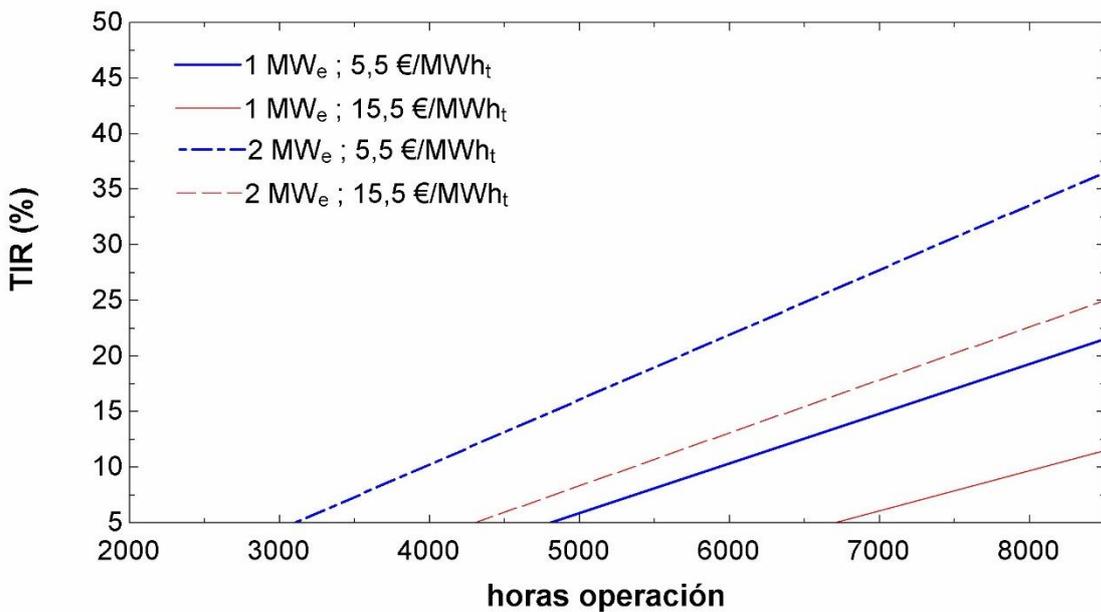


Figura 5.3.4. Rentabilidad del ciclo supercrítico con HMDSO para dos costes de combustible.

Para biomasa de menor coste se alcanza la viabilidad económica con menos horas de operación, tanto en procesos subcríticos como supercríticos, y se llega a unas rentabilidades excepcionales si las horas de uso son elevadas. En ambos procesos, la rentabilidad para tamaño de 1 MWh_t y coste barato es el mismo que para tamaño 2 MWh_t y coste caro de la biomasa. Por tanto, el factor de escala compensa un coste alto de biomasa.

En cuanto a las horas de funcionamiento, los ciclos más viables, los subcríticos, para planta de 2 MWh_t y coste de biomasa 5,5 €/MWh_t, se alcanza un 5% de rentabilidad con tan solo 2.750 horas de operación, mientras que, en el caso opuesto, planta de 1 MWh_t y coste de biomasa 15,5 €/MWh_t, se alcanza un 5% de rentabilidad con el doble de horas, 5.500. El caso intermedio, planta de 1 MWh_t y coste de biomasa 5,5 €/MWh_t, o planta de 2 MWh_t y coste de biomasa 15,5 €/MWh_t, alcanza un 5% de rentabilidad con unas 3.700 horas de operación.

Los procesos supercríticos presentan unas rentabilidades menores como puede verse en la *Figura 5.3.3*, ya que el aumento del rendimiento eléctrico conlleva una reducción del rendimiento térmico (*Tabla 5.3.1*) y por tanto una menor producción térmica y reducción de los ingresos. En la *Tabla 5.3.3* se muestra el flujo de caja en el primer año para cada ciclo.

Tabla 5.3.3. Flujo de caja para cada tipo de ciclo analizado.

Potencia (MW _e)	Ciclo	Electr. (k€)	Calor (k€)	Biomasa (k€)		M&O+ADMS (k€)	Flujo de Caja (k€)	
				5,5 €/MWh _t	15,5 €/MWh _t		Mín	Máx
1	Sub	300	1.862	278	783	310	1.574	1.069
	Super		1.344	213	600		1.121	734
2	Sub	600	3.724	555	1.565		3.459	2.449
	Super		2.856	426	1.200		2.720	1.946

Los resultados obtenidos están en la línea del análisis técnico y económico llevado a cabo por Rentizelas et al [REN09] entre plantas de cogeneración con biomasa y ORC y plantas de gasificación. El estudio concluye que los ciclos ORC basan su viabilidad en la producción térmica, como se ha podido comprobar en la comparación entre el ciclo subcrítico y el ciclo supercrítico, así como con los parámetros de operación de la planta instalada en Ostrow Wielkopolski [BIN10].

Análisis preliminar

El análisis inicial realizado pone de manifiesto la viabilidad de la tecnología ORC aplicable a la cogeneración con biomasa, tanto desde un punto de vista técnico como económico. Por ello, una vez desarrollada la metodología de cálculo de la demanda energética por localidad, se procede a analizar la rentabilidad de distintos tamaños de planta para demandas térmicas reales según precios de biomasa dentro del rango de 5,5-15,5 €/MWh_t.

Las hipótesis de trabajo son, en este caso, los valores obtenidos en el diseño de ciclo subcrítico regenerativo con HMDSO, y los costes de inversión y operación se actualizan al año del estudio para distintas potencias según se ha descrito en la metodología.

El análisis preliminar tiene por objetivo obtener el tamaño óptimo de planta para cada localidad según las curvas monótonas de demanda obtenidas a partir de la demanda anual, en el rango de unidades comerciales de 0,5-10 MW_e.

La primera parte del análisis considera la planta trabajando a carga completa y posteriormente se tiene en cuenta la rentabilidad trabajando a carga parcial hasta el 40%, lo que permite ampliar el número de horas de operación de la planta.

En modo cogeneración (CHP) la planta durante los meses de invierno suministra a la red de distrito calefacción y agua caliente sanitaria y en los meses de verano agua caliente sanitaria. En modo trigeneración (CCHP), la planta durante los meses de invierno suministra a la red de distrito calefacción y agua caliente sanitaria y en los meses de verano refrigeración y agua caliente sanitaria. Se ha llevado a cabo el análisis para ambos modos de operación para dos tamaños de población: 10.000 usuarios y 20.000 usuarios. El frío se produce con máquina de absorción de simple efecto.

Para cubrir todas las zonas climáticas de la península se ha escogido una localidad de cada una de ellas como puede verse en la *Tabla 5.3.4*. Se considera la red de distrito sin pérdidas energéticas [NOU14].

Tabla 5.3.4. Localidades según zona climática seleccionadas para llevar a cabo el análisis preliminar de rentabilidad.

SEVERIDAD CLIMÁTICA VERANO	4	Almería	Sevilla	Cáceres		
	3	Málaga	Murcia	Granada	Ciudad Real	
	2			Barcelona	Valladolid	
	1			Coruña	Pamplona	Soria
		A	B	C	D	E
		SEVERIDAD CLIMÁTICA INVIERNO				

A partir de las curvas monótonas de demanda, para cada potencia eléctrica del ciclo ORC se calcula la producción de calor y electricidad, y se obtiene la TIR. El valor de TIR máximo para cada localidad determina el diseño óptimo de la planta. La metodología es similar al rectángulo máximo, pero no se maximiza la producción de calor, ya que en la rentabilidad de la planta ORC interviene también la producción de electricidad. Es decir, se emplea la curva monótona de demanda para relacionar el tamaño de la instalación con las horas de uso anuales, pero no se busca maximizar la producción térmica, sino la TIR.

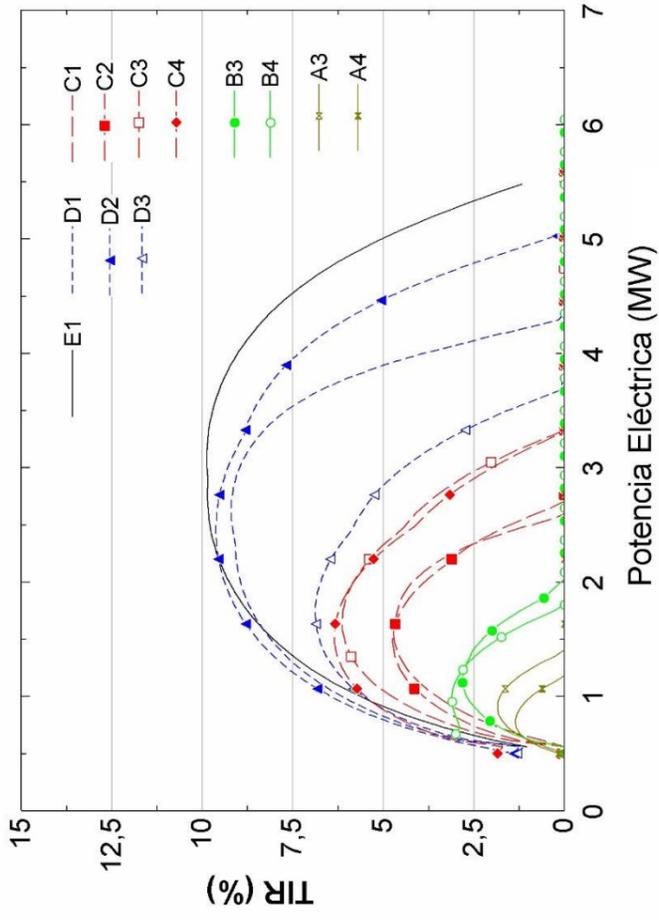


Figura 5.3.6. TIR en modo CCHP para carga completa según zona climática – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 10.000 hab.

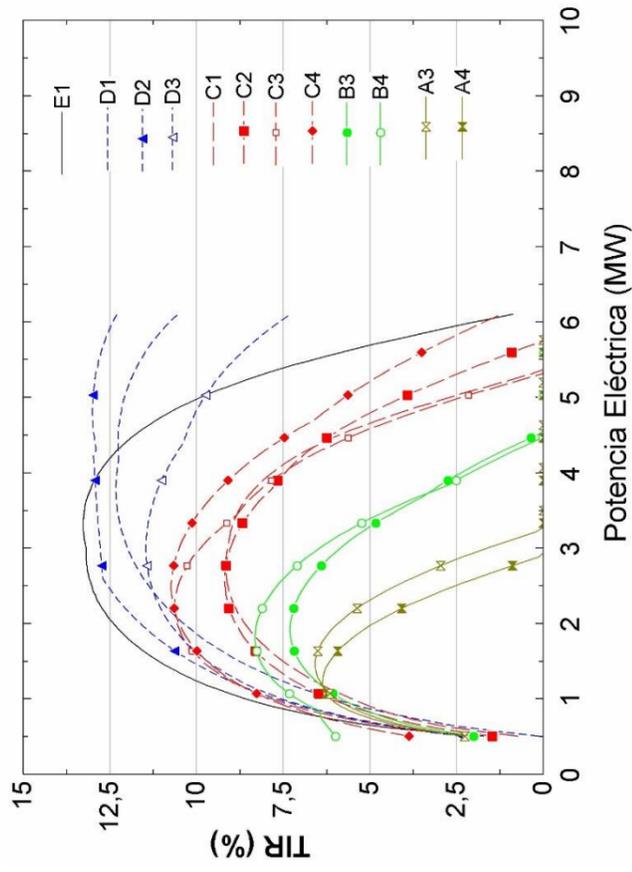


Figura 5.3.8. TIR en modo CCHP para carga completa según zona climática – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 20.000 hab.

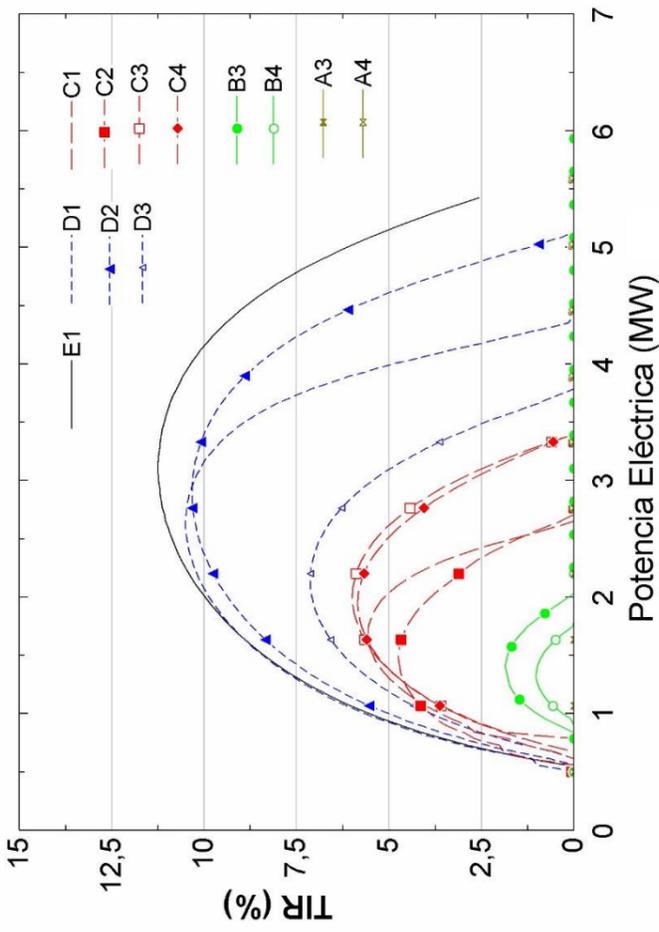


Figura 5.3.5. TIR en modo CHP para carga completa según zona climática – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 10.000 hab.

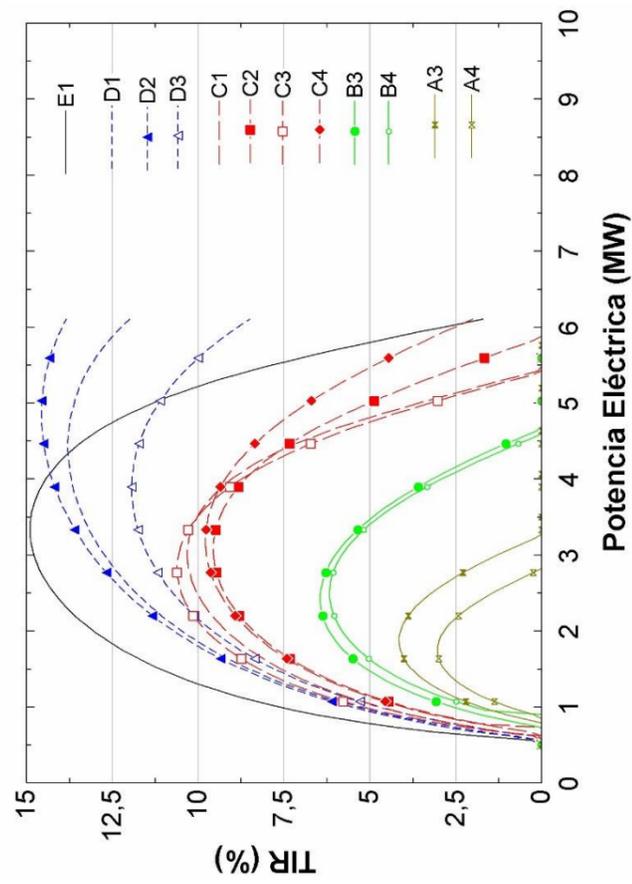


Figura 5.3.7. TIR en modo CHP para carga completa según zona climática – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 20.000 hab.

En las figuras 5.3.5 y 5.3.6 se han representado los valores obtenidos de TIR para cada una de las ciudades de la *Tabla 5.3.4* en carga completa considerando 10.000 usuarios. Se aprecia claramente la relación entre demanda energética y rentabilidad de la planta en modo CHP. En la *Figura 4.2.5* se podía ver según las curvas de demanda obtenidas, que las severidades climáticas de invierno D y E presentaban una mayor demanda energética, y son en las que se obtienen rentabilidades incluso mayores del 10%, mientras que el resto de zonas climáticas se quedan por debajo del 7,5%.

También se aprecia que las localidades con mayor demanda energética de calefacción permiten plantas de mayor tamaño, en torno a los 3-4 MW_e.

En carga completa, para todas las zonas climáticas el modo CCHP penaliza la rentabilidad de la planta al no tener una demanda suficiente para que entre en funcionamiento durante los meses de verano.

En las figuras 5.3.7 y 5.3.8 se ha representado los valores obtenidos de TIR para las mismas ciudades en carga completa considerando 20.000 usuarios. Como ya se comprobó en el primer análisis, el factor de escala es importante para alcanzar unos buenos resultados, llegando casi a obtener una TIR del 15% en localidades con alta demanda de calefacción, severidad climática D y E nuevamente.

Para 20.000 usuarios de la planta, la operación en modo CCHP tan solo penaliza en las localidades con severidad climática D y E, ya que la demanda de refrigeración es prácticamente nula, y la inversión reduce los beneficios. Sin embargo, el factor de escala de mayor número de usuarios conlleva unas demandas de refrigeración importantes en las localidades con severidad climática A, B y C y por tanto una mejora de la rentabilidad de que se acerca al 7,5%.

Las localidades de las zonas climáticas A3 y A4, con demanda baja de calefacción y demanda alta de refrigeración, representadas en las figuras 5.3.9 y 5.3.10, muestran que la demanda en modo CCHP duplica la demanda en modo CHP, y por tanto la rentabilidad de la planta, y que el aumento de TIR se consigue con plantas de menor potencia, pero operando más horas al año.

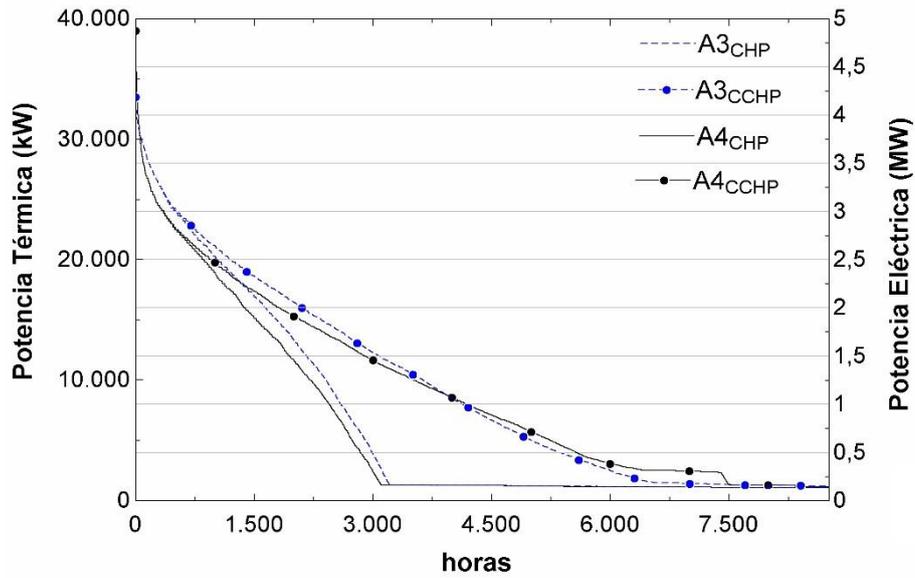


Figura 5.3.9. Curva monótona de demanda de localidades en zonas climáticas A3 y A4 – 20.000 usuarios.

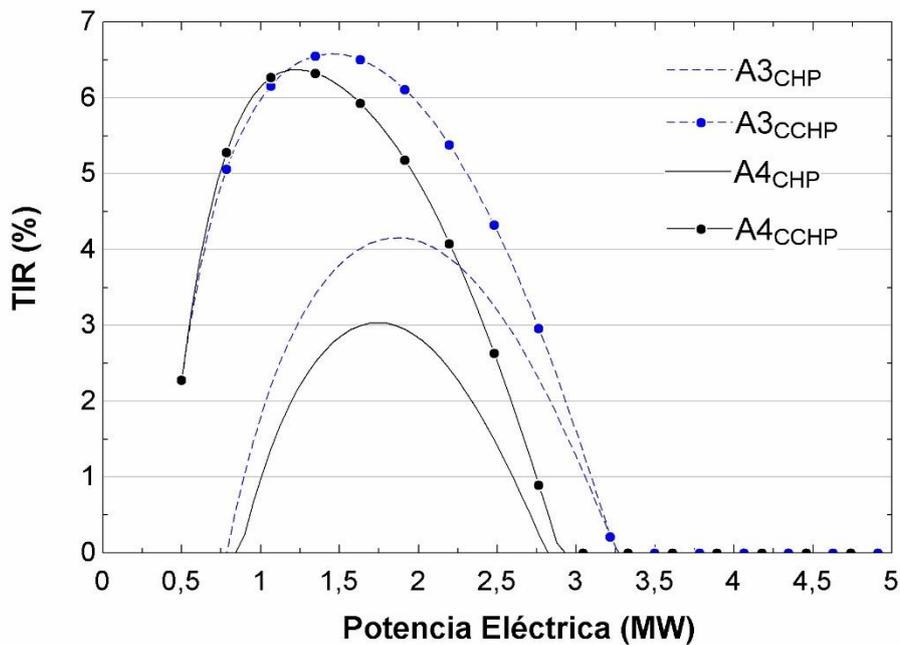


Figura 5.3.10. Análisis de rentabilidad en carga completa de localidades en zonas climáticas A3 y A4 – 20.000 usuarios.

La máxima rentabilidad en modo CHP se consigue con unidades de 2 MW_e operando unas 1.800 horas, mientras que la máxima rentabilidad en modo CCHP se consigue con unidades menores, de 1-1,5 MW_e, operando entre 3.000 y 4.000 horas.

Una vez obtenidos los tamaños de planta óptimos en carga completa para cada zona climática, se procede al análisis de la rentabilidad de la planta a carga parcial. En la *Figura 5.3.11* se ha representado la ganancia o pérdida de rentabilidad de la planta en carga parcial para las localidades que se comportan de forma opuesta, E1 con alta rentabilidad a carga completa y A4 con rentabilidad muy baja a carga completa.

En eje de abscisas se ha representado la carga, de modo que 100% representa la potencia nominal, y por tanto los resultados de la TIR corresponden a carga completa, y 40% representa los valores obtenidos de TIR al operar la planta desde el 100% hasta el 40% de carga nominal.

La mejora de rendimiento al operar en carga parcial es notable en ambas localidades, a carga parcial mejora casi 3 puntos la TIR, y la zona climática A4 en carga parcial supera el 7%.

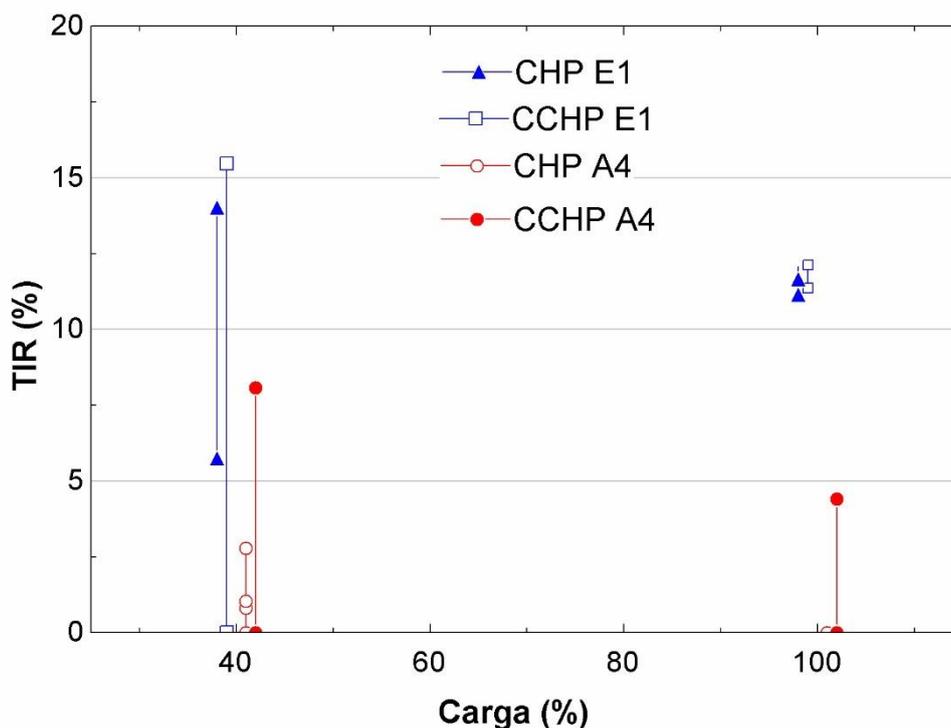


Figura 5.3.11. Análisis de rentabilidad en carga parcial de localidades en zonas climáticas E1 y A4 – 10.000 usuarios.

Se ha llevado a cabo un análisis más detallado para una localidad D3, con inviernos duros y verano fuerte, situada en la provincia de Ciudad Real, para observar el efecto de trabajar en modo CHP o CCHP, y a diferentes cargas. Los resultados obtenidos de la rentabilidad se representan en las figuras 5.3.12 y 5.3.13, y la demanda térmica satisfecha con la unidad ORC en las figuras 5.3.14 y 5.3.15.

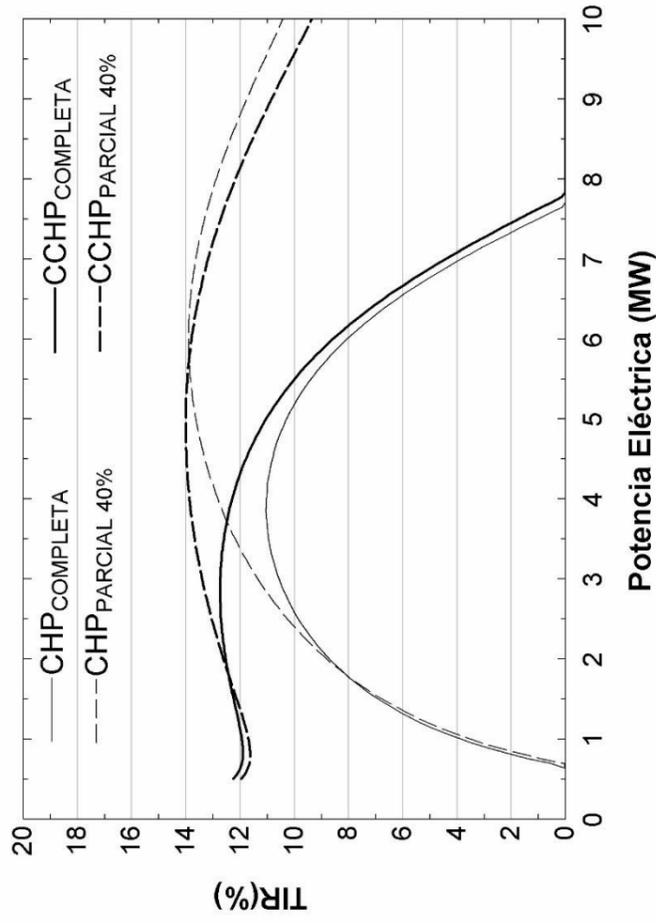


Figura 5.3.13. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Ciudad Real (D3) – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 20.000 hab.

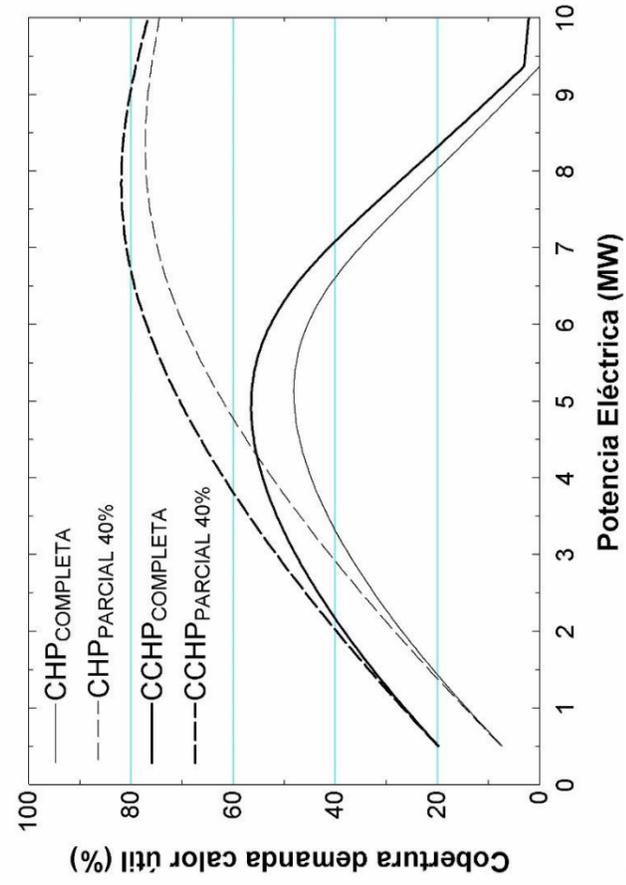


Figura 5.3.15. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Ciudad Real (D3) – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 20.000 hab.

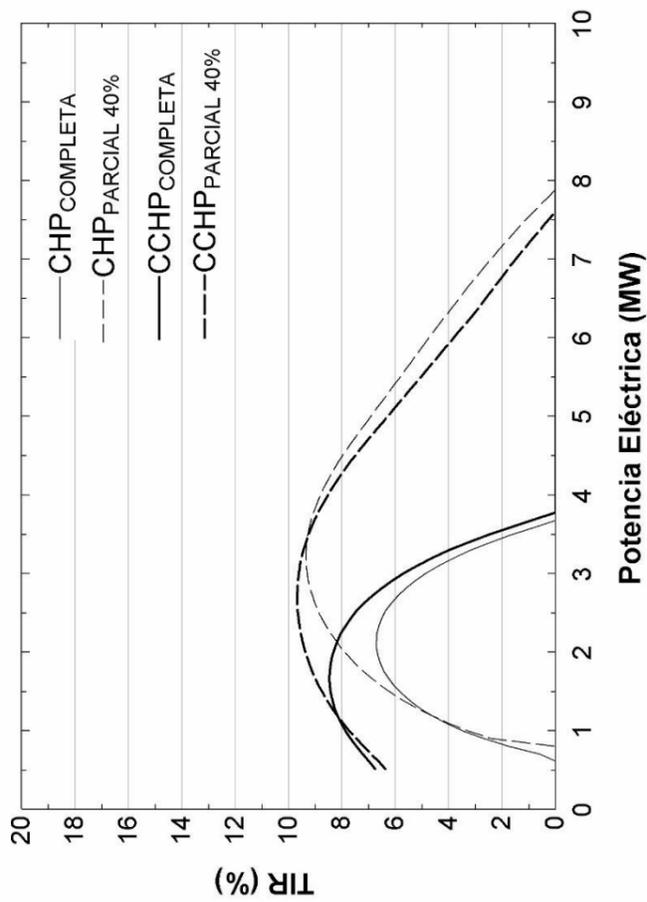


Figura 5.3.12. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Ciudad Real (D3) – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 10.000 hab.

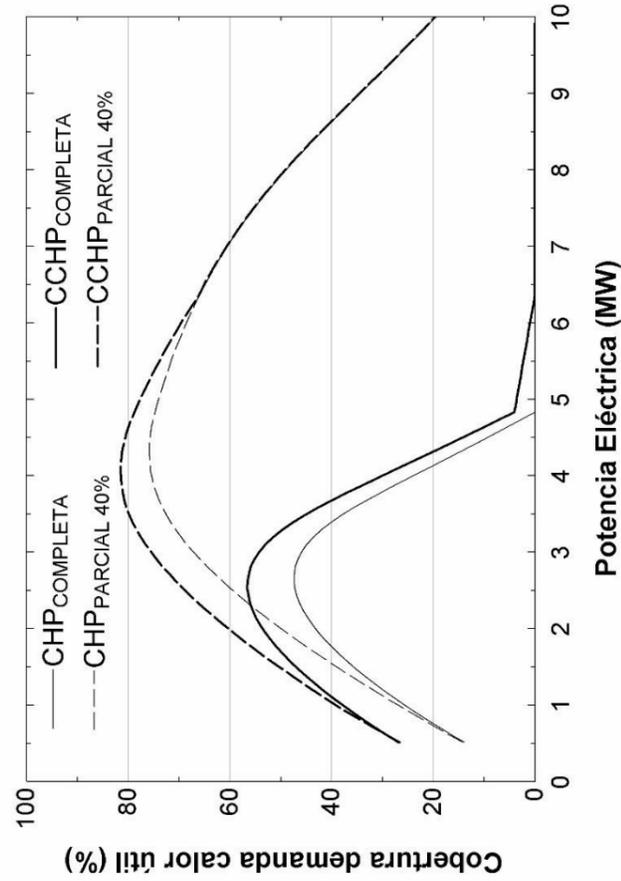


Figura 5.3.14. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Ciudad Real (D3) – coste biomasa 5,5 €/MWh_t – 10.000 hab.

En las figuras 5.3.12 y 5.3.13 puede verse que el aumento de rentabilidad al incluir refrigeración (modo CCHP) se consigue con plantas de menor tamaño tanto a carga completa como a carga parcial. En modo CCHP se alcanza valores de TIR próximos a 8% trabajando en carga completa para 10.000 usuarios y próximos a 12% para 20.000 usuarios. Como ya se había comentado anteriormente, el factor de escala permite una mejora significativa.

La mejora de rentabilidad al trabajar a carga parcial se consigue con potencias mayores por los ingresos por producción térmica como puede verse en las figuras 5.3.14 y 5.3.15 con el aumento de cobertura de demanda. El máximo de cobertura de demanda de calor útil no coincide con el máximo de rentabilidad de la planta, aunque están próximos. La cobertura de demanda de calor útil en carga completa no supera el 50% mientras que en carga parcial alcanza el 70%.

En la Figura 5.3.16 se ha representado la demanda total cubierta por la planta para los tamaños de máxima rentabilidad en modo CHP a carga completa y carga parcial.

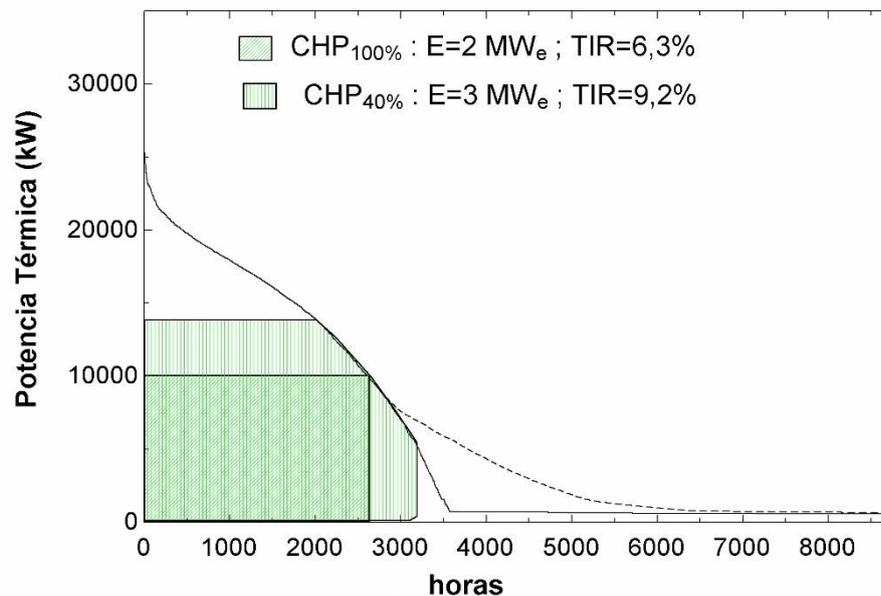


Figura 5.3.16. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios.

La solución óptima en el método del rectángulo máximo correspondería a la cobertura máxima de demanda, y en el método propuesto a la máxima tasa interna de rentabilidad trabajando en carga parcial. En la Tabla 5.3.5 se han presentado los valores obtenidos según cada método. Mediante el método de rectángulo máximo se maximiza la demanda cubierta en modo CHP a carga completa pero no el valor de TIR. El método propuesto maximiza el

valor de TIR en modo CHP a carga parcial y se aumenta también la demanda cubierta.

Tabla 5.3.5. Diferencias entre método Rectángulo Máximo y Máxima TIR en carga parcial. Ciudad Real - 10.000 usuarios.

	Rectángulo Máximo	Máxima TIR – Método Propuesto	Máxima TIR – Método Propuesto
	Carga=100%	Carga=100%	Carga=100%→40%
Potencia Eléctrica CHP (MW _e)	2,6	2	3
TIR CHP (%)	5,9	6,3	9,3
Cobertura Demanda CHP (%)	47,3	43,7	67,2

Se ha calculado también la solución óptima para una localidad en la provincia de Soria, E1 con inviernos duros y veranos suaves. Los resultados obtenidos de la rentabilidad se representan en las figuras 5.3.17 y 5.3.18, y la cobertura de demanda energética con la unidad ORC en las figuras 5.3.19 y 5.3.20.

La menor demanda energética de refrigeración se observa en la penalización en rentabilidad en modo CCHP, aunque al igual que en Ciudad Real, la solución óptima en modo CCHP es de menor tamaño que la solución óptima en modo CHP.

El factor de escala se aprecia en estas localidades igualmente, aunque en la zona climática E1 el aumento de cobertura de demanda en carga completa alcanza el 50% y en carga parcial supera el 80%.

Si se comparan las soluciones óptimas para ambas localidades, en Soria (E1), *Figura 5.3.22*, la rentabilidad se consigue con plantas de mayor tamaño tanto en modo CHP como en modo CCHP por la mayor demanda energética de calefacción, y que la operación en modo CCHP penaliza ya que la demanda de refrigeración es casi inexistente, mientras que en Ciudad Real (D3) *Figura 5.3.21*, al ser significativa la demanda de refrigeración, se mejora la rentabilidad de la planta en modo CCHP.

En ambas localidades, una vez más, el factor de escala permite alcanzar rentabilidades cercanas al 15%.

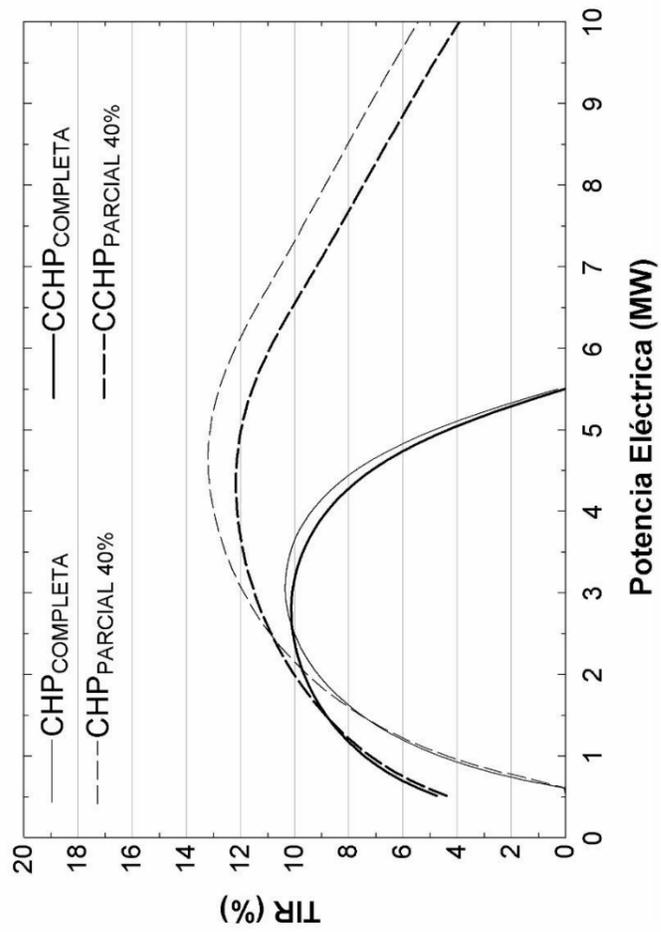


Figura 5.3.17. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Soria (EI)
 - coste biomasa 5,5 €/MWh_t - 10.000 hab.

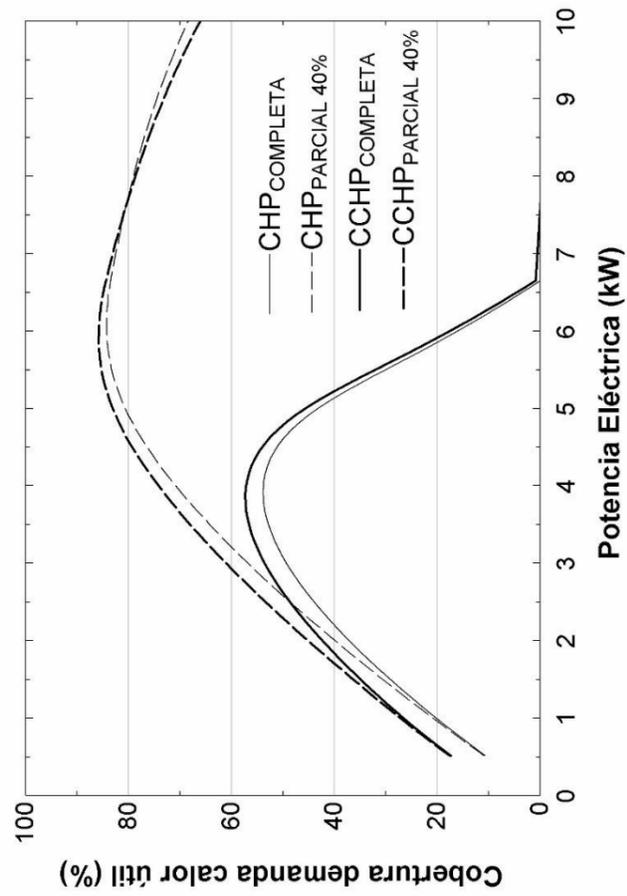


Figura 5.3.19. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Soria (EI)
 - coste biomasa 5,5 €/MWh_t - 10.000 hab.

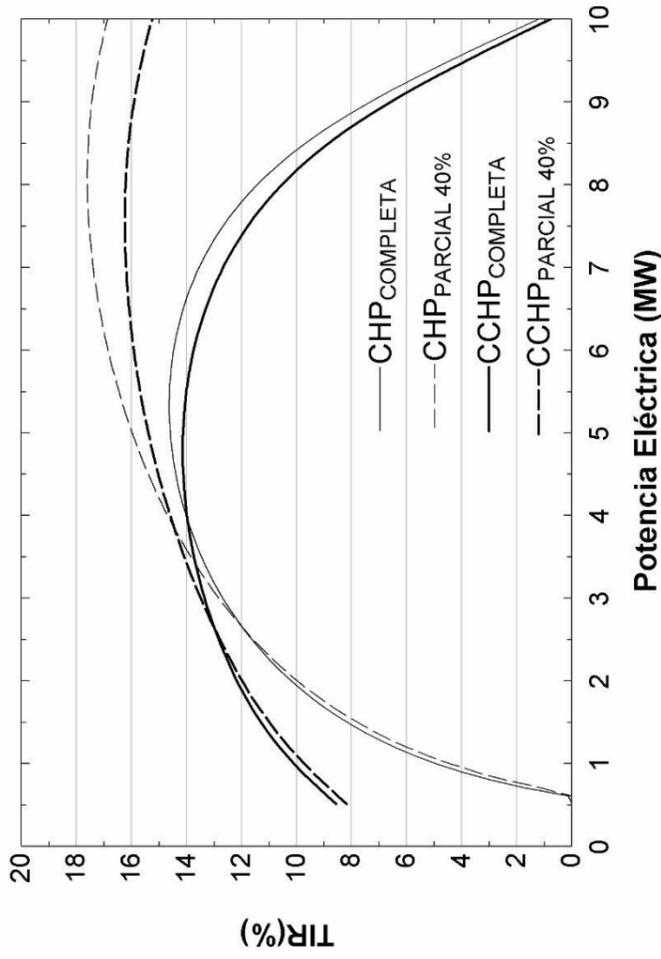


Figura 5.3.18. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Soria (EI)
 - coste biomasa 5,5 €/MWh_t - 20.000 hab.

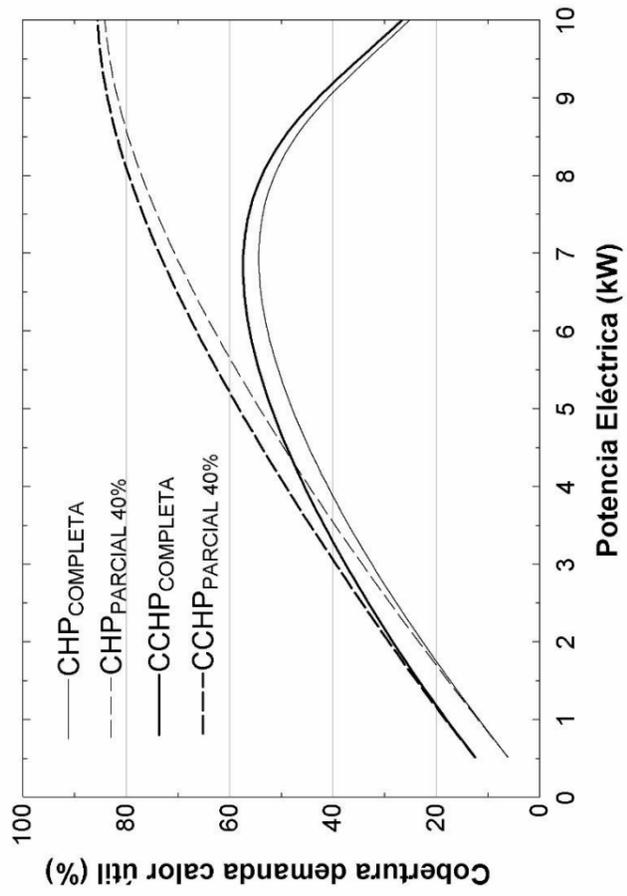


Figura 5.3.20. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Soria (EI)
 - coste biomasa 5,5 €/MWh_t - 20.000 hab.

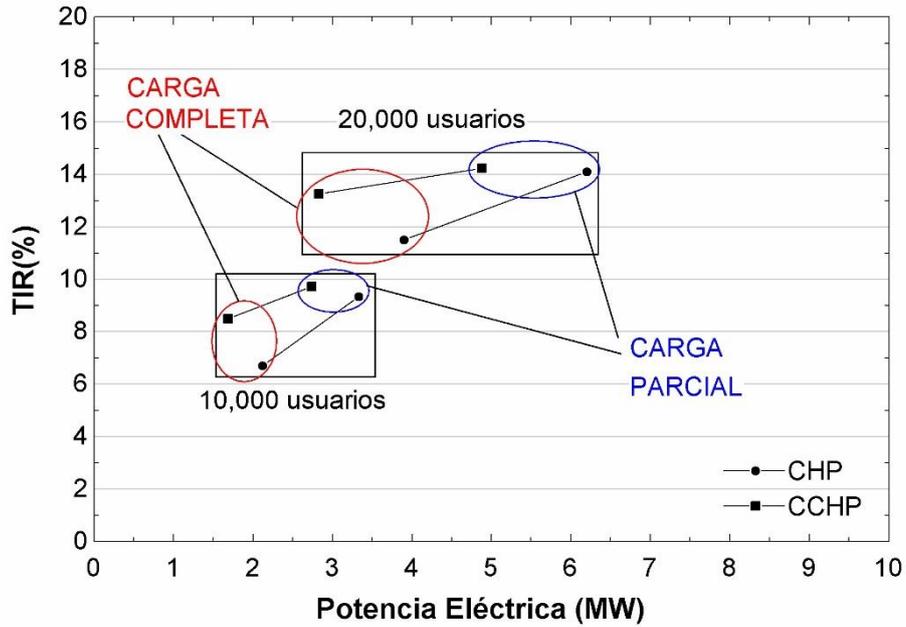


Figura 5.3.21. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (zona climática D3) y 10.000 usuarios.

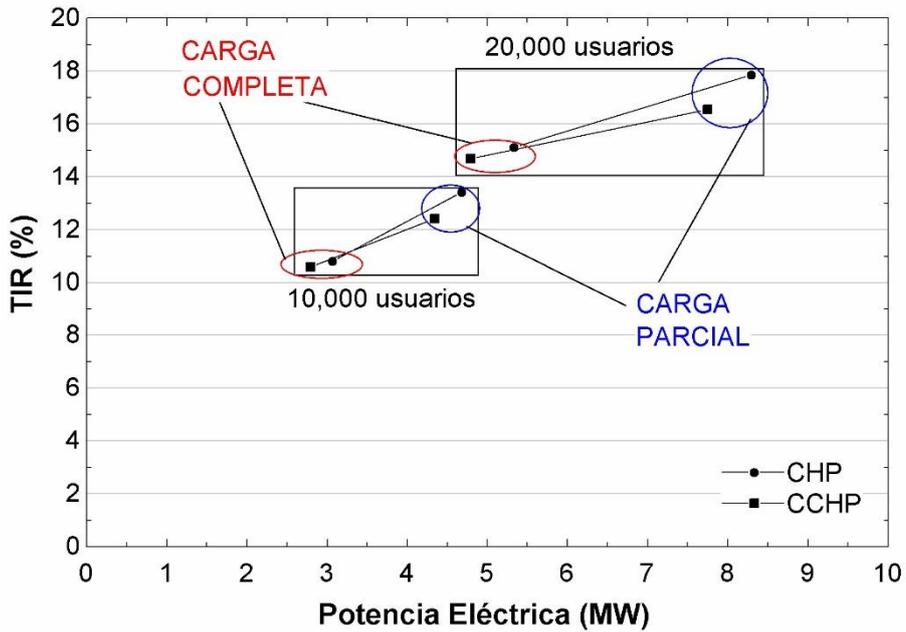


Figura 5.3.22. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Soria (zona climática E1) y 10.000 usuarios.

Análisis final

En el análisis previo no se ha tenido en cuenta ni la disponibilidad del recurso ni su precio real. Para el análisis final, se ha buscado la solución óptima para una comunidad de 10.000 usuarios situada en cada provincia española considerando la demanda térmica, disponibilidad de recursos y coste de la biomasa a partir de las capitales de provincia.

Como ya se indicó anteriormente, las poblaciones objetivo de más de 15.000 habitantes por cada zona climática son o están próximas a la capital de la propia provincia, por lo que la demanda energética es similar y por la orografía y sector primario de España no pueden diferir significativamente los residuos agrícolas o forestales.

Por tanto, se ha llevado a cabo la optimización para cada una de las ciudades de la *Tabla 4.2.1* según el método de carga parcial descrito para el análisis preliminar, y como resultado se ha obtenido la *Tabla 5.3.6* con los valores de máxima TIR en modo CHP y la *Tabla 5.3.7* con los valores de máxima TIR en modo CCHP para cada localidad con el tamaño de la planta, consumo de energía primaria y el coste medio de la biomasa local.

Como ya se había comentado, las plantas en zonas climáticas D y E permiten tamaños mayores con rentabilidades en modo CHP muy buenas, próximos al 15%, mientras que en modo CCHP penaliza al ser la demanda de frío muy baja.

Las plantas en zona climática C2 y C3 obtienen resultados superiores al 10% en modo CHP mientras que las C1 y C4 no lo alcanzan. En modo CCHP en las dos primeras no hay cambios significativos, pero sí en la C4, que supera el 10% al contrario que la C1 que penaliza y se obtienen resultados inferiores al modo CHP. Se debe a que, la zona climática C4, se caracteriza por unos veranos calurosos que permiten, con grupos pequeños, estar operando cerca de las 5.000 horas en modo CCHP frente a las 2.800 horas de operación en modo CHP.

Las zonas climáticas A y B, con una muy baja demanda energética por unos inviernos suaves en modo CHP en la mayoría de los casos están por debajo del 5% de TIR, pero la demanda constante de frío en verano, al igual que en la zona climática C4, permite aumentar de manera notable la rentabilidad de la planta acercándose al 10% en la mayoría de los casos. Igualmente, la máxima rentabilidad se obtiene con tamaños de planta pequeños (0,5 MW_e) pero operando cerca de las 6.000 horas anuales.

Tabla 5.3.7. Diseño de planta según máxima TIR en modo CCHP para 10.000 usuarios. Los valores en color verde indican valor de TIR superior al valor obtenido en modo CHP, y en rojo los valores de TIR inferiores.

SCV/ cct	A				B				C				D				E						
	TIR (%)	E (MW)	Biomasa (GWh)	Precio (€/MWh)	TIR (%)	E (MW)	Biomasa (GWh)	Precio (€/MWh)	TIR (%)	E (MW)	Biomasa (GWh)	Precio (€/MWh)	TIR (%)	E (MW)	Biomasa (GWh)	Precio (€/MWh)	TIR (%)	E (MW)	Biomasa (MWh)	Precio (€/MWh)			
4	10,69	0,5	30,3	4,63	8,79	0,5	30,4	7,96	11,55	2	53,6	4,9	11,91	2,5	59	4,83	12,83	4	83,8	8,28			
					11,6	0,5	33	5,88	9,43	1,5	42	5,84	13,39	3	69,6	4,33	14,29	4,5	92,2	6,34			
					8,83	0,5	30,4	5,08	10,2	2	53,8	8,17	13,2	3,5	75,8	5,28	14,01	4	83,25	5,12			
					12,1	0,5		4,8	12,49	2,5	62,2	4,87	12,95	3	67,6	4,16	13,14	3,5	76,1	5,95			
3	9,36	0,5	29,2	5,13	8,66	1,5	42	7,37	12,23	2,5	61,2	4,83	12,77	4	82,7	7,32	13,12	3,5	74,8	5,11			
					7,72	1,5	40,7	8,42	11,95	3,5	74,5	7,86	12,23	4	82,9	8,85	13,79	4	83,3	5,47			
					8,45	2	47,2	7,98	14,05	4	81,4	3,99	13,7	4	84	5,8	14,05	4	81,4	3,99			
					9,45	2	46,8	5,22	10,73	3	67,1	9,3	13,14	3,5	76,1	5,95	13,7	4	84	5,8			
2	7,9	0,5	26,8	6,12	10,68	2,5	53,4	4,29	9,37	4	79	14,27	12,44	3	68,3	3,43	12,83	4	83,8	8,28			
					7,11	2,5	51,2	12,53	7,61	2,5	50,26	11	12,23	4	82,9	8,85	13,79	4	83,3	5,47			
					8,5	2,5	52,6	9,43	10,73	3	67,1	9,3	11,95	3,5	74,5	7,86	13,7	4	84	5,8			
					7,68	2,5	51,4	11,6	12,44	3	68,3	3,43	14,05	4	81,4	3,99	13,7	4	84	5,8			
1	7,9	0,5	26,8	6,12	7,11	2,5	51,2	12,53	9,37	4	79	14,27	10,73	3	67,1	9,3	12,83	4	83,8	8,28			
					7,61	2,5	50,26	11	7,61	2,5	50,26	11	12,23	4	82,9	8,85	13,79	4	83,3	5,47			
					8,5	2,5	52,6	9,43	10,73	3	67,1	9,3	11,95	3,5	74,5	7,86	13,7	4	84	5,8			
					7,68	2,5	51,4	11,6	12,44	3	68,3	3,43	14,05	4	81,4	3,99	13,7	4	84	5,8			
SCV/ cct					9,15	3	60	10,62	11,33	3,5	75,1	9,55	11,96	4	81,4	9,39	12,86	4,5	91	8,9			
					8,13	3	60,9	13,35	11,33	3,5	75,1	9,55	11,96	4	81,4	9,39	12,86	4,5	91	8,9			

En la *Figura 5.3.23* se aprecia la ganancia en modo CCHP con respecto al valor obtenido para la misma localidad en modo CHP según las zonas climáticas. En las zonas climáticas A y B con veranos calurosos hay una ganancia de hasta el 200%; por el contrario, como ya se había comentado, en las zonas climáticas D y E con veranos suaves no es viable el modo de operación en trigeneración.

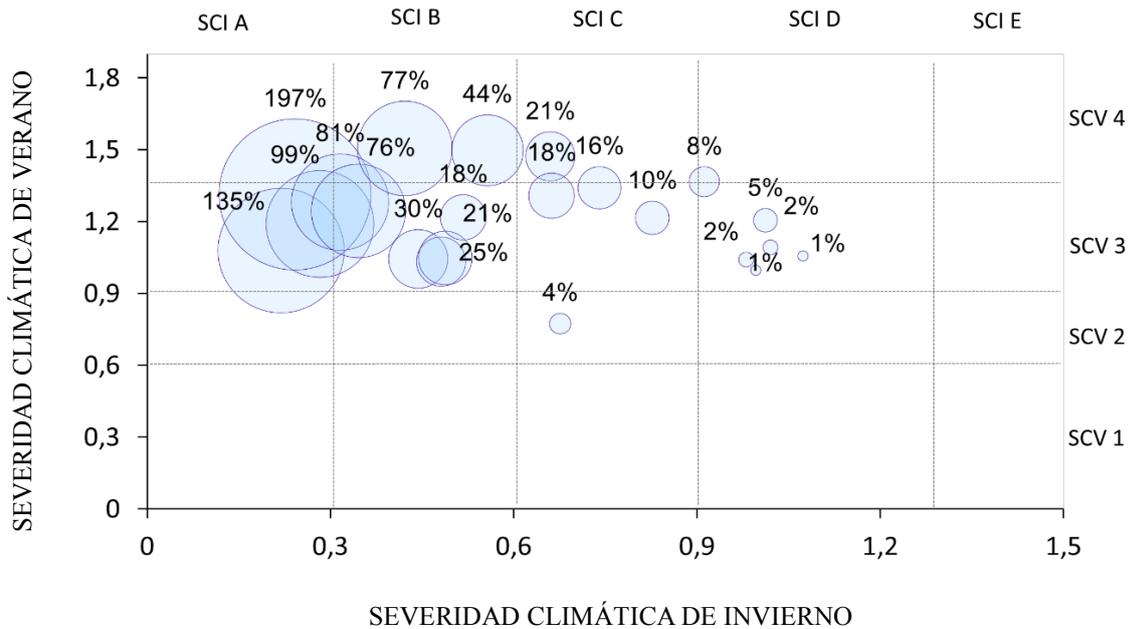


Figura 5.3.23. Ganancia relativa de rentabilidad en modo CCHP frente a modo CHP.

La ganancia en las zonas climáticas con demanda de refrigeración también se debe en parte a la máquina de absorción de simple efecto ($COP=0,63$) seleccionada en el diseño de la planta, que, por cada kW de frío demandado, precisa 1,6 kW de calor útil en el condensador del ciclo ORC. Como la demanda de frío siempre es menor que la de calefacción, la máquina de simple efecto permite ampliar las horas de operación de la unidad ORC con un aumento del 60% de la demanda de refrigeración.

En la *Figura 5.3.24* se representan los tamaños de las plantas para máxima TIR tanto en modo de operación CHP como CCHP para todas las localidades analizadas. Se aprecia que en las localidades con severidades climáticas de invierno (SCI) A y B los tamaños de planta son pequeños, menores en modo CCHP que en CHP. En el resto de zonas los tamaños de planta son mayores y no hay gran diferencia entre ambos modos de operación.

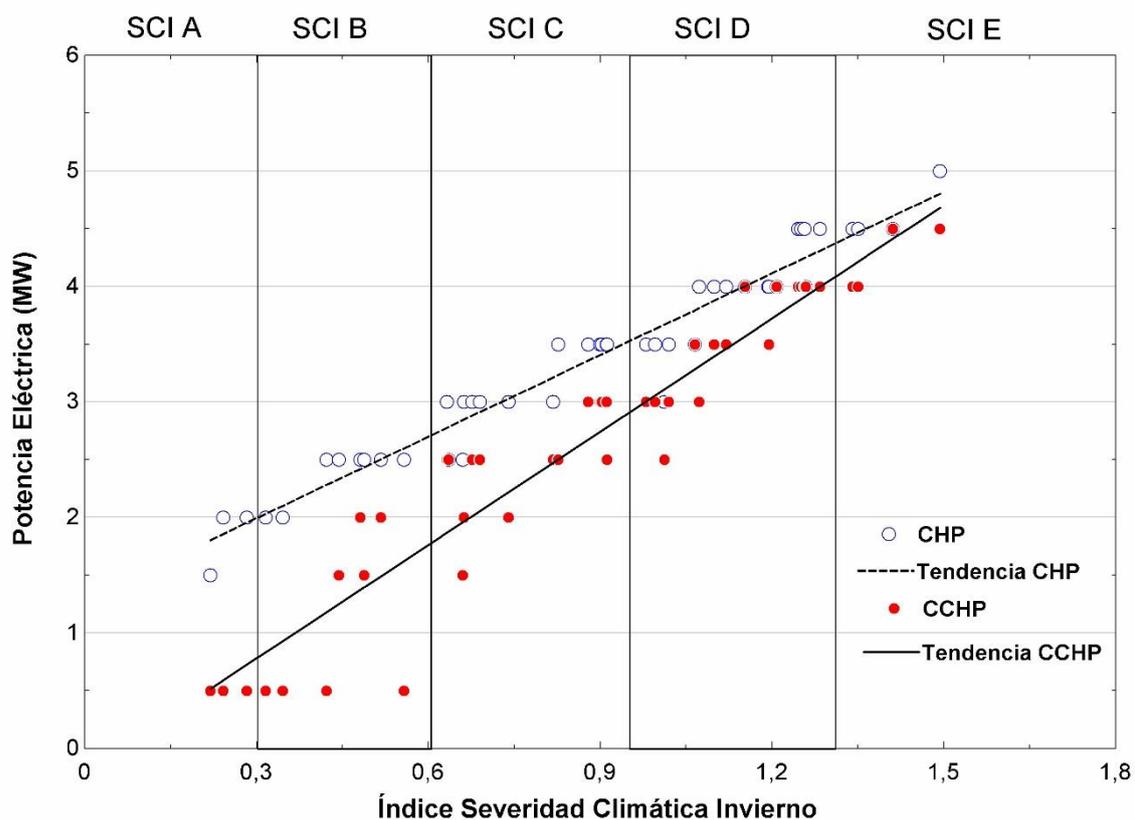


Figura 5.3 24. Tamaños de plantas con máxima TIR según severidad climática de invierno para cada una de las localidades analizadas.

La *Figura 5.3.25* muestra la rentabilidad en modo CHP y modo CCHP según el tamaño de planta, de manera que se observa, una vez más, que en modo CHP se obtienen valores de TIR altos con plantas de más de 3 MW_e, mientras que en modo CCHP se mantienen las mismas potencias, pero el valor de la TIR disminuye. Por el contrario, en modo CCHP plantas de pequeño tamaño, menores a 2 MW_e consiguen rentabilidades en torno al 10% mientras que en modo CHP los tamaños de planta pequeños no llegan al 5%.

La tendencia de ambas curvas se invierte para potencias cercanas a los 3 MW_e: plantas menores en modo CHP con rentabilidades bajas mientras que en modo CCHP rentabilidades altas, y por encima de los 3 MW_e plantas de mayor tamaño en modo CHP alcanzan muy buenos valores de TIR mientras que en modo CCHP se reducen.

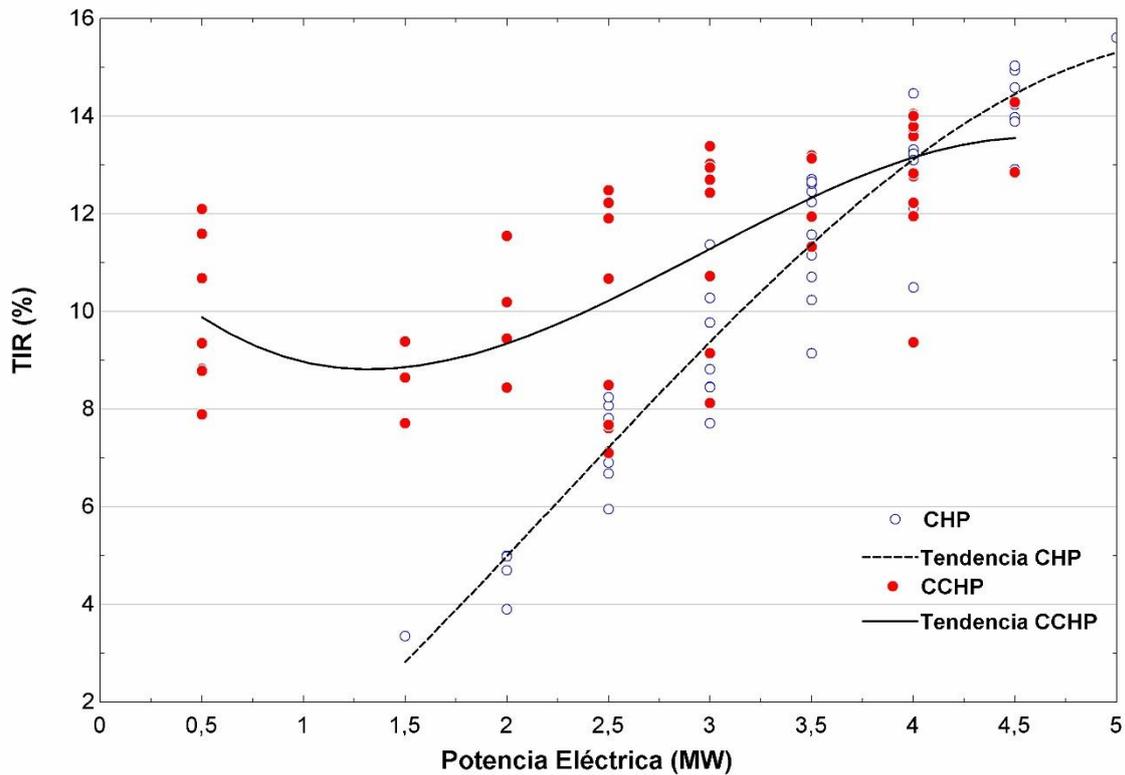


Figura 5.3.25. Rentabilidad según tamaño de planta para cada una de las localidades analizadas.

Por último, para resumir los resultados obtenidos y presentados en la *Tabla 5.3.6* y la *Tabla 5.3.7* se presenta la *Figura 5.3.26*. En ella se ha representado sobre un mapa la rentabilidad en modo CHP. Se puede comprobar como aumenta con la severidad climática de invierno, alcanzándose en zonas climáticas D y E valores superiores al 10%.

En la *Figura 5.3.27* está representada la rentabilidad en modo CCHP, según zona climática igualmente sobre el mapa de España peninsular. Se observa que en las zonas climáticas A y B y en algunas de la C la ganancia con respecto a modo CHP es notable, mientras que en zona E penaliza negativamente, y en la D se mantiene, por lo que tampoco interesa.

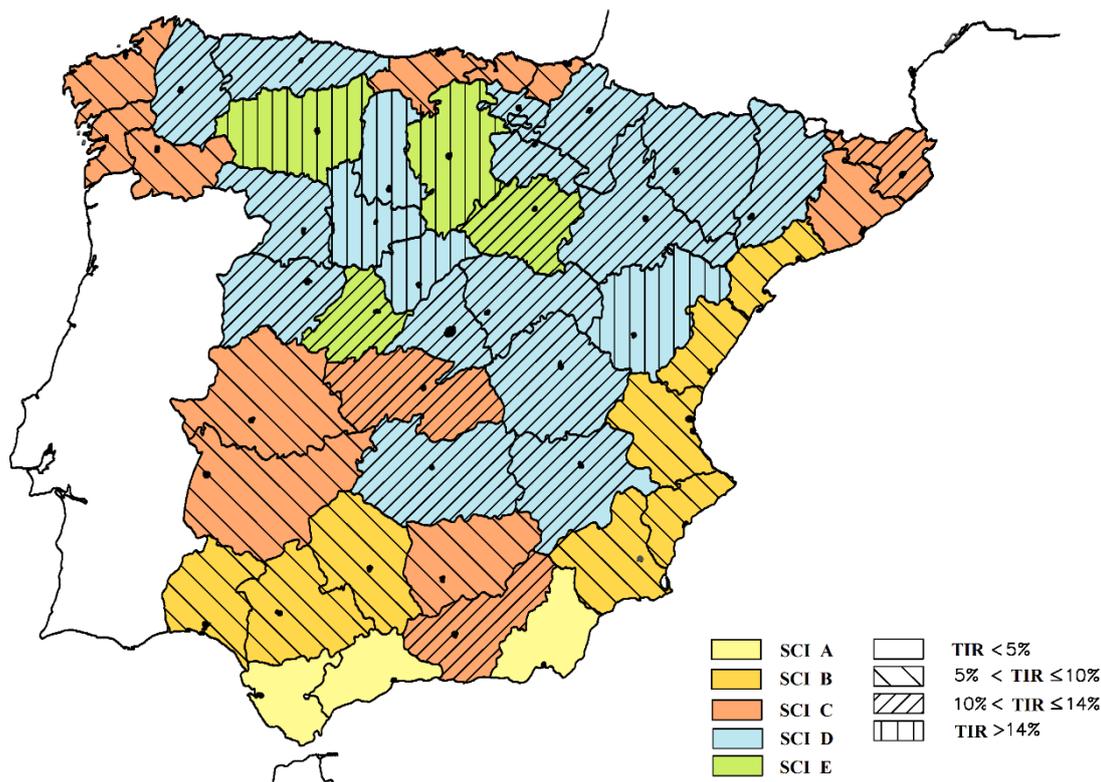


Figura 5.3 26. Mapa de rentabilidad en modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular.

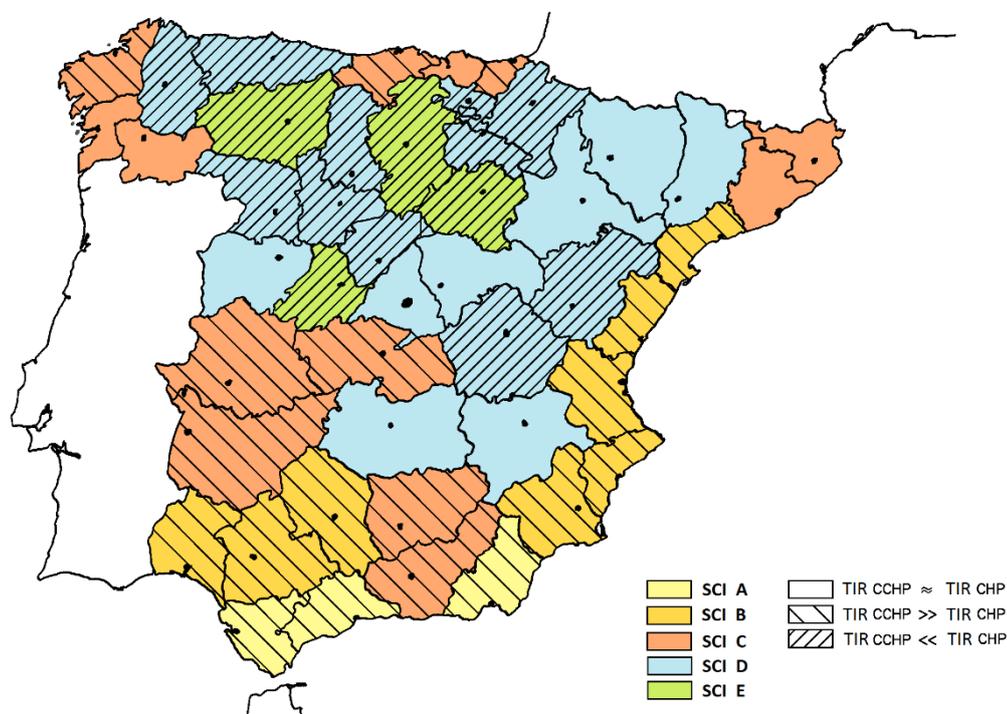


Figura 5.3 27. Mapa de rentabilidad en modo CCHP comparado con el modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular.

5.4 RESULTADOS AMBIENTALES

Ahorro de energía primaria (PES)

El ahorro de energía primaria según la severidad climática de invierno y modo de operación, CHP o CCHP, se muestra en la *Figura 5.4.1*. Los valores obtenidos para todas las localidades en modo CHP son similares, en torno al 38%, mientras que en modo CCHP, en algunas localidades con alta demanda de frío, el ahorro de energía primaria no supera el 10%, perdiendo por tanto el calificativo de “cogeneración de alta eficiencia”.

La reducción del ahorro de energía primaria en modo CCHP se debe a la tecnología escogida para producción de frío, la máquina de absorción de simple efecto, ya que la referencia corresponde a máquina de absorción de doble efecto por normativa de eficiencia de las instalaciones en viviendas. Como se comentó anteriormente, la demanda de energía primaria en una máquina de absorción de simple efecto es un 60% superior al calor útil suministrado, mientras que la demanda de energía primaria para doble efecto es similar al calor útil suministrado.

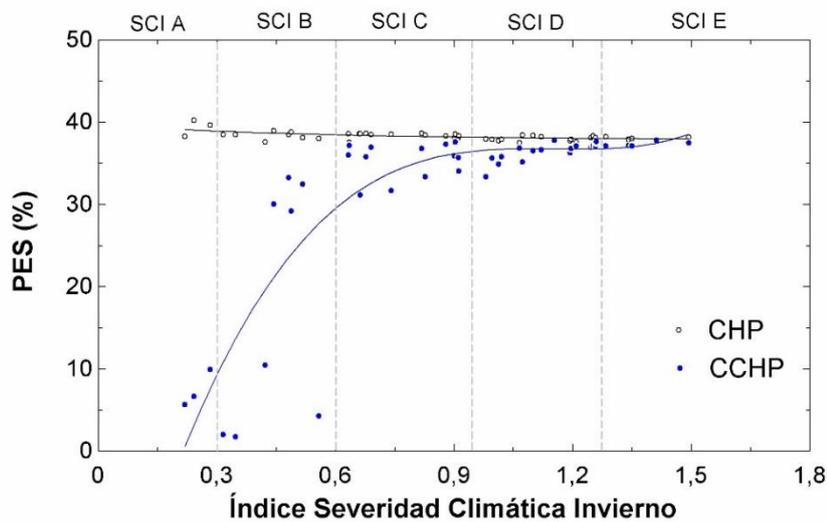


Figura 5.4 1. Ahorro de energía primaria según severidad climática de invierno para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.

La misma tendencia se observa con respecto al tamaño de la planta (potencia eléctrica de la unidad de ORC), ver *Figura 5.4.2*, porque las plantas seleccionadas de pequeña potencia corresponden a las localidades ubicadas en zonas climáticas con alta demanda de refrigeración.

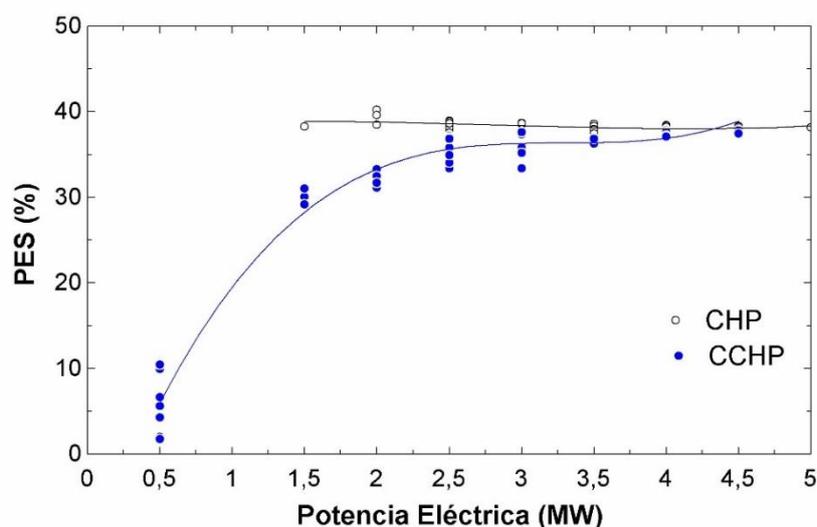


Figura 5.4 2. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.

El efecto real del tamaño de la unidad ORC en el ahorro de energía primaria puede verse en las figuras 5.4.3 y 5.4.4, en las que se ha representado tanto el PES como la TIR de la planta en función de la potencia operando en carga parcial hasta el 40%, en ambos modos, para severidades climáticas B4 (inviernos suaves y veranos calurosos) y E1 (inviernos fríos y veranos suaves).

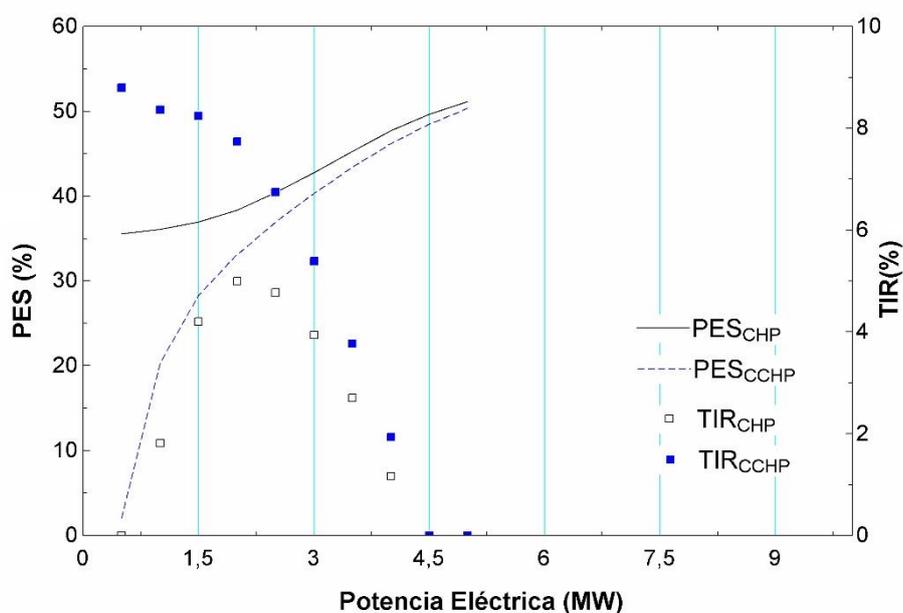


Figura 5.4 3. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta en localidad con zona climática B4. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.

La tendencia de ambas variables no es igual, la PES aumenta directamente con el tamaño, pero la TIR alcanza un punto máximo y a partir de éste, si el tamaño aumenta la rentabilidad de la planta disminuye.

En la zona climática B4, el PES en modo CCHP es inferior para todas las potencias analizadas por la demanda superior de refrigeración, al contrario que en la zona climática E1, que a partir de un valor alto de potencia eléctrica se cambia la tendencia y el PES en modo CCHP es superior al modo CHP, debido a que la producción de refrigeración no es significativa frente a la producción de calor.

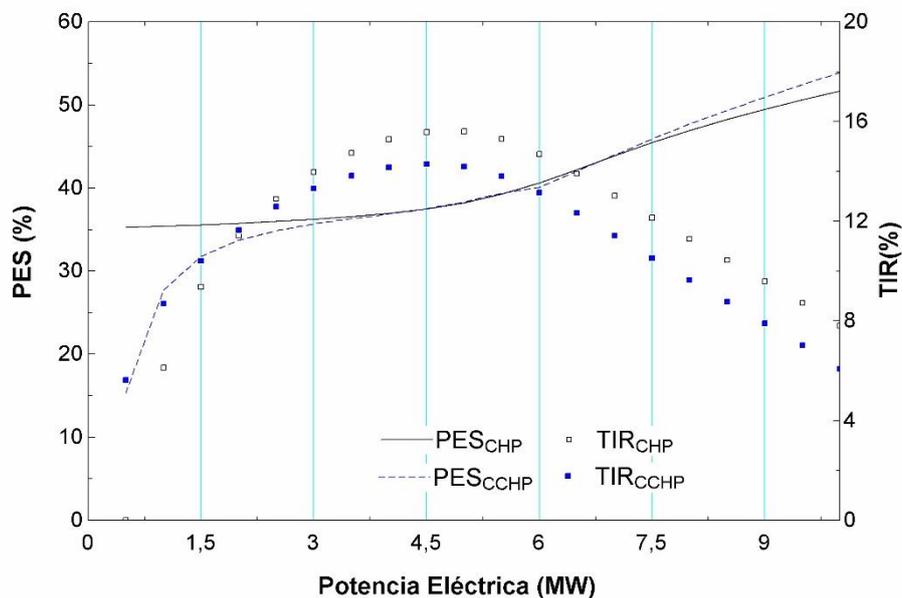


Figura 5.4 4. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta en localidad con zona climática E1. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.

Emisiones de CO₂ evitadas.

El CO₂ evitado según la ubicación de la planta, ver *Figura 5.4.5*, muestra la misma tendencia que el ahorro de energía primaria. Las plantas en zonas climáticas con alta demanda de refrigeración consiguen valores inferiores de reducción de emisiones en modo CCHP. No obstante, los resultados obtenidos son siempre superiores a 1.000 g/kWh_e, emisiones típicas de una planta de generación de carbón [FE14].

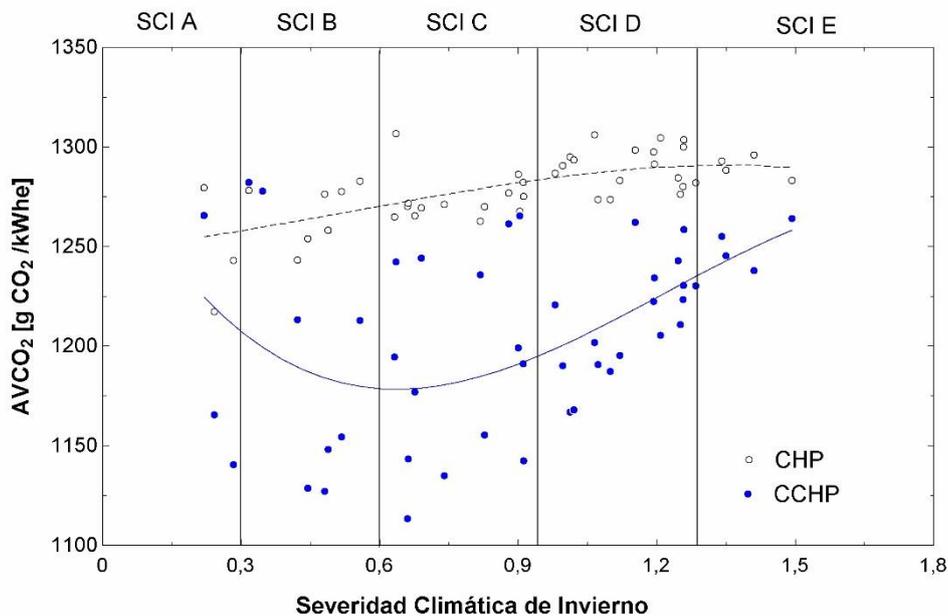


Figura 5.4 5. Emisiones de CO₂ (AVCO₂) evitadas para cada localidad según severidad climática de invierno. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.

Los valores de CO₂ evitado según el tamaño de la unidad ORC, ver *Figura 5.4.6*, resultan en cierto modo constantes en modo CHP para cualquier tamaño de planta. En modo CCHP los valores de CO₂ varían significativamente para los mismos tamaños de planta ya que dependen de la demanda.

6 CAPITULO 6. CONCLUSIONES

6.1 CONCLUSIONES

El presente trabajo se ha desarrollado siguiendo las directrices marcadas por el *Plan de Energías Renovables* y las políticas de reducción de gases de efecto invernadero y aumento de la eficiencia para cumplir el *Protocolo de Kyoto*.

El fin de la tesis es el análisis de la viabilidad técnica y económica de una planta de cogeneración mediante ciclo ORC y caldera de biomasa, procedente de residuos agrícolas o forestales locales, instalada en poblaciones rurales de la España peninsular con red de distrito existente.

La gestión de la instalación se concibe a través de una Empresa de Servicios Energéticos cuyo modelo de negocio se basa en conseguir un ahorro de costes a los usuarios con respecto al sistema existente, bien basado en combustibles fósiles, bien mediante equipos eléctricos. La producción eléctrica se vende a precio de mercado a los usuarios de la red de distrito o al pool, y la energía térmica se vende a los usuarios a un precio inferior al convencional. No se considera ningún tipo de prima o subsidio.

En la primera fase se analiza la viabilidad técnica del ciclo ORC comparando los resultados de rendimiento y ahorro de energía primaria en ciclos básicos o con regeneración y procesos subcríticos y supercríticos, y la viabilidad económica comparando los valores de la tasa interna de rentabilidad (TIR) según tamaño de planta y horas de operación.

Para llevar a cabo el trabajo se ha realizado una exploración sobre el comportamiento de varios fluidos orgánicos comerciales en las distintas configuraciones de ciclos ORC para definir el ciclo óptimo en carga completa y modo CHP.

Se propone el HMDSO (hexametildisiloxano) como fluido de trabajo por sus buenas propiedades, baja toxicidad e inflamabilidad. El HMDSO permite diseñar un ciclo con presión máxima inferior a los 20 bar, y presión mínima en el condensador superior a la atmosférica, lo que conlleva equipos más compactos y económicos, y se evita instalar un desaireador.

El ciclo óptimo consiste en un proceso subcrítico con regenerador, que permite aprovechar la alta temperatura a la salida de la turbina para precalentar el fluido a la entrada del evaporador. El análisis económico preliminar muestra que la rentabilidad de los ciclos supercríticos es menor ya que el aumento del rendimiento eléctrico, y por tanto la venta de energía eléctrica, no compensa la reducción de calor útil y por tanto una reducción de los ingresos por producción térmica (téngase en cuenta que el proceso se dirige al sector residencial).

El análisis del efecto de distintos precios de biomasa muestra que el factor de escala es clave para compensar el sobre coste de la materia prima. Plantas de mayor tamaño y menor precio de la biomasa alcanzan altas rentabilidades con menores horas de operación.

En cuanto al ahorro de energía primaria, el ciclo seleccionado supera claramente el 30% en operación a plena carga, valor muy elevado teniendo en cuenta que la cogeneración se considera de alta eficiencia cuando supera el 10% en plantas de más de 1 MW_e.

Los resultados obtenidos en la primera fase permiten continuar con un diseño más detallado de la planta según la demanda energética real. Para ello se parte de las pautas indicadas por el *Código Técnico de Edificación* (CTE) y documentos publicados por el IDAE para la obtención de la demanda energética en función de las zonas climáticas a partir de los grados-día y la radiación de todas las localidades de más de 15.000 habitantes en la península que permiten abastecer a unos 10.000 usuarios con la planta.

El análisis de la demanda energética se lleva a cabo con la caracterización de cada zona climática mediante la capital de provincia correspondiente ya que se observa que todas las poblaciones de más de 15.000 habitantes están próximas a la capital correspondiente y según el CTE comparten zona climática. La obtención de las curvas de demanda anuales que incluyen calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria, muestran que las zonas climáticas A y B con inviernos suaves y veranos calurosos presentan una baja demanda, en cierto modo constante, a lo largo del año, mientras que las zonas climáticas D y E con inviernos duros y veranos suaves presentan una alta demanda de calefacción, pero una demanda de refrigeración muy baja y durante poco tiempo. La zona climática C varía significativamente entre localidades ya que es la única en la que están representadas todas las severidades climáticas de verano. La demanda de calefacción de las zonas climáticas D y E duplica la de las zonas A y B.

El estudio se completa con el análisis a carga parcial de la planta con el fin de ampliar las horas de funcionamiento, tanto en modo CHP como en modo CCHP.

El análisis de rentabilidad en carga completa para 10.000 usuarios muestra que en las localidades de zonas climáticas A y B la planta no es rentable ni en modo CHP ni CCHP ya que la TIR obtenida no alcanza el 5%, mientras que en las zonas climáticas D y E, en modo CHP se alcanzan valores de TIR superiores al 10% y el modo CCHP penaliza, reduciendo la rentabilidad de la planta ya que los ingresos por producción de frío debido a la baja demanda de refrigeración no compensan el sobrecoste de la inversión.

El análisis de rentabilidad en carga parcial muestra una notable mejora de la TIR en todas las zonas climáticas en modo CHP, en las zonas A y B mediante unidades de pequeño tamaño, y en zonas climáticas D y E mediante unidades de mayor tamaño, operando más horas anuales en todos los casos. El modo CCHP se comporta de forma análoga a como lo hacía en plena carga: en zonas climáticas con demanda de frío en verano la rentabilidad crece significativamente, mientras que en zonas climáticas con baja demanda de frío penaliza.

Tamaños de poblaciones mayores muestran una mayor independencia de la rentabilidad de la planta frente al tamaño de la misma y por tanto una mayor robustez frente a posibles variaciones de las hipótesis económicas de trabajo.

Finalmente se incorpora al estudio la disponibilidad de biomasa local y el precio real de la misma procedente de residuos agrícolas y forestales cercanos a las posibles implantaciones de las plantas.

El análisis a partir de la herramienta BIORAISE muestra que en todas las localidades susceptibles de instalar una unidad ORC con caldera de biomasa, la biomasa disponible en un radio de 30 km y 60 km es superior a la requerida por la planta de máxima rentabilidad tanto en modo CHP como CCHP, en la mayoría más de tres veces superior. Se ha escogido un radio de disponibilidad de 30 km para reducir la posible competencia con otros consumidores de poblaciones cercanas.

Los resultados obtenidos muestran un precio medio de la biomasa disponible inferior a 8 €/MWh_t en la mayoría de las localidades, debido al fuerte sector agrícola en la península que permite residuos de poda y cereales a bajo coste. En las localidades de la cordillera cantábrica el precio medio supera incluso los 12 €/MWh_t ya que todas las poblaciones están

muy próximas a la costa y por tanto se reduce el área de recolección, y es zona montañosa, por lo que la biomasa disponible procede mayoritariamente de residuos forestales de mayor coste. La tendencia es la opuesta a Europa en la que la mayoría de las plantas utilizan biomasa procedente de la industria maderera por ser el sector más abundante y por tanto más económico.

A la vista de los resultados se desprende que la aplicación de cogeneración con tecnología ORC y caldera de biomasa es viable técnica y económicamente en redes de distrito y con biomasa procedente de residuos agrícolas y forestales.

Lo más importante del modelo de gestión analizado es que la viabilidad económica se logra a precios de mercado, sin necesidad de subsidios ni primas, salvo que se ha considerado la red de distrito ya existente. Este hecho no se considera una restricción importante dada la tendencia creciente de estas redes, que harían que a medio plazo se las considerase una infraestructura urbana habitual, como el alcantarillado.

Cada año son más las instalaciones de biomasa en marcha en numerosos municipios españoles, para la sustitución de combustibles fósiles por biomasa o instalación de nuevas calderas de biomasa acogiendo a los planes de fomento del ahorro energético y aumento de la eficiencia, aunque en pocos casos cogeneración con ORC.

Es por tanto un mercado sin explotar con muy buenos resultados previsibles tanto económicos como ambientales.

Buenos resultados económicos por reducir la dependencia energética de combustibles fósiles y con fomentar la economía local mediante la valorización de la biomasa de residuos agrícolas y forestales y aumento de los puestos de trabajos asociados a la recolecta y limpia.

Y buenos resultados ambientales por reducir los gases de efecto invernadero al sustituir combustibles fósiles por biomasa y aumento del ahorro energético. Es muy destacable que el ahorro de energía primaria alcanzable es mucho más elevado que el mínimo exigible para calificar la cogeneración como de alta eficiencia, en la mayoría de los casos.

Por último, pero no menos importante, sostenible al dar uso a la biomasa procedente de residuos agrícolas que en caso contrario se quemaría sin más, y para mantener limpios los bosques reduciendo el riesgo de incendio.

6.2 APORTACIONES

La aportación principal de esta tesis es evaluar la viabilidad tanto técnica como económica para la instalación de una planta de cogeneración con ORC y caldera de biomasa en cualquier localidad de más de 15.000 habitantes en la península.

Para ello se ha desarrollado una nueva metodología de cálculo de demanda energética horaria según parámetros meteorológicos de la localidad donde está ubicada la vivienda. La metodología propia permite a partir de datos de libre acceso de temperatura y radiación, calcular la demanda de toda la población y obtener el perfil horario anual. Esta metodología evita, por tanto, emplear códigos de simulación de viviendas tipo con detalles constructivos, poco adecuados para un tratamiento global del conjunto de la población.

El método desarrollado ha sido validado con los valores presentados por los organismos públicos.

La otra gran aportación es la obtención del mapa de biomasa disponible en MWh_t ya que la bibliografía existente aporta datos de cantidad de materia seca o húmeda, pero no en energía disponible y coste de la misma. Los valores se proporcionan considerando porcentajes de humedad reales.

La calidad de la contribución del trabajo desarrollado está en parte avalada por la publicación de tres artículos en revistas con alto índice de impacto (todas del primer cuartil en el año de publicación del artículo):

- ***Renewable Energy 66 (2014) 707-713*** Índice de impacto: 3,476 (Q1) (2014): “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle”
- ***Energy 88 (2015) 935-945*** Índice de impacto: 4,292 (Q1) (2015): “Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant (CHP/CCHP) based on Organic Rankine Cycle for a cooling/heating district network in Spain.”
- ***Energy 133 (2017) 969-985*** Índice de impacto: 4,292 (Q1) (2015): “Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain”

6.3 TRABAJO FUTURO

El trabajo desarrollado pone de manifiesto la viabilidad de la tecnología ORC aplicable a la cogeneración mediante ciclos de cabeza con biomasa procedente de residuos agrícolas y forestales, tanto desde un punto de vista técnico como económico.

En el lado técnico existen experiencias comerciales y equipos disponibles, habiendo aún un margen de mejora de las prestaciones abierto a la investigación como es el estudio de nuevos fluidos orgánicos o la consideración de diferentes estrategias de operación del sistema, incluyendo el almacenamiento de energía.

Así, posibles líneas de investigación en el futuro serían:

- Análisis detallado de la demanda de poblaciones concretas y el diseño del ciclo óptimo y modo de operación particularizado. Para este trabajo se tendría en cuenta los consumidores adicionales de biomasa local de la zona.
- Estudio de los planes de ayudas tipo *Proyecto Clima* y análisis de rentabilidad con las nuevas hipótesis económicas.
- Ampliación del aprovechamiento del calor útil incluyendo sector terciario, centros comerciales, lugares de pública concurrencia, etc. que presentan una demanda uniforme a lo largo del año y del día.
- Inclusión en los cálculos el almacenamiento de energía (diario o estacional) y la posible hibridación con otras renovables, como la geotérmica de baja entalpía.
- Aplicación de la herramienta de cálculo de la demanda a otros proyectos de previsión de consumo.

7 CAPITULO 7. BIBLIOGRAFÍA

- AER11 Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y Frío. Abril 2011.
http://www.adhac.es/Priv/ClientsImages/AsociacionPerso6_1310554804.pdf marzo2017.
- AER16 Presentación censo de redes octubre 2016.
http://www.adhac.es/Priv/ClientsImages/AsociacionPerso8_1479209090.pdf marzo2017.
- AER17 Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío.
<http://www.adhac.es/> marzo2017.
- ALG12 A. Algieri, P. Morrone, Comparative energetic analysis of high temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district, Applied Thermal Engineering, 36 (2012) 236-244
- AND08 Potencial energético de la biomasa residual agrícola y ganadera en Andalucía. 2008.
<http://www.juntadeandalucia.es/agriculturaypesca/portal/export/sites/default/comun/galerias/galeriaDescargas/cap/servicioestadisticas/Estudios-e-informes/historico/metodologia-y-documentos-de-apoyo/biomasa.pdf> marzo2017
- ARA12 N. Aranda, J.I. Linares, N. McGlashan, “Organic Rankine Cycles in cascade for medium size biomass power plants: A techno-economic feasibility analysis”, IEA Bioenergy Conference 2012, Vol. 3, pag 147-148, November 13-15, 2012
- AVB11 Nueva curva de corrección del rendimiento con el factor de carga parcial para calderas de biomasa. CEE-DR-008/11. marzo2017.
http://www.esengrupo.com/uploads/descargas/archivo/Curva_Carga_Parcial_Calderas_Biomasa.pdf
- AVB12 Más bioenergía, menos combustibles fósiles.
<http://www.avebiom.org/es/noticias/News/show/mas-bioenergia-menos-combustibles-fosiles-543> marzo2017.
- AVB17 AVEBIOM. <http://www.avebiom.org/es/> febrero 2017.
- BAS10 E. Báscones Palacios. “ORC. Proyecto BIOCOM. Un ejemplo de generación a pequeña escala” The bioenergy international. España,ISSN 2254-0903,Nº. 8, 2010, pág.16
- BEJ96 Bejan, A. Tsatsronis, G. Moran, M. Thermal Design & Optimization. New York, 1996. 542 p. (Ed. Wiley – Interscience).
- BIN10 Bini R., Di Prima M., Guercio A., Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass plants: an overview on different applications, TURBODEN (paper 10A02943), 2010.
www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf marzo 2017.
- BIOMASUD17 BIOMASUD. <http://biomasud.eu> febrero 2017.
- BIORAISE17 BIORAISE. <http://bioraise.ciemat.es/Bioraise/> febrero 2017.
- BOE87 Boehm RF. Design analysis of thermal systems. Wiley; 1987.
- BOM09 P. Bombarda, C. Invernizzi, C. Pietra, “Heat recovery from Diesel engines: a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles”, Applied Thermal Engineering 30 2-3 (2010) 212-219
- BOR13 A.Borsukiewicz-Gozdur, “Pumping work in the organic Rankine cycle” Applied Thermal Engineering 51 (2013) 781-786
- BOU11 E. Bou Lawz Ksayer, “Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water” Energy Procedia 6 (2011) 389–395
- CAM13 C.E. Campos Rodríguez, J.C. Escobar Palacio, O.J. Venturini, E.E. Silva Lora, V.M. Cobas, D. Marques dos Santos, F.R. Lofrano Dotto, V. Gianluca, “Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in Brazil” Applied Thermal Engineering 52 (2013) 109-119
- CEN98 Cengel YA. Heat transfer. A practical approach. Boston: McGraw-Hill; 1998.
- CER12 E. Cerdá. Energía obtenida a partir de biomasa.
http://www.revistasice.com/CachePDF/CICE_83_117-140_78E2E154C2BB213409D09C083013930C.pdf marzo 2017.

- CHA09 R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez, “Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants”, Applied Energy 86 (2009) 2162-2170
- CHE10 H. Chen, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 3059-3067
- CHRSG04 Esteban L, Ciria P, Maletta E, García R and Carrasco J. Biomass Resources and Costs in Spain and Southern EU Countries. Clean Hydrogen-rich Synthesis Gas. Contract No: SES6-CT-2004-502587.
- CORINE85 CORINE Land Cover. <http://land.copernicus.eu/pan-european/corine-land-cover> febrero 2017.
- CTE-HE08 Código Técnico de Edificación. Documento Básico HE. Ahorro de Energía (2008) http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/historico/DBHE_200801.pdf marzo 2017.
- CTE-HE13 Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE "Ahorro de Energía", del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo. https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2013-9511 marzo 2017.
- CTE-HE15 Documento descriptivo climas de referencia <http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/20150723-DOC-DB-HE-0-Climas de referencia.pdf> marzo 2017.
- DAI09 Y. Dai, J. Wang, L. Gao, “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, Energy Conversion and Management 50 (2009) 576-582
- DCE088_17 Dictamen del Comité Europeo de las Regiones – Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración. 2017/C 088/17.
- DCE32/06 DIRECTIVA 2006/32/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 5 de abril de 2006 sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos. <https://www.boe.es/doue/2006/114/L00064-00085.pdf> marzo 2017.
- DCE8/04_a DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de febrero de 2004 relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE. <https://www.boe.es/doue/2004/052/L00050-00060.pdf> marzo 2017.
- DCE8/04_b Decisión de la Comisión, de 21 de diciembre de 2006, por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo [notificada con el número C(2006) 6817]. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2007-80140> marzo 2017.
- DCE8/04_c Decisión de Ejecución de la Comisión de 19 de diciembre de 2011 por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor y electricidad, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo, y por la que se deroga la Decisión 2007/74/CE de la Comisión. <https://www.boe.es/doue/2011/343/L00091-00096.pdf>
- DEL07 A.M. Delgado-Torres, L.García-Rodríguez, “Double cascade organic Rankine cycle for solar-driven reverse osmosis desalination”, Desalination 216 (2007) 306–313
- DES09 N. Desai, S. Bandyopadhyay, “Process integration of organic Rankine cycle”, Energy 34 (2009) 1674-1686
- DIS17 Districlima, <http://www.districtlima.com/es> marzo 2017.
- DUE31/10 Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios. <https://www.boe.es/doue/2010/153/L00013-00035.pdf> marzo 2017.
- ECO17 Red de Ecoenergías. <http://www.ecoenergias.cat/es/la-red/la-red/la-red-de-ecoenergias> marzo 2017
- EED17 Engineering Equation Solver. <http://www.fchart.com/ees/> marzo 2017.
- ERATIC17 Eratic SA. Calderas industriales de Biomasa. <http://innergy-hi.com/productos-y-servicios/calderas-biomasa/> febrero 2017.
- ERH11a T. Erhart, U. Eicker, D. Infield, “Part-load characteristics of Organic-Rankine-Cycles” 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011– Tarragona, Spain

- ERH11b T. Erhart, R. Strzalka, U. Eicker, D. Infield, "Performance Analysis of a Biomass ORC Poly-generation System" 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011–Tarragona, Spain
- ESI10 Supplementary Material (ESI) for Green Chemistry. The Royal Society of Chemistry 2010.
- FAC09 J. Facão, A.C. Oliveira, "Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing and adequate working fluid for small ORC system", Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2009-12420
- FDC17 Fondo de Carbono.
<http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/fondo-carbono/> abril 2017.
- FE14 Factores de conversión de energía y emisiones CO₂.
http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf abril 2017.
- FEC17 Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios en España.
http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros documentos/Factores_emision_CO2.pdf abril 2017.
- GAR13 P. Garg, P. Kumar, K. Srinivasan, P. Dutta, Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles, Applied Thermal Engineering, 51 (2013) 292-300.
- GEB14 Gebremedhin Alemayehu. Optimal utilization of heat demand in district heating system. A case study. Renewable and Sustainable Energy Review 30 (2014) 230-236.
- GEI17 Objetivos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.
<http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/objetivos.aspx> abril 2017.
- GOM04 Grados-día en construcción. M. Gómez Pérez. 2003. ISSN 0213-3849
http://repositorio.aemet.es/bitstream/20.500.11765/2117/1/gradosdia_cal2004.pdf febrero 2017.
- GUO11 T. Guo, H.X. Wang, S.J. Zhang, "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources" Energy 36 (2011) 2639-2649
- HOG10 M. Hogan, J. Otterstedt, R. Morin, J. Wilde. Opportunity and economics Biomass for heat and power. 2010. European Climate Foundation.
https://corporate.vattenfall.com/globalassets/corporate/about_vattenfall/research_and_development/biomass_for_heat_and_power-2010.pdf mayo 2017.
- HUA13 Y. Huang, et al., A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle, Applied Thermal Engineering 53 (2013) 325-331
- HUA13 Y. Huang, Y.D. Wang, S. Rezvani, D.R. McIlveen-Wright, M. Anderson, J. Mondol, A. Zacharopolous, N.J. Hewitt. A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle. Applied Thermal Engineering 53 (2013) 325-331
- HULC Herramienta unificada LIDER-CALENER (HULC) versión 1.0.1558.1124
<http://www.codigotecnico.org/index.php/menu-recursos/menu-aplicaciones/282-herramienta-unificada-lider-calener>
- HUN11 T.C. Hung, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai, "A study of working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", Energy 35(2010) 1403-1411
- HUSTS17 Sistemas de combustible sólido alternativos. Hurst – Boilers & Welding Co.
https://www.hurstboiler.com/biomass_boiler_systems febrero 2017
- IDAE_ACS10 Agua Caliente Sanitaria. Ahorro y Eficiencia Energéticas en Climatización nº 8. IDAE. 2010.
- IDAE_BIO07 Manuales de energías renovables. Volumen 2. "Energía de la biomasa". MITC, IDAE. 2007 ISBN:978-84-96680-15-9
- IDAE_BIO08 Energía de la Biomasa. Industria. Mayo 2008. ISBN: 978-84-96680-31-9
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10980_Biomasa_industria_A2008_A_402485e2.pdf mayo 2017.
- IDAE_CE303 Guía de recomendaciones de eficiencia energética; certificación de edificios existentes CE3. IDAE.
http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/DocumentosReconocidos/Documents/Guia_recomendaciones_CE3_03.pdf marzo 2017

- IDAE_CEE_11 Escala de calificación energética. Edificios existentes. Calificación de eficiencia energética de edificios nº 13. IDAE. Madrid, 2011
- IDAE_CEN_09 Escala de calificación energética. Edificios de nueva construcción. Calificación de eficiencia energética de edificios nº 7. IDAE. Madrid, 2009
- IDAE_CLIM10 Guía Técnica. Condiciones climáticas exteriores de proyecto. Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización nº12. ISBN: 978-84-96680-56-2. 2010
- IDAE_COMB16 INFORME DE PRECIOS ENERGÉTICOS: COMBUSTIBLES Y CARBURANTES. Datos a 20 de diciembre de 2016
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Combustibles_y_carburantes_diciembre_2016_dd1c2196.pdf abril 2017.
- IDAE_PE16 IDAE. Informe de precios energéticos regulados enero 2016.
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Tarifas_Reguladas_ene_2016_a197c904.pdf abril 2017.
- IDAE_PES08 Guía Técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia. IDAE abril 2008.
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_guia_calculo_calor_util_hchp-echp-pes_c24e48c1.pdf abril 2017.
- IEA12 Technology Roadmaps. Bioenergy for Heat and Power. International Energy Agency (IEA) 2012.
http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/2012_Bioenergy_Roadmap_2nd_Edition_WEB.pdf abril 2017.
- INC99 F.P. Incropera, D.P. DeWitt, “Fundamentos de transferencia de calor”, 4º Ed, PRENTICE HALL.
- INE17 Instituto Nacional de Estadística. <http://www.ine.es> abril 2017.
<http://www.ine.es/censos2011/tablas/Inicio.do>
- INSHT17 Límites de Exposición Profesional para Agentes Químicos en España 2017. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/LEP_VALORES LIMITE/Valores limite/Limites2016/LEP 2017.pdf marzo 2017.
- KAL12 C. Kalra, J. Zia, J. Jackson, A. L. Laursen, H. Chen, A. Hardy, K. Myers “High-Potential Power Cycles & Working Fluids for Next-Generation Binary Supercritical Organic Rankine Cycle for Enhanced Geothermal Systems ”PROCEEDINGS, Thirty-Seventh Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, January 30 - February 1, 2012, SGP-TR-194
- KAR08 S. Karellas, A. Schuster, “Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications”, Int. J. of Thermodynamics, Vol. 11 (No.3) ,pp.101-108, September 2008. ISSN 1301-9724
- KHE10 M. Khennich, N. Galanis, “Performance Limits of Power Cycles Using Low Temperature Heat Sources”, Recent Advances in Energy and Environment, ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-474-159-5
- L38/99 Ley 38/1999, de 5 de noviembre, de Ordenación de la Edificación.
<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-1999-21567> abril 2017.
- LAM84 J.P. Lamb. Performance characteristics of organic Rankine cycles. 1984, International Journal of Ambient Energy 5 (1984) 3-12
- LIN13 J. I. Linares. “COGENERACIÓN. Módulo: Energías Renovable . Cogeneración Sector Edificatorio” (2013).
- LIU11 H. Liu, Y. Shao, J. Li, “A biomass-fired micro-scale CHP system with organic Rankine cycle (ORC) e Thermodynamic modeling studies” biomass and bioenergy 35 (2011) 3985-3994
- LUN12 Henrik Öhman, Per Lundqvist, “Comparison and analysis of performance using Low Temperature Power Cycles” Applied Thermal Engineering (2012)
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.024>
- MAG08a P. Mago, L.M. Chamra, K.Srinivasan, C. Somayaji, “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 998-1007
- MAG08b P.J. Mago, K.K. Srinivasan, L.M. Chamra, C. Somayaji, “An examination of exergy destruction in organic Rankine cycle”, Int. J. Energy Res. 32 (2008) 926-298
- MAIZ01 V. Maizza, A. Maizza, “Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems”, Applied Thermal Engineering 21 (2001) 381-390

- MAPAMA12 Producción y consumos sostenibles y residuos agrarios. 2012.
http://www.mapama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/publicaciones/Residuos_agrarios_tcm7-232332.pdf marzo 2017.
- MAR13 D. Maraver, A. Sin, F. Sebastián, J.Royo. Environmental assessment of CCHP (combined cooling heating and power) systems based on biomass combustion in comparison to conventional generation. *Energy* 57 (2013) 17-23
- MET17 METEONORM. <http://www.meteonorm.com/en/> marzo 2017.
- MIK09 J. Mikielewicz, M. Piwowarski, K. Kosowski, "Design analysis of turbines for co-generating micro-power plant working in accordance with organic Rankine's cycle" POLISH MARITIME RESEARCH, Special issue 2009/S1; pp. 34-38.10.2478/v10012-008-0042-4
- MIK10 D. Mikielewicz, J. Mikielewicz, "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP" *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 2357-2362
- MINETAD17 Informe anual precio combustibles Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital.
<http://www.minetad.gob.es/energia/petroleo/Precios/Informes/InformesMensuales/Paginas/IndexInformesMensuales.aspx> marzo 2017.
- MOR04 M.J. Moran, H.N. Shapiro : Fundamentos de termodinámica técnica. Ed. Reverté, S.A.
- NOU14 M. Noussan. G. C. Abdin, A. Poggio, R. Roberto. Biomass-fired CHP and heat storage system simulations in existing district heating systems *Applied Thermal Engineering* 71 (2014) 729-735
- NOVA17 Nova Energía. Plantas de Biomasa. <http://www.biobestenergy.com/archivos/1358337844.pdf> marzo 2017.
- OBE02 I. Obernberger, P. Thonhofer, E. Reisenhofer, "Description and evaluation of the new 1,000 kW_{el} Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass Plant in Lienz, Austria", *Euroheat & Power*, Volume 10/2002
- OBE03 I. Obernberger, H. Carlsen, F. Biedermann. State-of-the-art and future development regarding small-scale biomass CHP systems with a special focus on ORC and Stirling engine technologies. *International Nordic Bioenergy 2003 Conference*.
- OBE04 I. Obernberger. Techni-economic evaluation of selected decentralised CHP applications based on biomass combustion in IEA partner countries final report. 2004.
- OBE08 Obernberger I, Thek G. Combustion and gasification of solid biomass for heat and power production in Europe-State-of-the-art and relevant future developments. In: *Proc. of the 8th Conference on Industrial Furnaces and Boilers* (keynote lecture) April 2008. Vilamoura, Portugal.
- OMIE16 OMI-Polo Español S.A. (OMIE). Mercado de casación 2016.
<http://www.omie.es/files/flash/ResultadosMercado.swf> abril 2017.
- ORCMAP ORC World Map. <http://orc-world-map.org/analysis.html> marzo 2017.
- OSE16 Cambios de ocupación del suelo en España. Implicaciones para la sostenibilidad.
<http://www.observatoriosostenibilidad.com/2016/11/23/que-hacemos-2/> abril 2017.
- PAE08 Plan de Acción según Estrategia Española de Ahorro y Eficiencia Energética (E4) 2008-2020
http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/legislacion/documentacion/plan_accion_2008_2012_tcm7-12597.pdf abril 2017.
- PAE11 Documento Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020
http://www.minetad.gob.es/energia/es-ES/Novedades/Paginas/PAEEE_2011_2020.aspx abril 2017.
- PAN12 L. Pan, H. Wang, W. Shi, "Performance analysis in near-critical conditions of organic Rankine cycle" *Energy* 37 (2012) 281-286
- PAP10 A. Papadopoulos, M. Stijepovic, "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles", *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 760-769
- PAT06 Patnode AM. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. USA: University of Wisconsin-Madison; 2006 [MSc Dissertation]
- PCF17 Proyecto Cityfied. <http://es.cityfied.eu/> marzo 2017.
- PER11 Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020, aprobado por Acuerdo del Consejo de Ministros de 11 de noviembre de 2011

- PRB17 Proyecto Bricker. <http://www.bricker-project.com/> marzo 2017.
- PRC17 Proyectos Clima. <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/proyectos-clima/convocatorias-proyectos-seleccionados/> abril 2017.
- PSD17 Sectores difusos. Situación actual y objetivos <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/definicion-difusos.aspx#para> abril 2017.
- QIU12 G.Qiu, “Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC” Renewable Energy 48 (2012) 565-570
- QUO09 S. Quoilin, V. Lemort, “Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems”, 5th EUROPEAN CONFERENCE – ECONOMICS AND MANAGEMENT OF ENERGY IN INDUSTRY, Vilamoura Algarve, Portugal, 14-17 April 2009.
- QUO10 S. Quoilin, S. Declaye, V. Lermont, “Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle”, 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 19-21 July 2010, Antalya, Turkey, HEFAT 2010
- QUO11 S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort, “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation” Solar Energy 85 (2011) 955–966
- QUO13 Quoilin S, Broek M, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable Sustainable Energy Review 22 (2013) 168-186.
- RD314/06 Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2006-5515> abril 2017.
- RD616/07 Real Decreto 616/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-10556> abril 2017.
- RD661/07 Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-10556> mayo 2017.
- REN09 A. Rentizelas, S. Karellas, E. Kakaras, I. Tasiopoulos. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. Energy Conversion and Management 50 (2009) 674–681
- RES15 Artese, G. Schenone, V. Bartolelli, ITABIA Adaptado a la realidad española por CECU. “Calderas de biomasa para sistemas de calefacción doméstica **Proyecto RES & RUE Disseminatio**. <http://cecu.es/campanas/medio ambiente/res&rue/hm/dossier/5 biomasa.htm>
- RITE07 Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-15820>
- RITE10 Directiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo y del Consejo del 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios. http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Directiva_2010-31_UE_EE_en_edificios_Refundicion_d3ee0458.pdf marzo 2017.
- RNK17 Rank – Proyectos en España. <http://www.rankweb.es/index.php?ap=77> marzo 2017.
- RUV17 Red de calor de la universidad de Valladolid. <http://calorsostenible.es/uva.php#> marzo 2017
- SAF12 Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT http://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf abril 2017.
- SAL12 B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer” Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles”. Energy 32 (2007) 1210-1221
- SAY03 El-Sayed YM. The thermoeconomics of energy conversions. Amsterdam. Elsevier. 2003.
- SCH10 A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann, “Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles”, Energy 35 (2010) 1033-1039
- SILVP13 Promoción del uso sostenible de la biomasa forestal para fines energéticos en el Norte de Portugal y sur de Galicia. Proyecto Silvaplus. Asociación Forestal de Galicia y FORESTIS-Associação Florestal de Portugal 2013. http://www.silvaplus.com/fotos/editor2/Produtos/manualsilvaplus_es.pdf
- STI12 M.Z. Stijepovic, P. Linke, A.I. Papadopoulos, A.S. Grujic, On the role of working uid properties

- in Organic Rankine Cycle performance, Applied Thermal Engineering, 36 (2012) 406-413.
- STO12 A. Stoppato. Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant. Energy 41 (2012) 3-9
- STR10 R.Strzalka, R. Ulbrich, U. Eicker “ Optimisation of Combustion Process in Biomass-fuelled Cogeneration Plant “, CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS Volume 21, 2010 , ISSN 1974-9791
- STR13 R. Strzalka, et al., Analysis and optimization of a cogeneration system based on biomass combustion, Applied Thermal Engineering 50 (2013) 1418–1426
- SUDOE17 Programa Interreg Sudoe. <http://www.interreg-sudoe.eu/> febrero 2017.
- SUL11 F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dince. Performance comparison of three trigeneration systems using organic rankine cycles. Energy 36 (2011) 5741-5754
- TAP00 “Biomass fired CHP plant based on an ORC-cycle- Project: ORC-STIA-Admont”, THERMIE-A-PROJECT, Contracto no: BM/120/98/AT/IT, Final publishable report period: 01/06/1998-31/12/2000
- TDN17 Turboden – Proyectos en España. <http://www.turboden.eu/en/references/references.php?country=ESP&application=0&power=all> marzo 2017
- TERMOS17 Calderas de biomasa de 100 a 20.000 kW. <http://www.termosun.com/storage/productos/catalogo/80.pdf> febrero 2017
- THERM17 <https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1> febrero 2017.
- TMX17 Thermax. <http://www.thermaxglobal.com> marzo 2017
- UNEP17 Secretariado de Ozono. <http://ozone.unep.org/>
- URI15 M. Uris, J.I. Linares, E. Arenas “Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant (CHP/CCHP) based on Organic Rankine Cycle for a cooling/heating district network in Spain.” Energy 88 (2015) 935-945
- VYC17 VYC. Calderas Industriales de Biomasa. <http://vycindustrial.com/es/calderas/productos/calderas-industriales-de-biomasa> febrero 2017.
- YAR09 M. Yari, (2009) “Performance analysis of the different Organic Rankine Cycles (ORCs) using dry fluids”, Int. J. Exergy, Vol. 6, No. 3, pp.323-343.
- YES17 Yazaki Energy Systems INC. <http://www.yazakienergy.com/> marzo 2017

8 CAPÍTULO 8. ANEXOS

8.1 Anexo A: Lista de símbolos

Variables termodinámicas

C_p	Calor específico de un gas, a presión constante [kJ/kg K]
C_v	Calor específico de un gas, a volumen constante [kJ/kg K]
c	Calor específico de un líquido [kJ/kg K]
h	Entalpía por unidad de masa (específica) [kJ/kg]
h_i	Entalpía isentrópica por unidad de masa (específica) [kJ/kg]
H_v	Entalpía latente de vaporización [kJ]
p	Presión [bar]
ΔP	Incremento de presión [bar]
s	Entropía por unidad de masa [kJ/kg·K]
T	Temperatura [K]
ΔT_{\min}	Acercamiento mínimo o pinch point [°]
C	Volumen por unidad de masa (específica) [m ³ /kg]
\dot{W}	Potencia – trabajo por unidad de tiempo [kW]
\dot{Q}	Potencia térmica - calor por unidad de tiempo [kW]
\dot{F}	Potencia Térmica aportada en la caldera [kW]
x	Título de vapor [-]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
UA	Coefficiente global de transmisión de calor [kW/K]
U	Transmitancia térmica [W/m ² ·m]
A	Área [m ²]
NUT	Número de Unidades de Transferencia [-]

Letras griegas

ρ	Densidad [kg/m ³]
μ	Relación entre flujos másicos del aceite térmico en la caldera de biomasa [-]
η	Rendimiento global de un ciclo
η_e	Rendimiento eléctrico de un ciclo
η_{th}	Rendimiento térmico de un ciclo
$\eta_{i,turbina}$	Rendimiento isentrópico de una turbina
$\eta_{i,bomba}$	Rendimiento isentrópico de una bomba
ε	Efectividad de un intercambiador
λ	Conductividad térmica [W/K·m]
ν	Carga del ciclo ORC [%]
Φ	Carga biomasa [%]
ϕ	Demanda relativa calor útil [%]
ω_i	Coefficiente de ajuste del rendimiento eléctrico
θ_i	Coefficiente de ajuste del rendimiento térmico
γ	Tasa nominal

8.2 Anexo B: Índice de Figuras

Figura 1.1.1. Peso de la biomasa en los objetivos europeos. Cifras en TWh. (Fuente: [HOG10])..	17
Figura 1.1.2. Redes de calor y frío censadas en España según fuente de energía. (Fuente: [AER16])	19
Figura 1.1.3. Tecnologías de conversión de biomasa y estado de desarrollo. (Fuente: [IEA12])	20
Figura 1.1.4 Diagrama T-s de un ciclo ORC subcrítico básico.	21
Figura 1.1.5. Diagrama T-s de fluidos isentrópicos, húmedos y secos, y su temperatura de condensación a presión atmosférica (1 bar).	22
Figura 2.1.1. Ciclo de Rankineorgánico para una aplicación de cogeneración a) ciclo básico y b) ciclo regenerativo.....	27
Figura 2.2.1. Curvas de saturación típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [DES09]).....	32
Figura 2.2.2. Curvas de saturación de algunos tipos de procesos de los ORC. (Fuente: [SAL12]).	34
Figura 2.2.3. Variación de la potencia neta producida frente a la temperatura de entrada de la turbina. (Fuente: [DAI09])	36
Figura 2.2.4. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos. (Fuente: [SCH10]).....	37
Figura 2.2.5. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos. (Fuente: [SCH10])...	38
Figura 2.2.6. Rendimiento térmico de un proceso subcrítico. (Fuente: [SCH10]).....	38
Figura 2.2.7. Rendimiento térmico de un proceso supercrítico. (Fuente: [SCH10]).....	39
Figura 2.2.8. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos. (Fuente: [SCH10]).....	39
Figura 2.2.9. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos. (Fuente: [SCH10])...	40
Figura 2.3.1. Diagrama T-Q ORC subcrítico para aprovechamiento de calor residual (Fuente: [KAR08])	43
Figura 2.3.2. Diagrama T-Q ORC supercrítico para aprovechamiento de calor residual (Fuente: [KAR08])	43
Figura 2.3.3. Motor scroll. (Fuente: Emerson).....	45
Figura 2.3.4. Motor de tornillo. (Fuente: OGES).....	45
Figura 2.3.5. Turbina IT10. (Fuente : Infinity Turbine)	45
Figura 2.3.6. Mapa de funcionamiento de motores scroll para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10]).....	49

Figura 2.3.7. Mapa de funcionamiento de motores de tornillo para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10]).....	49
Figura 2.3.8. Mapa de funcionamiento de turbinas radiales para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10]).....	50
Figura 2.3.9. Rangos de potencia permitidos según aplicación y tipo de máquina de expansión.	51
(Fuente: [QUO10]).....	51
Figura 2.4.1. Diagrama de proceso de la planta de ORC-STIA-ADMONT .(Fuente: [TAP00]).....	52
Figura 2.4.2. Demanda de calor en el área de “Scharnhauser Park”. (Fuente: [OB03])	53
Figura 2.4.3. Ciclos ORC - Biomasa en Europa. (Fuente: [ORCMAP])	54
Figura 2.4.4. Esquema de la instalación del proyecto BIOCUM. [BAS10].....	56
Figura 2.5.1. Esquema de trigeneración de ciclo ORC con combustión de biomasa y sistema absorción. [SUL11]	58
Figura 2.5.2. Validación del modelo de máquina de absorción simple. [SUL11]	59
Figura 2.6.1. Distribución de redes de distrito según tipo de suministro– censo 2016. [AER16]....	61
Figura 2.6.2. Distribución de redes de distrito según potencia instalada– censo 2016. [AER16]....	61
Figura 2.6.3. Tipología de clientes de redes de distrito – censo 2016. [AER16]	61
Figura 2.6.4. Localización de redes de distrito por comunidad autónoma – censo 2016. [AER16]	62
Figura 2.6.5. Red de Districlima en Barcelona Forum y 22@. [DIS17]	62
Figura 2.6.6. Red de Ecoenergías en Barcelona Sur. [ECO17]	64
Figura 2.6.7. Red de ciudades CityFied. [PCF17].....	66
Figura 3.1.1. Diagrama T-s de fluidos secos (tolueno, fluido silicónico-D4) frente al agua.	67
Figura 3.1.3. Ciclo de Rankine Orgánico Regenerativo.	69
Figura 3.1.2. Ciclo de Rankine Orgánico Básico.	69
Figura 3.1.4. Perfiles de temperatura de los intercambiadores de calor del ciclo ORC subcrítico. a) evaporador,b) regenerador y c)condensador.	75
Figura 3.1.5. Ciclo de Rankine Orgánico. Detalle Caldera.	80
Figura 3.1.6. Ciclo de Rankine Orgánico. Detalle Válvula Tres Vías.	81
Figura 3.2.1. Distribución del consumo en los hogares. (Fuente [PAE11])	84
Figura 3.2.2. Valores máximos de demanda de calefacción. (Fuente [IDAE_CEN09])	94
Figura 3.2.3. Valores medios de las temperatura mínimas y máximas del agua de red de las	

capitales de provincia españolas (Fuente [IDAE_ACS10])	96
Figura 3.2.4. Zonas climáticas según valores medios de grados-día. (Fuente: [GOM04])	98
Figura 3.2.5. Isolíneas de demanda de calefacción. (kWh/m ²)	99
Figura 3.2.6. Irradicación Global media. (Fuente: [SAF12])	99
Figura 3.2.7. Interfaz de entrada de datos de la aplicación desarrollada para el cálculo demanda horaria.	104
Figura 3.2.8. Radiación Global diaria de los climas existentes en la España peninsular. (Fuente [MET17])	106
Figura 3.2.9. Temperatura diaria de los climas existentes en la España peninsular. (Fuente [MET17])	106
Figura 3.2.10. Comparación de los valores de severidad climática obtenidos a partir de documento del IDAE [IDAE_CLIM10] y datos del METEONORM [MET17] considerando 3 meses invierno – 4 meses verano.	107
Figura 3.2.11. Comparación perfil de demanda horaria con correcciones.	109
a) Comparación demanda “3 meses invierno-4 meses verano” con y sin valores negativos	109
b) Comparación demanda “6 meses verano-6 meses invierno” con y sin valores negativo	109
c) Comparación demanda “3 meses invierno-4 meses verano” y “6 meses verano-6 meses invierno” sin valores negativos.	109
Figura 3.3.1. Distribución de las principales clases de cobertura de suelo en Europa-CLC23 (año 2000) Clasificación CLC Nivel 1. (Fuente: [OSE16])	111
Figura 3.3.2. Base fotográfica e interpretación de los recursos. Campos de regadío. (Fuente:[CORINE85]).....	113
Figura 3.3.3. Resultados obtenidos con BIORAISE según recursos y costes. (Fuente: [BIORAISE17])	116
Figura 3.3.4. Resultados obtenidos con BIORAISE según contenido energético. (Fuente: [BIORAISE17])	116
Figura 3.3.5. Coste medio de transporte en área de recolección de radio 60 km (Burgos). (Fuente: [BIORAISE17])	118
Figura 3.4.1. Precio final anual de la demanda eléctrica nacional – 2016. (Fuente: [OMIE17])....	119
Figura 3.4.2. Análisis de rentabilidad mediante método del Rectángulo Máximo en Carga Completa.	125
Figura 3.4.3. Análisis de rentabilidad en carga completa - producción de calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo invierno para dos tamaños de planta.	126
Figura 3.4.4. Análisis de rentabilidad en carga completa - producción de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo verano para dos tamaños de planta.....	127

Figura 3.4.5. Análisis de rentabilidad en carga parcial - producción de calefacción y agua caliente sanitaria durante el periodo invierno para operación de la planta desde 100% potencia nominal hasta el 40%.	127
Figura 3.4.6. Análisis de rentabilidad en carga parcial - producción de refrigeración y agua caliente sanitaria durante el periodo verano para operación de la planta desde 100% potencia nominal hasta el 40%.....	128
Figura 3.4.7. Comparación análisis de rentabilidad en carga completa y en carga parcial.	128
Figura 4.1.1. Diagrama T-s de los fluidos escogidos (HMDSO, D4, Tolueno e Isopentano).....	135
Figura 4.2.1. Rango de temperaturas Therminol VP1. (Fuente: [THERM17]).....	139
Figura 4.3.1. Perfil de temperaturas en el evaporador en el ciclo subcrítico sin regenerador y con regenerador.	140
Figura 4.3.2. Perfil de temperaturas en el evaporador en el ciclo supercrítico sin regenerador y con regenerador.	141
Figura 4.3.3. Gráfico “NUT frente pinch point” en el ciclo subcrítico.	142
Figura 4.3.4. Gráfico “NUT frente pinch point” en el ciclo supercrítico.	142
Figura 4.3.5. Curva de presión de vapor de los fluidos orgánicos analizados.....	143
Figura 4.3.6. Perfil de temperaturas en el condensador en el ciclo subcrítico.	144
Figura 4.3.7. Perfil de temperaturas en el regenerador con Tolueno como fluido orgánico.....	145
Figura 4.3.9. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo subcrítico regenerativo.	146
Figura 4.3.11. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo supercrítico regenerativo.	146
Figura 4.3.8. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo subcrítico básico.....	146
Figura 4.3.10. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en el ciclo supercrítico básico-.....	146
Figura 4.3.12. Gráfico “flujo másico (m) frente a la Presión de entrada a la turbina” en el ciclo subcrítico. En línea continua el ciclo básico y en línea discontinua el ciclo con regenerador.	147
Figura 4.3.13. Comparación del rendimiento de los ciclos optimizados.....	150
Figura 4.3.14. Diagrama T-s del ciclo óptimo – subcrítico regenerativo con HMDSO.	151
Figura 4.3.15. Variación de la irreversibilidad total con la presión de entrada a la turbina con HMDSO.	153
Figura 4.3.16. Variación de la irreversibilidad de cada equipo con la presión de entrada a la turbina con HMDSO.....	154

Figura 4.3.17. Variación de la irreversibilidad de los equipos según la incorporación del regenerador con HMDSO.....	154
Figura 4.3.18. Variación de la irreversibilidad total con el pinch point del regenerador según proceso subcrítico con HMDSO.	155
Figura 4.4.1. Variación del rendimiento relativo, en función de la carga, fuera del punto nominal.	157
Figura 4.4.2 Variación de las temperaturas de aceite y agua, en función de la carga, fuera del punto nominal.....	157
Figura 4.4.3. Variación de carga del ciclo (v) y ratio de flujos máscicos de aceite en el evaporador (μ) con la variación de la carga de biomasa (Φ) fuero del punto nominal.	158
Figura 5.1.1. Curva de demanda de la planta de Lienz y producción energética. (Fuente: [OBE04])	159
Figura 5.1.2. Perfil de demanda térmica horaria anual en Cádiz para 10.000 hab.....	160
Figura 5.1.3. Perfil de demanda térmica horaria en Cádiz para 10.000 hab - 2 de diciembre	161
Figura 5.1.4. Perfil de demanda térmica en Cádiz para 10.000 hab - 2 de julio	162
Figura 5.1.5. Demanda térmica mensual para localidades de 10.000 hab según SCI.	162
Figura 5.1.6. Zonas climáticas de la España peninsular según capital de provincia.	163
Figura 5.1.7. Demanda térmica mensual para localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV.	164
Figura 5.1.8. Distribución de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes en la España peninsular según zona climática.	166
Figura 5.1.9. Curvas monótonas de localidades de 10.000 hab según SCI. En línea continua el modo CHP y en discontinua el modo CCHP.	167
Figura 5.1.10. Curvas monótonas de localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV. En línea continua el modo CHP y en discontinua el modo CCHP.	168
Figura 5.1.11. Curvas monótonas de verano de localidades de 10.000 hab con SCI C, según SCV.	169
Figura 5.2.1. Límites de la demanda de energía primaria según severidad climática de invierno.	170
Figura 5.2.2. Biomasa disponible para 10.000 usuarios en localidades de la Tabla 5.1.1 con radio de recolección de 30 km.....	176
Figura 5.2.3. Coste medio de la biomasa disponible con radio de recolección de 30 km para 10.000 usuarios.	177
Figura 5.3.1. Periodo de retorno de la inversión según precio de la biomasa (precio de venta de la electricidad: 75 €/MWh _e , precio de venta calor: 90 €/MWh _t , tamaño del acumulador: 100m ³ /MWh _t). (Fuente: [NOU14]).....	178
Figura 5.3.2. Ingresos netos según el precio de la biomasa y los coste de emisión de CO ₂ .	

(Fuente: [GEB14]).....	179
Figura 5.3.3. Rentabilidad del ciclo subcrítico con HMDSO para dos costes de combustible.	182
Figura 5.3.4. Rentabilidad del ciclo supercrítico con HMDSO para dos costes de combustible. ..	182
Figura 5.3.6. TIR en modo CCHP para carga completa según zona climática coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 186
Figura 5.3.8. TIR en modo CCHP para carga completa según zona climática – coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 186
Figura 5.3.5. TIR en modo CHP para carga completa según zona climática coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 186
Figura 5.3.7. TIR en modo CHP para carga completa según zona climática coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 186
Figura 5.3.9. Curva monótona de demanda de localidades en zonas climáticas A3 y A4 – 20.000 usuarios.....	– 188
Figura 5.3.10. Análisis de rentabilidad en carga completa de localidades en zonas climáticas A3 y A4 – 20.000 usuarios.....	– 188
Figura 5.3.11. Análisis de rentabilidad en carga parcial de localidades en zonas climáticas E1 y A4 – 10.000 usuarios.....	– 189
Figura 5.3.13. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Ciudad Real (D3) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 190
Figura 5.3.15. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Ciudad Real (D3) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 190
Figura 5.3.12. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Ciudad Real (D3) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 190
Figura 5.3.14. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Ciudad Real (D3) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 190
Figura 5.3.16. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios.....	– 191
Figura 5.3.18. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Soria (E1) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 193
Figura 5.3.20. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Soria (E1) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 20.000 hab.....	– 193
Figura 5.3.17. Tasa Interna de Rentabilidad planta en Soria (E1) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 193
Figura 5.3.19. Porcentaje de demanda cubierta con planta en Soria (E1) coste biomasa 5,5 €/MWh _t – 10.000 hab.....	– 193

Figura 5.3.21. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (zona climática D3) y 10.000 usuarios.....	194
Figura 5.3.22. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Soria (zona climática E1) y 10.000 usuarios.	194
Figura 5.3.23. Ganancia relativa de rentabilidad en modo CCHP frente a modo CHP.	198
Figura 5.3 24. Tamaños de plantas con máxima TIR según severidad climática de invierno para cada una de las localidades analizadas.	199
Figura 5.3 25. Rentabilidad según tamaño de planta para cada una de las localidades analizadas.	200
Figura 5.3 26. Mapa de rentabilidad en modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular.	201
Figura 5.3 27. Mapa de rentabilidad en modo CCHP comparado con el modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular.	201
Figura 5.4 1. Ahorro de energía primaria según severidad climática de invierno para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.....	202
Figura 5.4 2. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.	203
Figura 5.4 3. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta en localidad con zona climática B4. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.	203
Figura 5.4 4. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta en localidad con zona climática E1. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.	204
Figura 5.4 5. Emisiones de CO ₂ (AVCO ₂) evitadas para cada localidad según severidad climática de invierno. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.	205
Figura 5.4 6. Emisiones de CO ₂ (AVCO ₂) evitadas para cada localidad según tamaño de planta. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.....	206

8.3 Anexo C: Índice de Tablas

Tabla 2.2.1 Clasificación de grupos de seguridad según ASHRAE 34. (Fuente: [FAC09]).	29
Tabla 2.2.2. Características de los fluidos de trabajo de ORC (Fuente: [PAP10])	30
Tabla 2.2.3. Estabilidad relativa comparada con Tolueno a 398,9 °C (Fuente: [FAC09])	31
Tabla 2.2.4. Tabla resumen comparación diversos fluidos para ciclos ORC (Fuente: [QUO09])	41
Tabla 2.3.1. Rendimientos del ciclo ORC según ciclo subcrítico o supercrítico (Fuente: [KAR08])	44
Tabla 2.3.2. Propiedades de los fluidos en distintos puntos del ciclo ORC (Fuente: [CHA09])	46
Tabla 2.3.3. Rango de potencia eléctrica óptimo. (Fuente: [MIK09])	51
Tabla 2.4.1. Objetivos del PER 2011-2020 en el sector generación y en el sector calefacción y refrigeración. (Fuente: [PER11])	55
Tabla 2.4.2. Plantas de cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. (Fuente: [TDN17][RNK17])	57
Tabla 2.5.1 Características de las máquinas de absorción (Fuente: [YES17][TMX17]).	59
Tabla 2.6.1 Instalación Redes de Calor y Frío en España (Fuente: [AER17]).	60
Tabla 3.2.1 – Intervalos de severidad climática de invierno en las diferentes zonas climáticas (A-E) (Fuente: [CTE-HE08])	86
Tabla 3.2.2 - Intervalos de severidad climática de verano en las diferentes zonas climáticas (1-4) (Fuente: [CTE-HE08])	86
Tabla 3.2.3. Zonas Climáticas en España. (Fuente [CTE-HE08])	86
Tabla 3.2.4. Coeficientes correlación severidad climática invierno (Fuente: [CTE-HE08])	88
Tabla 3.2.5. Coeficientes correlación severidad climática verano. (Fuente: [CTE-HE08])	89
Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas. (Fuente: [IDAE_CEE_11])	90
Tabla 3.2.7. Coeficientes de correlación para la demanda de calefacción de referencia a partir de la severidad climática de invierno en edificios destinados a viviendas. (Fuente: [IDAE_CEE_11])	93
Tabla 3.2.8. Coeficientes de correlación para la demanda de refrigeración de referencia a partir de la severidad climática de verano en edificios destinados a viviendas (Fuente: [IDAE_CEE_11])	93
Tabla 3.2.9. Valor base y factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción. (Fuente: [CTE-HE13])	94

Tabla 3.2.10. Consumo diario de ACS (Cd) según usos. (Fuente: [CTE-HE08]).....	95
Tabla 3.2.11. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE08]).....	95
Tabla 3.2.12. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE13]).....	95
Tabla 3.2.13. Valor del factor de centralización. (Fuente: [CTE-HE13]).....	96
Tabla 3.2.14. Distribución de viviendas por tipo.....	103
Tabla 3.2.15. Primera selección de ciudades.....	106
Tabla 3.2.16. Desviación frente a la demanda de referencia de calefacción y refrigeración según 3 meses de invierno y 4 meses de verano.....	110
Tabla 3.3.1. Nomenclatura de las categorías del proyecto Corine Land Cover. (Fuente: [CORINE85]).....	114
Tabla 3.3.2. Porcentaje de humedad según categorías del proyecto Corine Land Cover.	117
Tabla 3.4.1. Costes de inversión de la planta ORC en Lienz (año 2002). (Fuente: [OBE12]).....	120
Tabla 3.4.2. Coeficientes a_{COP} y b_{COP} para los ciclos analizados. (Fuente: [BOE87]).....	122
Tabla 3.4.3. Tasas nominales de actualización.	123
Tabla 3.5.1. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad. (Fuente: [DCE8/04_c]).....	132
Tabla 3.5.2. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor. (Fuente: [DCE8/04_c]).....	132
Tabla 4.2.1. Ciclos analizados.	136
Tabla 4.2.2. Propiedades físicas. Valores ODP e índice GWP. (Fuente: ESI10).....	137
Tabla 4.3.1. Parámetros de diseño y prestaciones de los ciclos optimizados para cada fluido.	149
Tabla 4.3.2. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO. Subíndice “e” indica entrada y “s” salida.....	152
Tabla 4.3.3. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO.	153
Tabla 4.4.1. Coeficientes de ajuste del rendimiento en función de la carga.....	156
Tabla 5.1.1. Clasificación de las capitales de provincia de la España peninsular según zona climática.	165
Tabla 5.2.1. Valores límite de demanda según severidad climática de invierno (MWh).....	171
Tabla 5.2.2. Precios de carburantes y combustibles (€/l). (Fuente: [MINETAD17]).....	171
Tabla 5.2.3. Biomasa disponible para poblaciones mayores de 15.000 habitantes con SCI E.	173

Tabla 5.2.4. Biomasa disponible para poblaciones mayores de 15.000 hab con SCI E.	174
Tabla 5.2.5. Biomasa disponible y costes desglosados por distancia para Bailén (Jaén) – SCI C.	175
Tabla 5.3.1. Parámetros de diseño del ciclo ORC regenerativo– fluido de trabajo HMDSO.	180
Tabla 5.3.2. Costes de inversión según potencia eléctrica y tipo de ciclo.	181
Tabla 5.3.3. Flujo de caja para cada tipo de ciclo analizado.	183
Tabla 5.3.4. Localidades según zona climática seleccionadas para llevar a cabo el análisis preliminar de rentabilidad.	185
Tabla 5.3.5. Diferencias entre método Rectángulo Máximo y Máxima TIR en carga parcial. Ciudad Real - 10.000 usuarios.	192
Tabla 5.3.6. Diseño de planta máxima según TIR en modo CHP para 10.000 usuarios. Las celdas sombreadas indican valores superiores al 10%.	196
Tabla 5.3.7. Diseño de planta según máxima TIR en modo CCHP para 10.000 usuarios. Los valores en color verde indican valor de TIR superior al valor obtenido en modo CHP, y en rojo los valores de TIR inferiores.	197

8.4 Anexo D: Análisis de biomasa disponible

ZONA CLIMÁTICA A3/4-B3/4-C2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
SANT FELIU DE GUIXOLS	1º	Secano	347.082	6,66	Secano	109.476	6,74	Regadío	17.668	2,77
	2º	Regadío	327.885	3,06	Regadío	43.366	3,09	Secano	10.916	6,95
	3º	Industria de la madera	178.667	9,49	Fronosas	23.886	16,28	Fronosas	6.140	17,92
	4º	Fronosas	125.804	15,31	Industria de la madera	23.756	10,23	Matorral	3.961	10,26
BARCELONA	1º	Viñedo	223.177	10,16	Industria de la madera	120.591	8,70	Industria de la madera	76.239	8,36
	2º	Regadío	220.604	2,91	Regadío	98.494	2,97	Regadío	21.546	3,41
	3º	BARCELONA	180.804	6,66	BARCELONA	54.897	6,66	Destilerías (granilla uva)	11.128	37,73
	4º	Coníferas	162.555	11,80	Coníferas	24.744	10,89	la madera (otros)	9.976	1,32
TARRAGONA	1º	Frutales	475.086	8,62	Frutales	390.011	7,79	Frutales	136.491	7,53
	2º	Viñedo	257.266	9,82	Viñedo	53.373	9,39	Industria de la madera	27.071	9,18
	3º	Coníferas	103.382	11,94	Industria de la madera	29.493	8,97	Regadío	7.801	2,92
	4º	Matorral	79.254	8,59	Regadío	12.384	#N/D	Secano	4.389	6,41
VINARÒS	1º	Arroz (Paja)	508.302	6,92	Frutales	146.880	7,82	Frutales	100.553	7,99
	2º	Olivar	418.286	9,73	Olivar	50.569	9,38	la madera (otros)	3.548	1,10
	3º	Frutales	402.742	8,40	Arroz (Paja)	9.563	5,85	Industria de la madera	2.069	7,43
	4º	Coníferas	93.780	13,60	Industria de la madera (otros subprod)	5.772	1,00	Olivar	1.662	8,65
CASTELLÓN DE LA PLANA	1º	Frutales	1.541.844	8,36	Frutales	924.601	7,44	Frutales	417.699	7,84
	2º	Coníferas	82.747	11,70	Industria de la madera	37.159	5,68	Industria de la madera	22.855	5,13
	3º	Matorral	80.596	9,17	Matorral	9.910	8,20	la madera (otros)	2.488	1,07
	4º	Industria de la madera	64.508	6,36	Industria de la madera (otros subprod)	4.611	1,16	Coníferas	252	8,62
VALENCIA	1º	Frutales	1.995.528	8,44	Frutales	762.126	8,26	Frutales	208.074	7,48
	2º	Arroz (Paja)	452.675	5,48	Arroz (Paja)	232.635	4,91	Arroz (Paja)	64.827	4,94
	3º	Industria de la madera	124.058	7,37	Industria de la madera	49.177	6,66	Industria de la madera	17.543	7,17
	4º	Viñedo	91.874	10,13	la madera (otros)	22.493	1,11	la madera (otros)	15.721	0,91
JAVEA	1º	Frutales	684.634	8,73	Frutales	210.450	8,38	Frutales	99.138	7,46
	2º	Viñedo	24.952	10,07	Viñedo	24.551	9,68	Viñedo	11.429	10,19
	3º	Industria de la madera	16.683	5,56	Matorral	4.577	8,02	la madera (otros)	1.388	1,10
	4º	Matorral	16.594	9,07	la madera (otros)	2.256	1,36	Matorral	709	4,91
ALICANTE	1º	Frutales	852.499	7,94		206.442	7,66	Frutales	89.894	7,21
	2º	Viñedo	179.580	9,25	#N/D	77.410	18,53	Industria de la madera (otros subprod)	1.837	0,87
	3º	#N/D	68.457	20,95		47.357	9,30	Industria de la madera	1.409	4,31
	4º	Industria de la madera	35.567	6,39	Industria de la madera	8.067	6,93	Regadío	810	6,00

ZONA CLIMÁTICA A3/4-B3/4-C2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
MURCIA	1º	Frutales	1.070.089	8,53	Frutales	479.560	8,20	Frutales	140.496	7,32
	2º	Industria de la madera	237.774	8,69	Industria de la madera	189.951	9,00	Industria de la madera	139.638	9,03
	3º	Regadío	104.213	5,39	Restos de la madera (cáscara)	82.465	18,15	Restos de la madera (cáscara)	69.360	20,04
	4º		89.883	20,28	Industria de la madera cultivo	29.430	8,55	Industria de la madera	17.043	9,19
ALMERÍA	1º	Regadío	434.643	4,21	Regadío	224.054	3,95	Regadío	169.217	3,96
	2º	Frutales	138.681	8,53	Industria de la madera	42.405	8,22	Industria de la madera	36.230	8,49
	3º	Coníferas	97.736	17,57	Coníferas	18.375	18,05	Industria de la madera (Corteza)	3.913	9,07
	4º	Viñedo	45.319	9,85	Matorral	4.420	10,41	Viñedo	2.189	8,90
MÁLAGA	1º	Olivar	354.629	9,32	Regadío	84.852	3,96	Regadío	41.858	3,82
	2º	Regadío	312.962	4,22	Olivar	44.690	9,73	Olivar	17.334	10,08
	3º	Secano	233.233	7,68	Frutales	36.556	7,83	Frutales	6.780	7,30
	4º	Frutales	115.102	8,47	Secano	25.882	7,85	Industria de la madera (otros subprod)	1.750	1,02
ALGECIRAS	1º	Fronosas	269.185	16,20	Fronosas	96.904	16,35	Fronosas	22.013	15,18
	2º	Regadío	200.692	5,46	Regadío	53.846	4,29	Regadío	18.242	3,55
	3º	Secano	77.458	7,75	Industria de la madera	5.525	8,55	Industria de la madera	5.512	8,57
	4º	Industria de la madera	16.272	8,92	Secano	4.435	7,57	Secano	1.263	7,08
CÁDIZ	1º	Secano	663.631	7,67	Secano	207.808	7,41	Secano	42.250	7,31
	2º	Regadío	466.203	4,34	Regadío	124.034	3,98	Regadío	22.192	3,91
	3º	Viñedo	147.702	9,63	Viñedo	97.025	9,43	Viñedo	20.677	9,31
	4º	Industria de la madera	13.344	5,80	Industria de la madera	10.639	5,69	Industria de la madera	1.557	4,79
SEVILLA	1º	Regadío	1.346.655	3,97	Regadío	588.172	3,74	Regadío	160.518	3,84
	2º	Secano	861.065	7,72	Olivar	211.731	9,68	Olivar	62.897	9,51
	3º	Olivar	471.808	9,53	Secano	207.835	7,85	Secano	45.474	6,42
	4º	Industria de la madera	43.568	8,18	Industria de la madera	24.390	8,03	Industria de la madera	21.920	8,34
CÓRDOBA	1º	Olivar	1.184.780	10,29	Secano	305.738	6,37	Regadío	125.238	9,36
	2º	Secano	837.387	7,95	Regadío	266.131	9,50	Secano	75.123	5,90
	3º	Regadío	821.962	4,37	Olivar	44.184	10,16	Olivar	5.694	9,52
	4º	Industria aceite de oliva (orujillo)	219.396	10,77	Fronosas	6.562	16,70	Industria de la madera	2.709	4,99
HUELVA	1º	Secano	164.943	7,18	Regadío	91.520	3,73	Regadío	42.912	3,95
	2º	Fronosas	160.440	10,00	Secano	64.745	6,99	Secano	30.297	6,15
	3º	Regadío	145.882	4,36	Fronosas	28.843	9,87	Industria de la madera	5.089	8,25
	4º	Viñedo	71.904	9,22	Frutales	12.952	7,89	Frutales	3.251	7,17

ZONA CLIMÁTICA C1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
BILBAO	1º	Coníferas	717.264	15,92	Industria de la madera	299.510	9,21	Coníferas	48.626	17,80
	2º	Industria de la madera	456.872	9,03	Coníferas	275.726	16,13	Industria de la madera	47.050	8,92
	3º	Fronosas	291.225	12,41	Mezcla coníferas frondosas	43.062	17,24	Mezcla coníferas frondosas	15.199	17,73
	4º	Mezcla coníferas frondosas	133.341	15,87	Fronosas	38.073	18,01	Fronosas	11.272	18,41
EIBAR	1º	Coníferas	914.016	15,57	Coníferas	440.641	9,04	Coníferas	134.982	15,37
	2º	Industria de la madera	618.064	9,33	Industria de la madera	199.758	9,45	Industria de la madera	88.825	9,31
	3º	Fronosas	356.735	17,92	Fronosas	51.231	14,94	Industria de la madera (Corteza)	10.966	9,27
	3º	Mezcla coníferas frondosas	103.619	16,72	Mezcla coníferas frondosas	28.918	14,89	Fronosas	9.514	18,58
SAN SEBASTIAN	1º	Fronosas	469.584	19,11	Coníferas	132.820	11,60	Industria de la madera	62.222	9,04
	2º	Coníferas	447.804	15,87	Industria de la madera	100.785	9,32	Fronosas	61.401	16,15
	3º	Industria de la madera	335.104	9,48	Fronosas	67.700	15,40	Coníferas	26.707	17,29
	4º	Secano	82.518	7,37	Industria de la madera (Corteza)	12.174	9,56	Industria de la madera (Corteza)	7.565	9,24
SANTANDER	1º	Fronosas	267.065	17,51	Industria de la madera	72.137	8,55	Industria de la madera	33.572	8,60
	2º	Industria de la madera	230.681	9,44	Fronosas	43.120	16,71	Fronosas	5.508	14,84
	3º	Coníferas	156.306	16,39	Coníferas	7.335	16,25	Industria de la madera (Corteza)	2.698	9,50
	4º	Industria de la madera (Corteza)	26.783	9,74	Industria de la madera (Corteza)	6.867	9,69	Industria de la madera (otros subprod)	2.306	0,87
OVIEDO	1º	Fronosas	466.248	16,64	Fronosas	139.807	15,99	Fronosas	29.478	15,77
	2º	Industria de la madera	140.873	8,88	Industria de la madera	78.984	8,68	Matorral	3.133	9,03
	3º	Matorral	63.505	10,66	Matorral	20.633	10,53	Industria de la madera	2.782	7,69
	4º	Mezcla coníferas frondosas	45.920	14,90	Mezcla coníferas frondosas	17.518	14,16	Industria de la madera (otros subprod)	1.085	0,86
CANGAS DE NARCEA	1º	Fronosas	336.389	17,79	Fronosas	90.271	17,13	Matorral	20.940	10,63
	2º	Matorral	212.713	11,43	Matorral	75.776	10,97	Fronosas	14.014	16,08
	3º	Coníferas	100.973	13,09	Coníferas	12.434	12,97	Coníferas	5.175	13,27
	4º	Industria de la madera	85.612	9,43	Mezcla coníferas frondosas	11.262	14,57	Industria de la madera	2.779	9,14
CORUÑA	1º	Mezcla coníferas frondosas	364.456	13,76	Industria de la madera	109.441	8,76	Industria de la madera	49.001	8,71
	2º	Industria de la madera	271.147	9,02	Mezcla coníferas frondosas	95.710	13,63	Mezcla coníferas frondosas	26.530	13,57
	3º	Matorral	219.415	9,63	Matorral	31.634	10,38	Matorral	8.715	8,96
	4º	Coníferas	76.050	9,80	Industria de la madera (Corteza)	13.043	8,98	Industria de la madera (otros subprod)	5.337	1,09

ZONA CLIMÁTICA C1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
SANTIAGO DE COMPOSTELA	1ª	Mezcla coníferas frondosas	960.652	13,73	Mezcla coníferas frondosas	392.656	13,56	Mezcla coníferas frondosas	90.111	8,83
	2ª	Industria de la madera	352.678	9,16	Industria de la madera	120.265	9,06	Industria de la madera	59.077	9,06
	3ª	Matorral	291.446	9,27	Matorral	51.882	8,92	Matorral	13.986	13,05
	4ª	Fronchosas	59.305	14,75	Industria de la madera (Corteza)	14.696	9,23	Industria de la madera (Corteza)	7.217	9,23
PONTEVEDRA	1ª	Mezcla coníferas frondosas	690.011	14,54	Mezcla coníferas frondosas	186.581	14,84	Mezcla coníferas frondosas	55.935	13,83
	2ª	Industria de la madera	492.293	9,45	Industria de la madera	102.746	9,49	Matorral	22.752	8,88
	3ª	Matorral	137.135	8,72	Matorral	62.244	9,32	Industria de la madera	18.940	8,87
	4ª	Fronchosas	117.486	14,63	Fronchosas	22.419	15,22	Industria de la madera (Corteza)	2.261	9,13
BOIRO	1ª	Mezcla coníferas frondosas	664.373	14,44	Mezcla coníferas frondosas	195.828	14,13	Mezcla coníferas frondosas	52.717	14,09
	2ª	Industria de la madera	255.232	9,20	Industria de la madera	111.430	8,79	Industria de la madera	9.328	8,58
	3ª	Matorral	95.194	8,69	Matorral	14.952	9,39	Matorral	5.628	9,10
	4ª	Fronchosas	37.509	10,02	Industria de la madera (Corteza)	12.956	9,06	Industria de la madera (Corteza)	1.130	8,83
VIVEIRO	1ª	Mezcla coníferas frondosas	221.130	14,70	Mezcla coníferas frondosas	133.373	14,21	Mezcla coníferas frondosas	64.687	14,09
	2ª	Industria de la madera (otros subprod)	216.442	1,87	Industria de la madera	91.168	9,44	Industria de la madera	29.183	8,85
	3ª	Fronchosas	209.159	15,68	Fronchosas	52.172	16,10	Fronchosas	10.557	14,81
	4ª	Matorral	162.128	9,72	Coníferas	29.702	10,49	Matorral	5.091	10,33
ALCOY	1ª	Frutales	1.175.808	9,10	Frutales	173.085	9,23	Frutales	26.299	7,35
	2ª	Viñedo	161.881	10,14	Matorral	29.383	8,81	Coníferas	11.626	12,46
	3ª	Industria de la madera	98.742	8,84	Coníferas	28.238	11,74	Matorral	11.170	9,51
	4ª	Descascaradora (cáscara de almendra)	74.719	20,08	Descascaradora (cáscara de almendra)	26.417	18,46	Mezcla coníferas frondosas	6.040	14,23
YECLA	1ª	Viñedo	570.507	10,18	Viñedo	251.472	10,07	Viñedo	55.750	9,54
	2ª	Frutales	417.528	8,51	Frutales	71.885	8,44	Frutales	32.049	7,46
	3ª	Secano	189.638	6,72	Secano	10.066	6,86	Industria de la madera	7.297	1,43
	4ª	Regadío	173.047	3,86	Industria de la madera (otros subprod)	7.243	1,59	Matorral	1.900	6,35
CARAVACA	1ª	Secano	612.059	6,52	Secano	187.840	6,39	Regadío	72.762	2,85
	2ª	Regadío	492.000	3,24	Regadío	175.532	3,16	Secano	55.245	5,54
	3ª	Viñedo	192.838	9,83	Viñedo	27.759	10,24	Viñedo	2.173	9,12
	4ª	Olivar	103.463	9,76	Olivar	23.864	9,88	Olivar	1.367	9,39
IGUALADA	1ª	Secano	401.892	7,54	Viñedo	197.280	10,75	Viñedo	72.777	9,85
	2ª	Viñedo	353.633	9,87	Industria de la madera	86.644	7,79	Coníferas	22.125	12,52
	3ª	Industria de la madera	279.559	9,68	Coníferas	69.937	10,89	Secano	6.652	6,78
	4ª	Coníferas	267.069	13,05	Regadío	56.931	3,38	Matorral	6.632	7,95

ZONA CLIMÁTICA C3-C4		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
CORDOBA	1º	Olivar	1.130.925	10,22	Secano	267.474	7,50	Regadío	117.625	4,18
	2º	Secano	812.930	7,69	Regadío	248.553	4,15	Secano	56.010	7,36
	3º	Regadío	741.602	4,39	Olivar	55.151	10,40	Olivar	6.038	9,09
	4º	Descascaradora (cáscara de almendra)	219.396	10,97	Fronzosas	6.830	13,16	Industria de la madera	2.709	5,44
MONTILLA	1º	Olivar	2.026.581	10,16	Olivar	452.175	10,15	Olivar	89.009	9,79
	2º	Secano	1.080.726	7,66	Secano	321.119	7,65	Viñedo	81.848	9,49
	3º	Regadío	639.676	4,15	Viñedo	111.594	9,86	Viñedo	81.848	9,49
BAENA	1º	Olivar	2.978.523	10,42	Olivar	908.110	9,31	Olivar	233.061	10,26
	2º	Secano	743.965	8,04	Secano	173.010	7,62	Secano	30.693	7,49
	3º	Regadío	290.086	4,87	Viñedo	37.814	9,61	Regadío	8.923	3,93
	4º	Viñedo	124.503	10,37	Regadío	33.018	#N/D	Matorral	2.899	11,19
LUCENA	1º	Olivar	2.543.663	11,20	Olivar	923.695	10,70	Olivar	297.678	9,36
	2º	Secano	888.613	8,90	Viñedo	104.064	10,72	Viñedo	25.386	9,01
	3º	Regadío	354.387	5,63	Secano	58.187	8,41	Secano	9.192	7,62
	4º	Viñedo	126.125	10,23	Regadío	32.610	5,57	Regadío	7.950	4,70
GRANADA	1º	Olivar	788.003	9,95	Regadío	308.720	3,87	Regadío	149.144	3,62
	2º	Regadío	633.347	4,17	Olivar	190.436	10,23	Olivar	60.340	9,27
	3º	Secano	574.886	7,73	Secano	120.487	#N/D	Secano	21.098	7,11
	4º	Coníferas	197.549	16,56	Coníferas	71.209	16,68	Coníferas	14.212	16,73
GUADIX	1º	Secano	598.698	7,73	Secano	225.358	7,59	Regadío	74.631	3,94
	2º	Regadío	511.383	4,79	Regadío	131.739	4,25	Secano	69.368	7,43
	3º	Coníferas	331.464	17,11	Coníferas	101.302	17,06	Industria de la madera	14.508	4,95
	4º	Olivar	302.238	9,92	Frutales	34.677	8,82	Coníferas	10.806	13,77
BAZA	1º	Secano	675.108	8,11	Secano	233.045	7,84	Secano	70.067	7,44
	2º	Regadío	425.395	4,97	Regadío	106.105	4,69	Regadío	41.858	4,08
	3º	Coníferas	295.324	17,02	Matorral	50.701	2.030,41	Coníferas	10.179	16,51
	4º	Olivar	95.604	10,32	Matorral	50.701	2.030,41	Coníferas	10.179	16,51
JAÉN	1º	Olivar	3.046.649	9,30		875.313	9,19		214.011	10,10
	2º	Secano	541.021	7,54		119.023	15,25	Secano	23.382	7,26
	3º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	429.989	17,00	Secano	112.236	7,50	Regadío	21.740	3,88
	4º	Regadío	341.312	3,90		88.840	3,76		12.494	17,53
BAILÉN	1º	Olivar	2.105.447	9,96	Olivar	519.197	9,19	Olivar	173.981	10,04
	2º	Industria aceite oliva (orujillo)	437.862	11,13	Regadío	150.235	4,58	Industria aceite oliva (orujillo)	35.326	10,93
	3º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	392.935	15,09	aceite oliva	139.446	10,77	Regadío	26.607	4,27
	4º	Regadío	290.898	4,60	Secano	116.590	7,70	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	24.500	14,59
BAEZA	1º	Olivar	2.258.308	10,26	Olivar	833.533	9,55	Olivar	231.465	10,25
	2º	Secano	471.116	8,18	Industria aceite oliva (orujillo)	268.667	11,46	Industria aceite oliva (orujillo)	129.220	11,05
	3º	Industria aceite oliva (orujillo)	389.520	11,50	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	197.830	14,98	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	105.614	14,57
	4º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	362.634	17,22	Secano	139.139	7,80	Secano	30.854	7,58

ZONA CLIMÁTICA C3-C4		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
TOLEDO	1º	Secano	706.507	6,53	Secano	221.228	6,40	Regadío	45.584	2,73
	2º	Regadío	463.684	3,35	Regadío	190.914	3,09	Secano	36.051	5,99
	3º	Olivar	128.280	9,31	Olivar	32.628	9,89	Olivar	11.333	10,01
	4º	Viñedo	121.710	9,87	Viñedo	15.426	9,85	Matorral	2.977	7,95
TALAVERA	1º	Secano	437.892	6,50	Regadío	187.743	2,92	Regadío	132.453	2,52
	2º	Regadío	261.169	3,37	Secano	141.848	6,58	Secano	20.912	6,01
	3º	Olivar	88.201	9,93	Fronosas	17.765	12,88	Industria de la madera	15.221	2,18
	4º	Fronosas	61.207	13,44	Industria de la madera	15.346	8,59	Fronosas	1.933	10,05
CÁCERES	1º	Fronosas	357.859	14,67	Fronosas	149.571	14,66	Fronosas	67.040	14,09
	2º	Dehesas	204.339	10,35	Secano	90.771	7,17	Secano	24.539	6,55
	3º	Secano	180.390	7,18		43.759	10,25	Regadío	15.554	4,34
	4º	Matorral	72.921	8,82	Regadío	24.223	4,52	Dehesas	5.227	9,64
PLASENCIA	1º	Regadío	1.188.380	4,33	Regadío	459.217	4,52	Regadío	55.713	4,62
	2º	Fronosas	173.929	15,29		70.429	9,95	Dehesas	26.935	9,74
	3º	Dehesas	135.763	10,19	Fronosas	59.177	15,24	Fronosas	12.722	13,14
	4º	Olivar	110.393	9,58	Frutales	27.741	8,39	Matorral	7.995	6,75
NAVALMORAL DE LA MATA	1º	Regadío	570.100	4,71	Regadío	403.629	4,76	Regadío	83.378	4,41
	2º	Fronosas	159.736	15,57	Secano	37.739	7,07	Secano	8.194	6,62
	3º	Secano	154.663	6,86	Matorral	25.261	8,24	Fronosas	4.320	10,10
	4º	Dehesas	122.318	10,40	Fronosas	16.453	11,94	Dehesas	2.866	6,57
BADAJOZ	1º	Regadío	995.693	4,33	Regadío	496.444	4,52	Regadío	146.097	4,62
	2º	Secano	665.356	5,58	Secano	209.764	5,83	Secano	48.464	4,75
	3º	Olivar	135.167	9,29	Frutales	33.183	7,89	Frutales	14.176	7,48
	4º	Viñedo	132.097	9,56	Arroz (Paja)	27.117	5,27	Arroz (Paja)	12.515	4,28
ZAFRA	1º	Secano	524.339	7,03	Secano	191.094	7,90	Secano	54.434	6,92
	2º	Viñedo	236.863	9,52	Olivar	22.333	10,39	Dehesas	5.019	10,23
	3º	Regadío	90.263	4,42	aceite de oliva (hueso)	10.725	17,28	Olivar	3.799	9,71
	4º	Dehesas	63.249	7,95		6.951	9,67	Viñedo	1.993	9,94

ZONA CLIMÁTICA D1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
PALENCIA	1º	Secano	2.175.832	7,29	Regadío	547.905	3,60	Regadío	198.942	3,45
	2º	Regadío	1.240.737	3,79	Secano	443.920	7,01	Secano	104.503	6,78
	3º	Matorral	42.726	7,33	Matorral	13.030	7,61	Coníferas	9.591	9,68
	4º	Fronosas	32.558	11,49	Fronosas	11.688	10,98	Fronosas	3.872	9,96
LALÍN	1º	Mezcla coníferas frondosas	539.545	14,00	Mezcla coníferas frondosas	126.881	10,30			
	2º	Industria de la madera	362.727	9,88	Industria de la madera	94.660	9,54			
	3º	Matorral	248.547	9,91	Matorral	44.247	7,89			
	4º	Fronosas	192.912	16,24	Fronosas	33.845	11,22			
LUGO	1º	Fronosas	288.550	15,01	Fronosas	122.576	14,69			
	2º	Matorral	243.350	9,48	Mezcla coníferas frondosas	66.149	13,50			
	3º	Mezcla coníferas frondosas	121.366	14,10	Matorral	37.573	9,11			
	4º	Industria de la madera	98.088	9,27	Industria de la madera	33.164	8,83			
MONFORTE DE LEMOS	1º	Matorral	342.556	10,17	Matorral	124.162	9,85			
	2º	Fronosas	269.029	16,30	Fronosas	85.839	15,82			
	3º	Industria de la madera	232.804	9,75						
	4º	Coníferas	117.960	10,64						
VILALBA	1º	Industria de la madera	355.771	9,62	Fronosas	80.348	15,25			
	2º	Fronosas	318.399	16,12	Matorral	64.927	9,54			
	3º	Mezcla coníferas frondosas	296.936	15,18	Industria de la madera	26.818	8,73			
	4º	Matorral	198.756	9,96	Coníferas	17.189	9,69			
IBI	1º	Frutales	719.066	9,59	Frutales	158.037	9,52			
	2º	Viñedo	267.962	11,17	Descascaradoras (cáscara almendra)	68.457	21,26			
	3º	Industria de la madera	94.401	8,78	Coníferas	28.656	11,16			
	4º	Descascaradoras (cáscara almendra)	68.457	21,26	Matorral	26.695	9,10			
REQUENA	1º	Viñedo	440.379	9,75	Viñedo	220.482	9,57	Viñedo	95.968	9,88
	2º	Coníferas	257.176	11,91	Coníferas	62.290	10,98	Matorral	16.337	8,69
	3º	Frutales	240.114	8,83	Matorral	61.018	9,22	Regadío	1.755	5,89
	4º	Matorral	204.029	8,90	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	26.583	33,71	Coníferas	853	10,30
MANLLEU	1º	Secano	628.237	7,52	Secano	234.632	7,27			
	2º	Fronosas	567.951	18,34	Fronosas	185.705	18,29			
	3º	Coníferas	493.751	14,12	Coníferas	92.854	13,76			
	4º	Industria de la madera	365.653	10,16	Mezcla coníferas frondosas	80.334	15,80			
OLOT	1º	Fronosas	867.976	18,80	Fronosas	366.105	17,10		106.164	16,24
	2º	Secano	601.662	6,79	Secano	102.083	6,71	Secano	47.533	6,40
	3º	Coníferas	329.102	14,32	Coníferas	50.505	13,40	Coníferas	6.286	13,12
	4º	Industria de la madera	198.411	9,13	Industria de la madera	46.897	9,67	Matorral	5.142	10,54
PAMPLONA	1º	Secano	1.093.882	7,41	Secano	476.191	7,21	Secano	226.766	7,02
	2º	Fronosas	801.513	18,75	Fronosas	134.893	17,84	Industria de la madera	20.098	8,33
	3º	Mezcla coníferas frondosas	180.033	16,83	Coníferas	58.059	13,57	Fronosas	7.664	16,44
	4º	Coníferas	159.745	14,26	Mezcla coníferas frondosas	37.086	16,02	Coníferas	7.012	13,06
TUDELA	1º	Regadío	1.660.913	4,04	Regadío	463.196	4,08	Regadío	168.193	3,97
	2º	Secano	852.523	7,13	Secano	233.963	7,12	Secano	99.385	6,99
	3º	Fronosas	76.357	16,56	Industria de la madera	19.051	8,06	Frutales	4.320	7,38
	4º	Coníferas	75.979	13,67	Frutales	10.673	8,06	Viñedo	1.111	9,97
VITORIA	1º	Secano	1.121.694	7,75	Secano	435.787	7,38	Secano	209.151	6,83
	2º	Coníferas	647.014	15,58	Fronosas	181.749	14,23	Fronosas	34.584	13,92
	3º	Fronosas	625.501	17,56	Coníferas	60.091	11,43	Industria de la madera	30.509	7,72
	4º	Industria de la madera	427.539	9,54	Industria de la madera	36.166	7,91	Industria de la madera (otros subprod)	1.987	3,90

ZONA CLIMÁTICA D2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
LOJA	1ª	Olivar	1.932.202	10,17	Secano	153.894	7,76	Olivar	138.829	8,91
	2ª	Regadío	513.279	4,46	Regadío	109.999	4,35	Regadío	35.531	3,97
	3ª	Secano	509.173	7,92	industria aceite oliva (hueso aceituna)	54.240	16,33	Secano	33.434	7,27
	4ª	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	364.075	11,72	Fronosas	8.369	15,83	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	15.070	15,43
CUENCA	1ª	Secano	644.517	6,68	Secano	142.389	6,32	Secano	54.468	5,97
	2ª	Coníferas	511.953	14,06	Coníferas	129.066	13,20	Industria de la madera	28.954	8,98
	3ª	Matorral	349.134	9,23	Matorral	92.047	8,88			
TERUEL	1ª	Regadío	448.538	3,44	Regadío	228.887	2,96	Regadío	40.383	3,13
	2ª	Matorral	392.774	9,56	Secano	104.960	6,25	Secano	39.516	6,10
	3ª	Secano	390.158	6,65	Matorral	86.694	9,22	Industria de la madera	21.925	9,11
	4ª	Coníferas	383.935	13,50	Coníferas	82.552	13,28	Fronosas	16.188	15,27
HUESCA	1ª	Regadío	1.081.693	3,41	Regadío	309.262	3,69	Secano	85.601	6,27
	2ª	Secano	730.069	6,93	Secano	269.312	6,75	Regadío	80.355	3,13
	3ª	Coníferas	222.326	13,97	Fronosas	18.716	18,52	Fronosas	3.044	12,09
	4ª	Matorral	153.514	10,28	Coníferas	15.565	14,82	Frutales	899	8,35
BARBASTRO	1ª	Regadío	1.938.418	3,79	Regadío	437.238	3,41	Regadío	139.230	3,30
	2ª	Secano	462.949	6,93	Secano	117.305	6,56	Secano	17.815	6,22
	3ª	Matorral	202.287	9,79	Fronosas	31.764	15,66	Industria de la madera	5.789	8,70
	4ª	Fronosas	172.115	17,64	Coníferas	24.726	11,81	Matorral	4.128	6,17
LOGROÑO	1ª	Secano	1.666.113	7,82	Secano	510.299	7,56	Matorral	34.058	11,68
	2ª	Fronosas	529.966	17,48	Industria de la madera	112.937	9,22	Fronosas	24.009	17,71
	3ª	Industria de la madera	237.822	9,79	Regadío	63.708	4,54	coníferas	7.764	18,64
	4ª	Regadío	133.678	4,97	Fronosas	37.184	17,04	Coníferas	6.294	16,28
CALAHORRA	1ª	Secano	1.620.967	7,62	Secano	410.105	7,33	Secano	64.171	7,31
	2ª	Regadío	687.499	4,77	Regadío	247.671	4,71	Regadío	42.003	4,35
	3ª	Industria de la madera	121.330	9,54	Frutales	25.940	8,34	Industria de la madera	13.529	9,50
	4ª	Matorral	70.470	10,73	Frutales	25.940	8,34	Industria de la madera	13.529	9,50
SEGOVIA	1ª	Secano	920.653	6,88	Secano	305.198	6,80	Secano	81.342	6,44
	2ª	Coníferas	305.194	13,46	Coníferas	84.074	16,29	Industria de la madera	21.478	9,10
	3ª	Industria de la madera	188.269	10,10	Matorral	32.318	9,10	Matorral	8.943	8,07
	4ª	Matorral	175.556	10,04	Industria de la madera	27.548	9,09		3.157	12,38
SALAMANCA	1ª	Secano	1.384.183	7,05	Secano	400.296	7,03	Secano	121.029	6,51
	2ª	Regadío	396.253	3,48	Regadío	260.907	3,91	Regadío	65.227	3,42
	3ª	Fronosas	265.120	15,50	Fronosas	40.669	14,03		8.632	13,21
	4ª	Dehesas	222.180	11,10	Dehesas	38.094	9,50		4.944	9,12
MEDINA DEL CAMPO	1ª	Secano	2.269.351	7,01	Secano	599.460	7,30	Secano	155.078	6,79
	2ª	Regadío	460.868	3,48	Regadío	69.100	4,15	Regadío	10.192	3,56
	3ª	Coníferas	149.191	13,18	Coníferas	32.493	10,79	Coníferas	8.413	9,34
	4ª	Industria de la madera	88.176	9,09	Viñedo	9.586	10,25	Viñedo	1.122	10,40

ZONA CLIMÁTICA D2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
VALLADOLID	1º	Secano	1.997.763	7,17	Secano	459.523	7,04	Secano	108.149	6,57
	2º	Regadío	987.779	3,75	Regadío	229.721	3,36	Regadío	93.356	3,27
	3º	Coníferas	132.542	12,88	Coníferas	40.558	12,67	Industria de la madera	28.632	8,86
	4º	Industria de la madera	77.428	8,94	Industria de la madera	28.660	8,85	Frondosas	10.953	13,70
ZAMORA	1º	Secano	1.576.127	7,17	Secano	464.359	7,10	Regadío	136.138	2,89
	2º	Regadío	408.687	3,75	Regadío	199.707	3,29	Secano	110.093	6,59
	3º	Matorral	85.559	9,04	Frondosas	17.208	14,01	Coníferas	3.808	14,55
	4º	Frondosas	82.376	14,40	Matorral	10.710	11,16	Matorral	1.617	10,27
BENAVENTE	1º	Regadío	1.579.287	3,54	Regadío	490.407	3,50	Regadío	224.130	3,22
	2º	Secano	1.530.585	7,17	Secano	364.133	6,97	Secano	67.879	6,57
	3º	Frondosas	139.145	13,50	Frondosas	49.020	13,08	Industria de la madera	35.211	8,81
	4º	Industria de la madera	125.398	9,39	Industria de la madera	35.232	8,81	Frondosas	10.761	11,96
BÉJAR	1º	Frondosas	352.134	16,01	Frondosas	109.006	15,56	Frondosas	16.822	14,91
	2º	Regadío	339.313	4,33	Matorral	38.507	9,87	Industria de la madera	12.032	9,28
	3º	Dehesas	162.808	12,11	Frutales	37.713	8,84	Dehesas	9.589	10,33
	4º	Matorral	102.971	10,12	Industria de la madera	30.074	8,58	Matorral	8.658	8,84

ZONA CLIMÁTICA E1	R=60 km			R=30 km			R=15 km		
	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
AVILA	Secano	901.968	8,81	Secano	208.764	7,41	Secano	26.855	6,40
	Coníferas	139.890	16,17	Fronosas	31.946	13,99	Fronosas	12.538	13,02
	Fronosas	120.671	16,15	Matorral	13.300	8,87			
	Matorral	66.433	10,22	Coníferas	4.834	14,81			
ARANDA DE DUERO	Secano	1.593.749	7,31	Secano	321.093	7,17	Regadío	135.957	3,36
	Regadío	796.990	3,83	Regadío	305.751	3,58	Secano	57.963	6,78
	Coníferas	155.937	14,05	Coníferas	39.023	13,22	Mezcla coníferas frondosas	7.886	12,13
	Fronosas	121.817	13,71	Mezcla coníferas frondosa	25.652	13,20	Coníferas	6.690	11,13
BURGOS	Secano	1.378.448	7,04	Secano	453.569	6,95	Secano	132.816	6,58
	Fronosas	332.023	14,82	Regadío	97.025	3,52	Industria de la madera	35.434	8,91
	Regadío	206.891	3,62	Fronosas	47.247	13,74	Regadío	32.206	3,28
	Coníferas	95.950	15,28	Industria de la madera	42.478	8,99	Industria de la madera (Cortez)	4.261	9,14
MIRANDA DE EBRO	Secano	1.497.891	7,44	Secano	510.353	7,19	Secano	135.512	6,92
	Fronosas	445.490	16,63	Fronosas	65.458	15,59	Regadío	20.467	5,90
	Industria de la madera	226.031	9,41	Industria de la madera	33.865	8,91	Fronosas	9.105	11,38
	Coníferas	193.089	15,55	Coníferas	27.575	15,30	Industria de la madera	4.326	8,79
SORIA	Secano	960.021	7,25	Secano	276.764	7,13	Secano	78.450	6,75
	Coníferas	399.019	15,49	Mezcla coníferas frondosa	75.248	15,36	Industria de la madera	25.878	7,85
	Fronosas	240.794	15,60	Fronosas	58.161	15,03	Fronosas	15.754	14,29
	Matorral	228.889	9,76	Coníferas	45.788	15,20	Matorral	14.085	8,81
PONFERRADA	Fronosas	303.426	16,91	Industria de la madera	82.632	9,01			
	Matorral	263.341	10,68	Fronosas	70.091	16,06			
	Coníferas	161.042	15,63	Matorral	68.263	10,02			
	Industria de la madera	127.261	9,35	Coníferas	39.935	15,56			
LEON	Regadío	1.439.067	3,84	Regadío	305.343	3,83	Secano	95.608	6,59
	Secano	852.188	7,09	Secano	246.968	6,72	Regadío	52.385	3,36
	Fronosas	298.305	15,39	Fronosas	53.452	14,24	Industria de la madera	35.041	8,77
	Industria de la madera	154.600	8,93	Industria de la madera	51.233	8,83	Industria de la madera (Cortez)	4.404	8,65