

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la energía

Integración de sistemas basados en ciclos ORC en
viviendas

Autor: Juan José Hernández Puertas

Tutor: Ricardo Chacartegui Ramírez

Dep. Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la energía

Integración de sistemas basados en ciclos ORC en viviendas

Autor:

Juan José Hernández Puertas

Tutor:

Ricardo Chacartegui Ramírez

Profesor titular

Dep. Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Autor: Juan José Hernández Puertas

Tutor: Ricardo Chacartegui Ramírez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis amigos

A mi madre Encarmi

A mi padre Juan José

Y a mis hermanos Ana y Jorge

Agradecimientos

Este trabajo significa la conclusión del grado por esto aprovecho este espacio para agradecer a todas esas persona que me han ayudado en estos cuatro años desde mis compañeros de clase a profesores. Una mención especial para mis amigos y mi familia que tanto me han ayudado y apoyado.

Juan José Hernández Puertas

Sevilla, 2016

Resumen

En este documento hablaremos sobre la tecnología de los ciclors ORC en el sector residencial en Sevilla. Para ello se ha realizado un estudio para seleccionar las condiciones del ciclo, los componentes y modos de operación para ayudarnos a conocer cual se adaptaría mejor a Sevilla y a este tipo de clima en general. Además analizaremos parámetros claves en el funcionamiento de este tipo de instalaciones como el grado de satisfacción de la demanda, el funcionamiento a carga parcial y almacenamiento disponible. Posteriormente extrapolaremos nuestras instalaciones a distintos lugares del mediterráneo y Sudamérica para realizar una comparación haciendo especial hincapié en el grado de satisfacción de la demanda y la rentabilidad de la implantación de un sistema ORC en los lugares estudiados.

Abstract

This document will discuss the ORC technology to residential sector in Sevilla. To this end, it has conducted a study to select cycle conditions, the components and operation modes to help us know which would best meet Seville and this kind of weather in general. In addition, we analyze key parameters in the operation of such facilities as the degree of satisfaction of demand, partial load operation and storage available. Then, we extrapolate our facilities to locations around the Mediterranean and South America to make a comparison with particular emphasis on the degree of satisfaction of the demand and profitability of the implementation of an ORC system in the areas studied.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xiv
Índice de Tablas	xvi
Índice de Figuras	xix
Notación	xiii
1 Introducción	11
1.1. Estudios del arte	11
1.2. Aplicaciones	14
1.3. Comparación con el ciclo Rankine de vapor	16
1.4. Bloque de potencia	16
1.4.1 Bomba	17
1.4.2 Turbina	18
1.4.3 Evaporador	18
1.4.4 Regenerador	18
1.4.5 Condensador	18
1.5. Almacenamiento	19
1.5.1 Almacenamiento por calor sensible	19
1.5.2 Almacenamiento por calor latente	19
1.5.3 Almacenamiento químico	19
2 Selección del fluido de trabajo	20
2.1. Análisis termodinámico	20
2.2. Características de los fluidos	30
2.3. Normativa medioambiental y seguridad respecto a los fluidos de trabajo	31
2.4. Economía	33
2.5. Conclusiones	34
3 Análisis de sensibilidad del comportamiento de diferentes instalaciones en Sevilla	34
3.1. Estrategias de operación	34
3.1.1. Ciclo ORC con potencia nominal de 250 watos	37
3.1.2. Ciclo ORC con potencia nominal de 700 watos	46
3.1.3. Ciclo ORC con recuperador de calor	54
3.1.4. Ciclo como bomba de calor	77
4 Dimensionado de componentes	87
4.1. Evaporador	87
4.2. Recalentamiento	92
4.3. Condensador	95

4.4. Turbina	98
5 Extrapolación del sistema a diferentes localizaciones	106
5.1. Extrapolación en zonas de clima mediterráneo para ORC con recuperador	106
5.2. Extrapolación en zonas de sudamérica del ORC con recuperador e India	117
5.2.1. Brasilia	117
5.2.2. Buenos Aires	120
5.2.3. Antofagasta	121
5.2.4. Bombay	123
5.3. Extrapolación en zonas del mediterráneo de la bomba de calor	127
5.3.1. Atenas	127
5.3.2. Marsella	131
5.3.3. Nápoles	133
6 Análisis económico	135
6.1. Costes del sistema de referencia	135
3.1.1. Costes del bloque de potencia	135
3.1.2. Coste del colector solar	136
3.1.3. Coste de almacenamiento	136
6.2. Análisis económico del sistema de referencia	136
6.3. Análisis económico del sistema con recuperador en Sevilla	137
6.4. Análisis económico del sistema con recuperador en distintas localizaciones	138
6 Conclusión	142
Referencias	147

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2a.Hipótesis de selección de fluido	21
Tabla 2b.Condiciones de trabaja de algunos fluidos	21
Tabla 2c. Análisis R113	23
Tabla 2d. Análisis Tolueno	24
Tabla 2e. Análisis Propileno	25
Tabla 2f. Análisis R124	26
Tabla 2g. Análisis R123	27
Tabla 2h. Análisis R245fa	28
Tabla 2i. Análisis Pentano	29
Tabla 2j. Resumen análisis de los fluidos	29
Tabla 2.3 Parámetros GWP y ODP	32
Tabla 2.5 Resumen Selección del fluido de trabajo	34
Tabla 3.1 Condiciones de referencia	36
Tabla 3.1a Condiciones de operación ciclo ORC de 250 w	39
Tabla 3.1.1b Comportamiento del ORC 250 w en Enero	40
Tabla 3.1.1m Parámetros anuales	46
Tabla 3.1.2a Condiciones en el ciclo ORC con recalentamiento	47
Tabla 3.1.2o Comportamiento del ORC con recalentamiento Anual	54
Tabla 3.1.3.1m Comportamiento del ORC con recuperador Anual	63
Tabla 3.1.3.1n Rango de gastos máxicos durante el funcionamiento	63
Tabla 3.1.3.3 Propiedades físicas del material PCM	73
Tabla 3.1.4a Condiciones del ciclo de la bomba de calor	77
Tabla 3.1.4b Parámetros característicos del ciclo de la bomba de calor	78
Tabla 3.1.4c Propiedades físicas del A52	83

Tabla 3.1.4d Rango de gastos en el ciclo ORC bomba de calor (Producción calor)	83
Tabla 3.1.4e Rango de gastos en el ciclo ORC bomba de calor (Producción frío)	86
Tabla 4.1a Condiciones de operación del evaporador	89
Tabla 4.1b Propiedades calóricas del aceite	90
Tabla 4.1c Parámetros del aceite en el evaporador	91
Tabla 4.1e Características del evaporador	91
Tabla 4.2a Condiciones de operación del primer recalentamiento	92
Tabla 4.2b Longitudes características y Parámetros del aceite	92
Tabla 4.2c Parámetros calóricos del R245	93
Tabla 4.2d Características del 1º recalentamiento	93
Tabla 4.2e Dimensionamiento del recalentador	93
Tabla 4.3a Condiciones de operación en el Condensador	94
Tabla 4.3b Longitudes características y Parámetros del agua en el condensador con placas	95
Tabla 4.3c Parámetros calóricos del R245 en el condensador de placas	96
Tabla 4.3d Características del condensador de placas	96
Tabla 4.3f Configuración de los tubos en el condensador	97
Tabla 4.3g Prestaciones del condensador carcass y tubo VS condensador de placas	98
Tabla 4.4a Condiciones de entrada y salida del expander	99
Tabla 4.4b Hipótesis de diseño	100
Tabla 4.4c Triángulos de velocidades del expander	101
Tabla 4.4d Geometría del rotor	102
Tabla 4.4e Condiciones de entrada y salida 1º escalonamiento	103
Tabla 4.4f Triángulos de velocidades en el 1º escalonamiento	104
Tabla 4.4g Geometría del rotor en el 1º escalonamiento	
Tabla 4.4h Condiciones de trabajo y geometría de los escalonamientos de la turbina	105
Tabla 5.3 Demanda diaria por unidad de superficie	127
Tabla 5.2a Parámetros anuales en Brasilia	119
Tabla 5.2b Parámetros anuales en Buenos Aires	121
Tabla 5.2c Parámetros anuales en Antofagasta	123
Tabla 5.2d Parámetros anuales en Bombay	125
Tabla 6.1.1a Parámetros de costes de intercambiadores	136
Tabla 6.1.1b Costes del evaporador y recalentadores	137
Tabla 6.2.2 Parámetros económicos	138
Tabla 6.3 Costes del sistema ORC con recuperador de 1,5 kw	138
Tabla 6.4 Precio y Producción eléctrica en las distintas zonas	139

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1a Esquema ciclo ORC con recuperador	12
Figura 1.1b Diagrama T-S ORC	12
Figura 1.1c Diagrama T-S agua y tolueno	13
Figura 1.2.1 Esquema ORC biomasa	14
Figura 1.2.2 Esquema ORC geotermia	15
Figura 1.2.3 Esquema ORC Solar	15
Figura 1.3 Compañías de saturación del agua y fluidos orgánicos	16
Figura 1.4 Componentes de potencia	17
Figura 2.1a. Esquema ORC	21
Figura 2.1b. Diagrama T-S R113	22
Figura 2.1c Diagrama T-S Tolueno	23
Figura 2.1d Diagrama T-S Propileno	24
Figura 2.1e Diagrama T-S R124	25
Figura 2.1f Diagrama T-S R123	26
Figura 2.1g Diagrama T-S R245fa	27
Figura 2.1. Diagrama T-S Pentano	28
Figura 2.2 Diagrama T-S de distintos fluidos y gráfico eficiencia VS Temperatura de evaporación	30
Figura 2.3 Parámetros GWP y GWP	31
Figura 2.4a Coste VS Eficiencia	33
Figura 2.4b Diagrama Coste VS Condiciones operación	33
Figura 3.1a Tipos de terreno en la geotermia	35
Figura 3.1b Profundidad VS Temperatura	35
Figura 3.1c Radiación horaria en Sevilla	36
Figura 3.1.1 Esquema de la instalación ORC 250 y 700 wátios	38
Figura 3.1.1a Diagrama T-S ciclo ORC de 250 w de potencia nominal	38
Figura 3.1.1b Variación del rendimiento de la turbina respecto a la carga	39
Figura 3.1.1c Producción VS Demanda en Enero y Febrero	41
Figura 3.1.1d Producción VS Demanda en Marzo y Abril	41
Figura 3.1.1e Producción VS Demanda en Mayo, Junio, Julio y Agosto	42
Figura 3.1.1f Producción VS Demanda en Septiembre y Octubre	43
Figura 3.1.1g Producción VS Demanda en Noviembre y Diciembre	43
Figura 3.1.1h Gasto de agua en el condensador ORC 250 wátios	44
Figura 3.1.1i Consumo de auxiliar para mover el agua de condensado ORC 250 wátios	44
Figura 3.1.1j Consumo de bomba ORC 250 wátios	45
Figura 3.1.1k Rendimiento global ORC 250 wátios	45
Figura 3.1.2a Diagrama T-S ciclo ORC con recalentamiento	47
Figura 3.1.2b Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Enero, Febrero y Diciembre	48
Figura 3.1.2c Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Marzo y Abril	49
Figura 3.1.2d Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Mayo, Junio, Julio y Agosto	50

Figura 3.1.2e Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Septiembre, Octubre y Noviembre	51
Figura 3.1.2f Gasto de agua de condensado en ORC 700 watos	52
Figura 3.1.2g Consumo de la bomba auxiliar del condensador en ORC 700 watos	52
Figura 3.1.2h Consumo de la bomba del ORC 700 watos	53
Figura 3.1.2i Rendimiento global del ORC 700 watos	53
Figura 3.1.3a Esquema de la instalación con recuperador	55
Figura 3.1.3b Diagrama T-S del ciclo ORC con recuperador de calor	55
Figura 3.1.3.1b Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Enero, Febrero y Diciembre	56
Figura 3.1.3.1c Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Marzo, Abril y Mayo	57
Figura 3.1.3.1d Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Junio, Julio y Agosto	58
Figura 3.1.3.1e Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Septiembre, Octubre y Noviembre	59
Figura 3.1.3.1f Producción VS Gasto de agua en el condensador ORC 1,5 kw con recuperador	60
Figura 3.1.3.1g Comparativa de gasto de R-345fa en el mes de Julio	60
Figura 3.1.3.1h Consumo de bomba auxiliar del condensador ORC 1,5 kw con recuperador	61
Figura 3.1.3.1i Consumo de bomba ORC 1,5 kw con recuperador	61
Figura 3.1.3.1j Rendimiento global ORC 1,5 kw con recuperador	61
Figura 3.1.3.1k Producción diaria típica mensual del ciclo ORC con recuperador	61
Figura 3.1.3.1l Porcentaje de ahorro mensual	62
Figura 3.1.3.1m Gastos de aceite térmico y agua presurizada en un día típico de Julio en Sevilla	63
Figura 3.1.3.2a Comportamiento del ORC con recuperador en Enero	65
Figura 3.1.3.2b Comportamiento del ORC con recuperador en Febrero	65
Figura 3.1.3.2c Comportamiento del ORC con recuperador en Marzo	66
Figura 3.1.3.2d Comportamiento del ORC con recuperador en Abril	66
Figura 3.1.3.2e Comportamiento del ORC con recuperador en Mayo	67
Figura 3.1.3.2f Comportamiento del ORC con recuperador en Junio	67
Figura 3.1.3.2g Comportamiento del ORC con recuperador en Julio	68
Figura 3.1.3.2h Comportamiento del ORC con recuperador en Agosto	68
Figura 3.1.3.2i Comportamiento del ORC con recuperador en Septiembre	69
Figura 3.1.3.2j Comportamiento del ORC con recuperador en Octubre	69
Figura 3.1.3.2k Comportamiento del ORC con recuperador en Noviembre	70
Figura 3.1.3.2l Comportamiento del ORC con recuperador en Diciembre	70
Figura 3.1.3.2m Producción diaria típica mensual del ciclo ORC con recuperador	71
Figura 3.1.3.2n Ahorro mensual en ciclo ORC con recuperador y producción ACS	71
Figura 3.1.3.3 Esquema instalación de ORC con almacenamiento térmico	72
Figura 3.1.3.3a Demandas diarias medias de calefacción	73
Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Enero	74
Figura 3.1.3.3b Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Febrero	74
Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Marzo	75

Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Noviembre	75
Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Diciembre	75
Figura 3.1.3.3a Volumen de A118 requerido horariamente	76
Figura 3.1.4a Esquema bomba de calor	77
Figura 3.1.4a Esquema bomba de calor	78
Figura 3.1.4c Demanda de calefacción diaria	79
Figura 3.1.4d Comportamiento de la bomba de calor en Enero	79
Figura 3.1.4e Comportamiento de la bomba de calor en Febrero	80
Figura 3.1.4f Comportamiento de la bomba de calor en Marzo	80
Figura 3.1.4g Comportamiento de la bomba de calor en Noviembre	81
Figura 3.1.4h Comportamiento de la bomba de calor en Diciembre	81
Figura 3.1.4i Producción VS Apoyo auxiliar diario	82
Figura 3.1.4j Consumo del compresor para la producción de calor (bomba de calor)	82
Figura 3.1.4k Volumen diario de A52	83
Figura 3.1.4l Demanda diaria de frío en Sevilla	84
Figura 3.1.4m Comportamiento de la bomba de calor en Junio	84
Figura 3.1.4n Comportamiento de la bomba de calor en Julio	85
Figura 3.1.4o Comportamiento de la bomba de calor en Agosto	85
Figura 3.1.4p Comportamiento de la bomba de calor en Septiembre	86
Figura 3.1.4q Producción frío VS Consumo del compresor	86
Figura 4.1 Intercambiador de placas	88
Figura 4.3a Intercambiador de placas	95
Figura 4.3b Intercambiador carcasa y tubo	97
Figura 4.4a Turbina radial	98
Figura 4.4b Diagrama T-S del ciclo con un escalonamiento	99
Figura 4.4c Triángulos de velocidades	100
Figura 4.4d Diagrama T-S con 4 escalonamientos	103
Figura 4.4e Geometría del rotor	105
Figura 5.1a Ubicación de las zonas de clima mediterráneo	106
Figura 5.1b Radiación típica diaria de cada mes en Atenas	107
Figura 5.1c Radiación típica diaria de cada mes en Nápoles	107
Figura 5.1d Radiación típica diaria de cada mes en Marsella	108
Figura 5.1e Producción de energía en las zonas mediterráneas en Enero	108
Figura 5.1f Producción de energía en las zonas mediterráneas en Febrero	109
Figura 5.1g Producción de energía en las zonas mediterráneas en Marzo	109
Figura 5.1h Producción de energía en las zonas mediterráneas en Abril	110
Figura 5.1i Producción de energía en las zonas mediterráneas en Mayo	110
Figura 5.1j Producción de energía en las zonas mediterráneas en Junio	111
Figura 5.1k Producción de energía en las zonas mediterráneas en Julio	111

Figura 5.1l Producción de energía en las zonas mediterráneas en Agosto	111
Figura 5.1m Producción de energía en las zonas mediterráneas en Septiembre	112
Figura 5.1n Producción de energía en las zonas mediterráneas en Octubre	112
Figura 5.1o Producción de energía en las zonas mediterráneas en Noviembre	113
Figura 5.1p Producción de energía en las zonas mediterráneas en Diciembre	113
Figura 5.1r Producción diaria en Atenas	114
Figura 5.1s Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Atenas	114
Figura 5.1t Producción diaria en Nápoles	115
Figura 5.1u Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Nápoles	115
Figura 5.1v Producción diaria en Marsella	116
Figura 5.1w Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Marsella	116
Figura 5.2 Zonas de Sudamérica estudiadas	117
Figura 5.2a Radiación típica diaria de cada mes en Brasilia	118
Figura 5.2b Producción diaria en Brasilia	118
Figura 5.2c Tiempo de funcionamiento a plena carga en Brasilia	119
Figura 5.2d Radiación típica diaria de cada mes en Buenos Aires	120
Figura 5.2e Producción diaria en Buenos Aires	121
Figura 5.2f Tiempo de funcionamiento a plena carga en Buenos Aires	121
Figura 5.2g Radiación típica diaria de cada mes en Antofagasta	122
Figura 5.2h Producción diaria en Antofagasta	123
Figura 5.2i Tiempo de funcionamiento a plena carga en Antofagasta	124
Figura 5.2j Radiación típica diaria de cada mes en Bombay	125
Figura 5.2k Producción diaria en Bombay	125
Figura 5.2l Tiempo de funcionamiento a plena carga en Bombay	125
Figura 5.2m Comparación de porcentaje de horas a plena carga entre Brasilia, Bombay e Antofagasta	126
Figura 5.2n Comparativa de la producción anual de todas las ubicaciones analizadas	127
Figura 5.3.1a Comportamiento de la bomba de calor en invierno Atenas	128
Figura 5.3.1b Comportamiento de la bomba de calor en Julio Atenas	129
Figura 5.3.1c Comportamiento de la bomba de calor en Agosto Atenas	129
Figura 5.3.1d Comportamiento de la bomba de calor en Septiembre Atenas	130
Figura 5.3.2a Demanda-Producción de calor en Marsella invierno	130
Figura 5.3.2b Demanda-Producción de frío en Marsella Julio	133
Figura 5.3.2c Demanda-Producción de frío en Marsella Agosto	133
Figura 5.3.3a Demanda-Producción de calor en Nápoles	134
Figura 5.3.3b Demanda-Producción de frío en Nápoles	135
Figura 6.4b VAN de las distintas ubicaciones	140
Figura 6.4c TIR de las distintas ubicaciones	141
Figura 6.4d Payback en las distintas ubicaciones con baterías económicas	141
Figura 6.4e VAN en las distintas ubicaciones con baterías económicas	142

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Estudio del arte

El sector residencial es una de los sectores económicos claves que presenta un alto potencial de reducción de consumo energético y emisión de gases de efecto invernadero. En años recientes los sistemas ORC han ido incrementando su popularidad. Las aplicaciones comerciales están desarrolladas desde los años setenta, pero se limitaron principalmente a unidades de mediana escala de algunos cientos de kilowatios. Los últimos desarrollos han sido destinados a rebajar la escala de la tecnología como por ejemplo para las aplicaciones producción de calor y potencia (CHP) o unidades de producción solar de pequeña escala. Es interesante comentar que la baja capacidad de las unidades ORC son similares a las de los sistemas HP en varios aspectos como las máquinas volumétricas fueron sustituidas por las turbomáquinas debido a su baja velocidad de giro, los intercambiadores por placas son los más económicos y los fluidos de trabajo son normalmente refrigerantes.[44]

La particularidad de los sistemas ORC sobre el ciclo de Rankine tradicional se encuentra en el fluido de trabajo donde en lugar de agua se emplea un refrigerante, aceite o hidrocarburo que desemboca en un punto de ebullición menor al del agua, permitiendo obtener calor a baja temperatura. Estas distintas propiedades termofísicas se convierte en implicaciones prácticas en el diseño del ORC. [42]

Los sistemas ORC fueron estudiados teórico y prácticamente en la década de los setenta con eficiencias que oscilaban el 10% en sistema de pequeña escala. La primera instalación comercial apareció a finales de los setenta y en los ochenta a mediana escala desarrollada para aplicaciones geotérmicas y solares.

Hoy en día, más de 200 plantas de potencia ORC han sido desarrolladas, con más de 1800 Mwe instalados, y estos números crecen rápidamente como antes nunca lo habían hecho. La mayoría de las plantas fueron instaladas para aplicaciones de cogeneración con biomasa y aplicación geotérmica.

Los ciclos orgánicos de Rankine no son una tecnología nueva. Estos ciclos han sido propuestos para numerables estudios y proyectos desde la primera mitad del siglo xx. El principal interés de los ORC es la conversión de radiación solar en trabajo útil. Algunas plantas de demostración fueron construidas y operaron correctamente en los 80's. Después del éxito de las plantas de vapor las investigaciones de los ciclos ORC fueron orientados a la reconversión energética de los residuos e instalaciones vinculadas a la energía geotérmica.

Los ciclos orgánicos de Rankine son análogos a los ciclos de vapor de Rankine tradicionales con la diferencia de la utilización de un fluido orgánico en lugar de agua como fluido de trabajo. El agua es reemplazada por un fluido de mayor masa molecular y menor temperatura. Las características de los fluidos hacen los ORC favorables para aplicaciones a baja temperatura, estas temperaturas son inferiores a los 400°C.

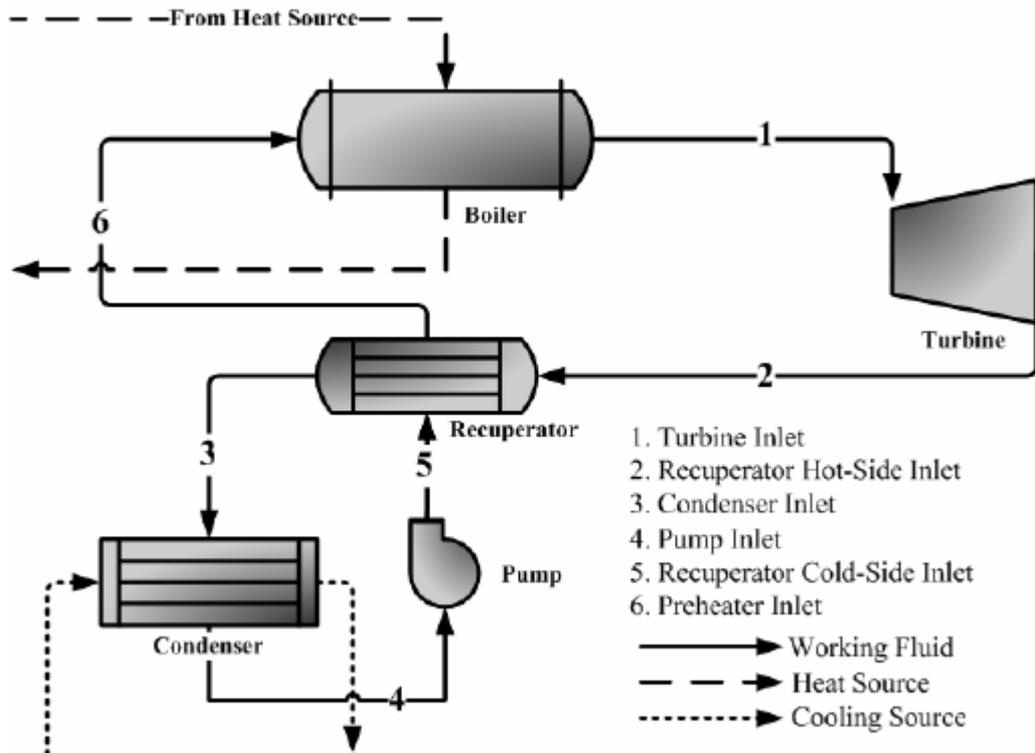


Figura 1.1a Esquema ciclo ORC con recuperador

Hay muchas configuraciones de ORC, algunas de ellas serán mostradas y analizadas en este trabajo.

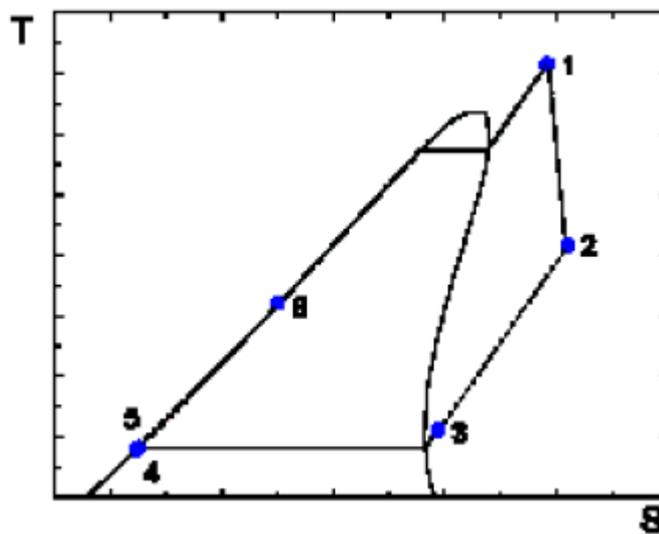


Figura 1.1b Diagrama T-S ORC

En la figura 1.2 se muestra un diagrama T-S típico en la configuración ORC descrita anteriormente.

El agua es el fluido de trabajo que se elige para la mayoría de ciclos de Rankine de gran escala en las plantas de potencia de combustibles fósiles. El agua está bien empleada en esas aplicaciones de alta temperatura, pero tienen ciertas limitaciones que pueden ser más importantes en instalaciones de baja temperatura. Esta es la única propiedad en la que sobresalta los fluidos orgánicos respecto al agua.

La principal diferencia entre los fluidos orgánicos y el agua es su comportamiento cuando son expandidos desde el estado saturado o sobrecalentado en una turbina a baja temperatura.

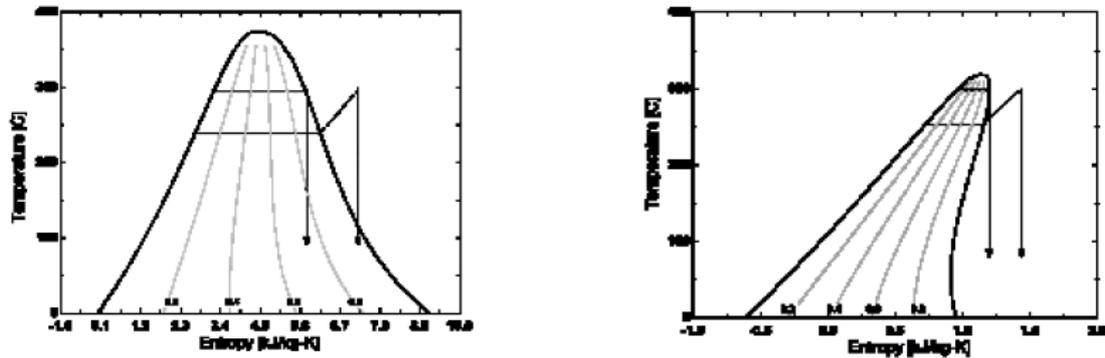


Figure 1.1c Diagrama T-S agua y tolueno

En esta figura se muestra un diagrama T-S compuesto con dos calentamientos hasta los 300°C seguidos de una expansión isentrópica en ambas expansiones se acaba produciendo humedad en la turbina, este comportamiento es inaceptable, ya que, puede realizar daños en el equipo. Hay métodos para mitigar la humedad como la separación mecánica del líquido y vapor en expansiones intermedias, pero son complejas y caras.

Los fluidos orgánicos tienen un comportamiento diferente en ese punto de vista respecto al agua. El tolueno, por ejemplo, tiene una curva de saturación con pendiente positiva, por tanto, una expansión del tolueno a contrario del agua no provocaría problemas de humedad. Los fluidos que presentan esta característica se conocen como fluidos secos.

El grado de sobrecalentamiento con la expansión también crea una oportunidad de conversión de energía que no tiene el ciclo de vapor. Los fluidos orgánicos como el tolueno salen de la turbina a la presión de condensación, pero no a la temperatura de condensación. Esa energía puede ser convertida en precalentamiento del fluido de trabajo mediante un regenerador.

Uno de los mayores obstáculos para un eficiente ciclo de Rankine es la turbina. Las turbinas de vapor son complejas y caras, constituida de muchas etapas. Esas etapas son también utilizadas como punto de extracción intermedia para un complejo sistema de calentadores de agua de alimentación que sirve para incrementar la eficiencia del ciclo y extraer gases no condensables. Las turbinas ORC son a menudo muy simples, muchos diseños son de un único escalonamiento. La ventaja en el tamaño y complejidad es producida por la alta densidad de los fluidos orgánicos en las condiciones normales de operación de la turbina como también la menor relación de expansión, simplificando el diseño de la turbina. Otra ventaja es su alta presión de condensación.

Una vez establecida algunas diferencias entre el agua y los fluidos orgánicos, es interesante analizar las propiedades de distintos fluidos que se acople mejor a una aplicación en particular. Estas características pueden ser termodinámicas, medioambiental, toxicidad, seguridad y económica.

El objetivo de este trabajo es analizar el potencial de los ciclos orgánicos de Rankine en viviendas unifamiliares, le daremos prioridad a la operación a bajas temperaturas entre los 90-150°C. Este rango ha sido escogido debido a que se ajusta mejor al empleo de un colector solar de tipo residencial y de un expander económico, ya que, en este trabajo nuestra toma de decisiones intentará ir siempre orientado a bajar los costes por encima del rendimiento.

1.2 Aplicaciones

1.2.1 Biomasa combinada con calor y potencia

La biomasa se presenta en numerosos procesos en la agricultura o industria como la industria de la madera o la basura agrícola. Es mejor su uso local debido a que la densidad energética de la biomasa es baja comparado con los combustibles fósiles, incrementándose los costes de exportación y que las demandas de calor y electricidad se encuentran en ese mismo lugar permitiendo estar desconectado de la red. [42]

El calor se transfiere al fluido en dos intercambiadores, a temperaturas entre los 150 y 320°C y su esquema de funcionamiento es el siguiente:

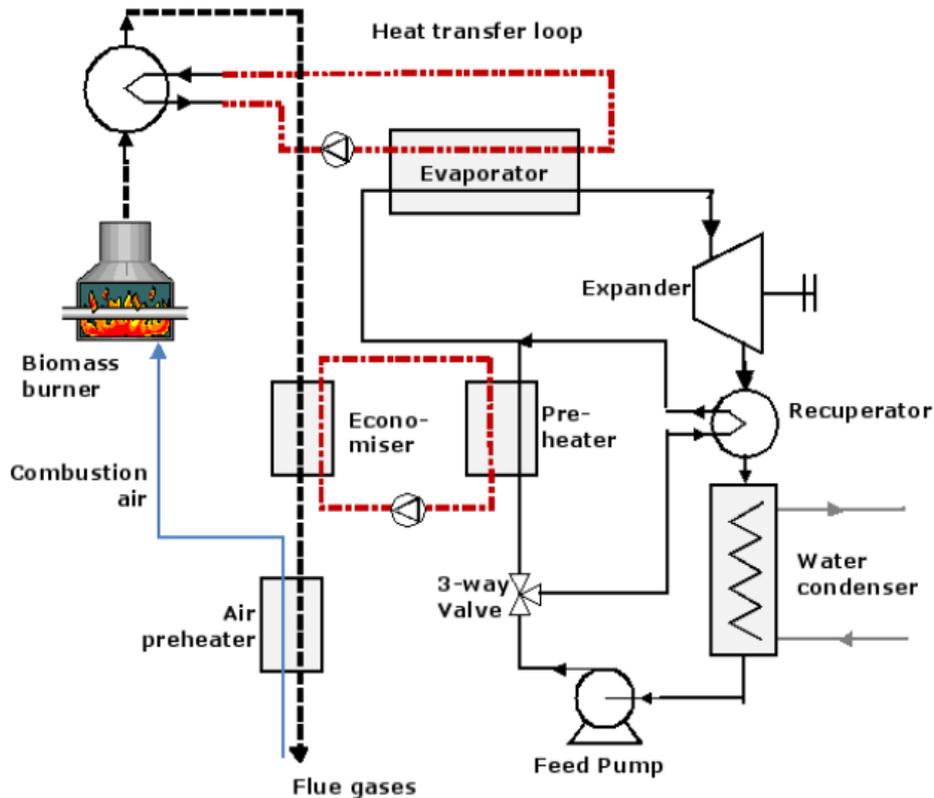


Figura 1.2.1 Esquema ORC biomasa[42]

1.2.2 Energía geotérmica

Las fuentes de calor por geotermia están disponibles para un rango de temperatura que oscilan entre los 10-350°C, siendo otra posibilidad que sea el foco frío. En estos sistemas las bombas auxiliares son unos consumidores considerables que penalizan la productividad de la instalación.

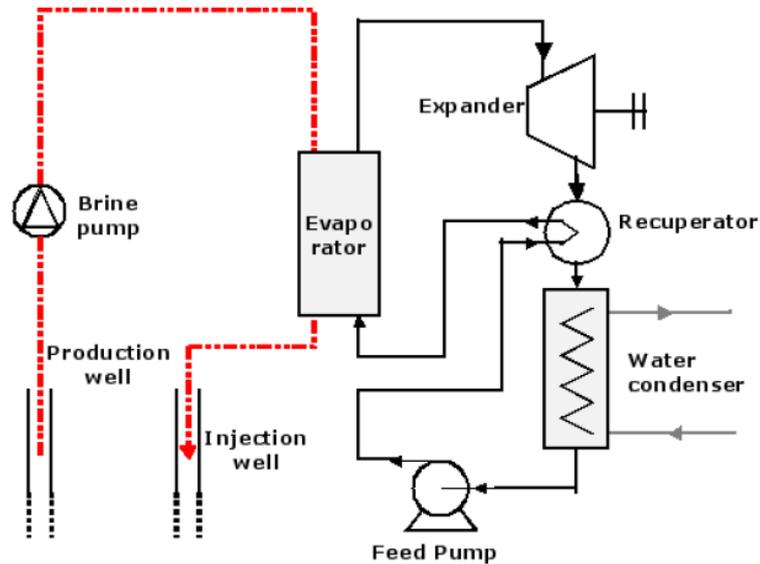


Figura 1.2.2 Esquema ORC geotermia[42]

Para temperaturas superiores a los 150°C es posible combinar producción de calor y potencia cuando la temperatura de condensación es alta (60°C), permitiendo usar el agua de condensado para el district heating. En este caso, la eficiencia de conversión de energía aumenta a expensas de disminuir la eficiencia eléctrica.

1.2.3 Plantas solares

La radiación solar es reflejada a un colector lineal o puntual transfiriendo calor al fluido a alta temperatura. El calor es transferido a un ciclo generador de potencia eléctrica. Las tres principales tecnologías son el disco parabólico, concentración en torre y concentración parabólica.

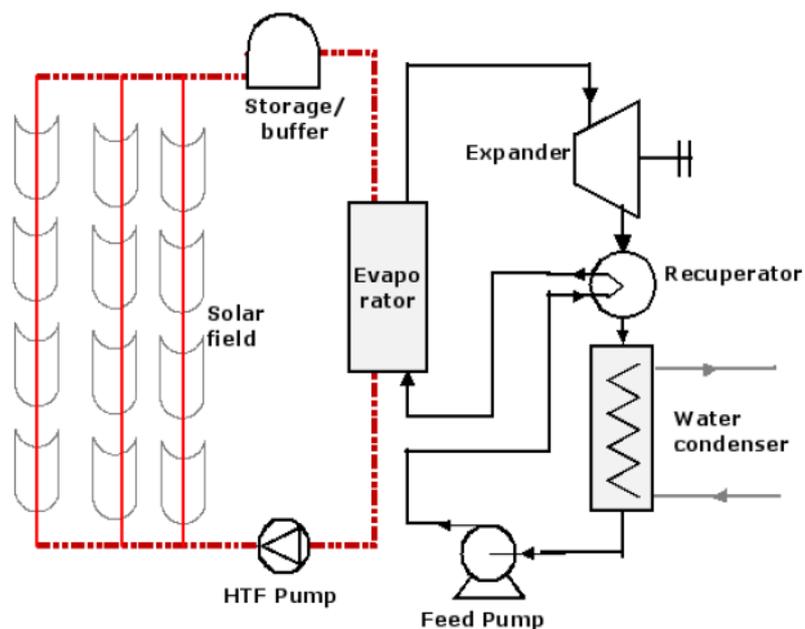


Figura 1.2.3 Esquema ORC solar[42]

El esquema de funcionamiento que el de una instalación solar típica, modificando exclusivamente el agua por el nuevo fluido de trabajo.

Otras aplicaciones interesantes son la de producción de calor a través de equipos industriales y motores de combustión interna.

1.3 Comparación con el ciclo Rankine de vapor

La curva de saturación del vapor es negativa para el agua, mientras la curve es mucho más vertical para los fluidos orgánicos. Como consecuencia, la limitación del título de vapor al final de la expansión desaparece en un ciclo ORC y no hay necesidad de sobrecalentar el fluido antes de turbinar.

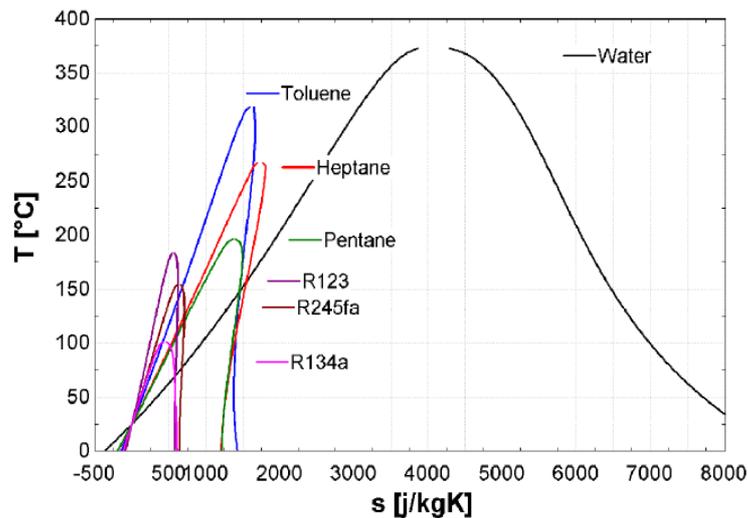


Figura 1.3 Compañas de saturación del agua y fluidos orgánicos[42]

Por otro lado, el salto de temperaturas es menor por lo que se espera un trabajo específico inferior al que puede producir el ciclo de Rankine, esto influye además en el rendimiento. Una ventaja de los ORC es la posibilidad de invertir el ciclo y trabajar como bomba de calor.

1.4 Bloque de potencia

En los sistemas ORC hay muchas configuraciones de ciclo posibles, principalmente depende del fluido orgánico empleado, Las configuraciones más empleadas son la simple, con regenerador y con sobrecalentamiento y regenerador. En este trabajo analizaremos los dos primeros, previamente seleccionaremos el fluido de trabajo analizándolo a unas condiciones de trabajo con un ciclo simple en la ubicación de Sevilla, que tomaremos como referencia, y posteriormente haremos otros análisis más exhaustivos con el fluido determinado.

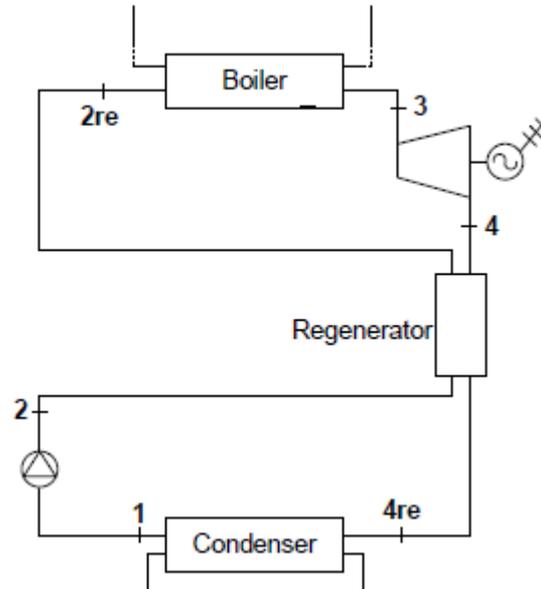


Figura 1.4 Componentes de potencia [40]

Los procesos que ocurren entre los puntos de la figura son los siguientes:

- 1-2: El fluido de trabajo es llevado a la presión de evaporación.
- 2-3: El fluido es evaporado y según la configuración puede ser sobrecalentado.
- 3-4: Se expande el fluido en la turbina hasta la presión de condensación.
- 4-4re: Se extrae calor hacia el precalentado del fluido expandido hasta saturarlo.
- 4re-1: Se condensa al fluido de trabajo.

1.4.1 Bomba

La bomba es la encargada de suministrar la potencia suficiente a nuestro fluido para que adquiera la presión adecuada, al tratarse de compresión en estado líquida y al manejar gastos pequeños no vamos a analizar ni dimensionar este componente en este proyecto, dándole mayor importancia al resto de componentes.

Es fácil obtener el punto dos una vez conocido la temperatura de condensación y la presión de evaporación mediante el rendimiento isentrópico de la bomba que la consideraremos del 80%.

$$p_1 = \text{Presión}(x = 0; T = T_1)$$

$$h_1 = \text{Entalpía}(x = 0; T = T_1)$$

$$s_1 = \text{Entropía}(x = 0; T = T_1)$$

Y a partir del rendimiento:

$$h_{2s} = \text{Entalpía}(S = s_1; P = P_2)$$

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

1.4.2 Turbina

Es el componente más importante del ORC debido a que todo lo que se hace es en vano si este componente hace su labor correctamente. En nuestro trabajo trabajo cabe destacar que trabajaremos con dimensiones muy inferiores a las que solemos ver en el ciclo de Rankine convencional, además como hemos mencionado anteriormente requeriremos de menos escalonamientos al trabajar con relaciones de expansiones inferiores y con fluidos de curva de saturación con pendiente positiva generalmente.

Otro aspecto fundamental que hay que destacar de la turbina respecto de la turbina que es que se convierte muy económica no solo por el motivo de la dimensión, sino por el tema de los materiales. Al configurar un ORC para una vivienda unifamiliar, la temperatura de entrada se reduce considerablemente (inferior a 150° C) permitiéndonos el uso de materiales de bajo coste e incluso es posible su fabricación con impresora 3D.

1.4.3 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor que tiene una función específica, evaporar a alta presión al fluido de trabajo. En nuestro caso fluidos orgánicos, generalmente trabajara con gastos bajos en el tipo de instalaciones que vamos a estudiar de carácter residencial. Estos fluidos se caracterizan por ser densos, por lo que el tamaño de este intercambiador será menor que en los ciclos de vapor.

En el caso de que exista regenerador el fluido llegaría en estado bifásico. Esta tecnología utiliza en ocasiones intercambiadores de placas o los convencionales carcasa y tubo.

1.4.4 Regenerador

En ORC cuando trabajamos con un fluido seco, tal y como hemos mencionado anteriormente, en la salida de nuestro expander nos encontramos con un fluido que está a la presión de condensación aunque no a la temperatura de condensación.

El objetivo de este componente es trasvasar esa energía localizada en el salto de temperatura hasta la condensación hacia el evaporador aumentando la eficiencia del ciclo. Esta provoca un aumento del gasto de fluido de trabajo evaporado, aumentando la potencia adquirida para una dimensión de colector dada o permite reducir dicha dimensión.

1.4.5 Condensador

Es uno de los componentes principales de la instalación, su función es condensar el fluido de trabajo a baja presión para pasar a la bomba y poner el fluido a alta, reduciéndose la potencia necesaria al trabajar con un líquido.

En nuestro caso utilizaremos la geotermia como foco frío teniendo como principal motivo la estable temperatura que se da durante todo el año. Una temperatura cambiante en el foco frío provocaría

muchos problemas técnicos y estratégicos como la reducción de salto en la turbina y la operación de los equipos en condiciones distintas a la de diseño.

Otro aspecto importante es el encontrar un fluido de trabajo cuya temperatura de condensación considerada óptima para esta condensación se realice a una presión adecuada desde el punto de vista de la producción. Es conveniente trabajar con un fluido cuya presión condensación este acompañada de una temperatura superior a la del foco frío con objetivo de reducir su dimensión y el gasto de refrigerante necesario.

Estos intercambiadores pueden ser carcasa y tubo o de placas, en este trabajo analizaremos los dos para decantarnos con el que mejor prestaciones nos proporcione.

1.5 Almacenamiento

1.5.1 Almacenamiento térmico

Una vez descritos los componentes esenciales que intervienen en el ORC vamos a describir un concepto muy importante desde el punto de vista estratégico. Los sistemas ORC dependen de la radiación solar que no es constante y está limitada al no darse por la noche. Por este motivo en el caso de derivar el ACS y/o la producción de calor debemos ser capaces de almacenar energía térmica en horas punta de radiación para cuando nuestro sistema no sea capaz de cubrir la demanda recurrir a ella. En este trabajo analizaremos estas estrategias de operación.

1.5.1.1 Almacenamiento por calor sensible

La energía térmica puede ser almacenada en el cambio de temperatura de sustancias que modifican su energía interna. El almacenamiento por calor sensible consiste en almacenar en un tanque la energía mediante la entrada y salida de fluidos en el tanque. Los tanques deben mantener almacenado el material y evitar pérdidas de energía térmica. Este tipo de almacenamiento suele realizarse con medios sólidos o líquidos.

Los sólidos suelen ser cerámicos y manejables. Cuando el fluido es líquido, la capacidad calorífica del sólido no es despreciable y el sistema es dual. La ventaja del sistema dual es el bajo coste de los sólidos como rocas, arenas u hormigón. Además de ser barato, el hormigón posee un alto calor específico, buenas propiedades mecánicas y alta resistencia mecánica a la carga del ciclo térmico.

Los líquidos mantienen la estratificación térmica natural debido a la diferencia de densidades entre los fluidos calientes y fríos. La condición para usar esta característica es suministrar al fluido caliente por la parte superior del tanque durante la carga y el fluido frío es extraído por el fondo del tanque durante la descarga. Se pueden emplear diferentes líquidos como el silicio y aceites (caros) o nitratos en sales que tienen problemas de corrosión.

1.5.1.2 Almacenamiento por calor latente

La energía térmica puede ser almacenada de forma que sea un proceso prácticamente isotérmico en algunas sustancias como el calor latente en cambio de fase, como el calor de fusión o de vaporización. La transición sólido-líquido es la más empleada y las sustancias utilizadas para esta tecnología son conocidas como phase change materials (PCM). Los sistemas de almacenamiento que utilizan PCM

pueden reducir el tamaño comparado con los sistemas de calentamiento monofásico. Sin embargo, una dificultad es el diseño de la transferencia de calor, y la experiencia con sales a baja temperatura ha demostrado que el sistema de los materiales puede degradarse después de un determinado número de ciclos de solidificación-licuación. PCM permite almacenar una enorme cantidad de energía en pequeños volúmenes, por tanto, es un medio barato de almacenamiento.[1]

1.5.1.3 Almacenamiento químico

Un tercer mecanismo de almacenamiento es el aprovechamiento de las reacciones químicas. En este tipo de almacenamiento es necesario que las reacciones químicas involucradas sean completamente reversibles. Los colectores solares son empleados para excitar una reacción química endotérmica. Entonces, la energía térmica puede ser devuelta completamente por la reacción inversa. Una de las ventajas de este mecanismo son la alta densidad de almacenamiento energético, el alto periodo de almacenamiento cerca de la temperatura ambiente. Este tipo de almacenamiento es una opción interesante a largo plazo y podría ser económica.[2]

1.5.2 Almacenamiento eléctrico

Otro tipo de almacenamiento a tener en cuenta es el eléctrico, el motivo es similar al térmico debido al desacople de la radiación solar con la demanda. En una vivienda unifamiliar la demanda se caracteriza por ser plana con pico al en las primeras horas de la noche, por eso es conveniente almacenar en las horas de más radiación energía suficiente para cubrir esa demanda nocturna.

En este trabajo analizaremos de forma horaria nuestra producción y optimizaremos el almacenamiento de la energía sobrante, calcularemos la capacidad máxima que requiere el sistema y evaluaremos los costes de una batería de semejante capacidad.

2 SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO

La selección del fluido es uno de los aspectos técnicos más importante a la hora de diseñar la instalación debido a que tiene una acción directa con el rendimiento de la instalación y el coste en equipos como los intercambiadores. En este capítulo analizaremos una serie de posibles fluidos de trabajo desde el punto de vista termodinámico, técnico, medioambiental y económico.

2.1 Análisis termodinámico

En primer lugar hay que describir nuestro modelo, es decir, a qué condiciones trabajarán nuestros fluidos. En la siguiente figura se representa el esquema donde trabajarán estos fluidos.

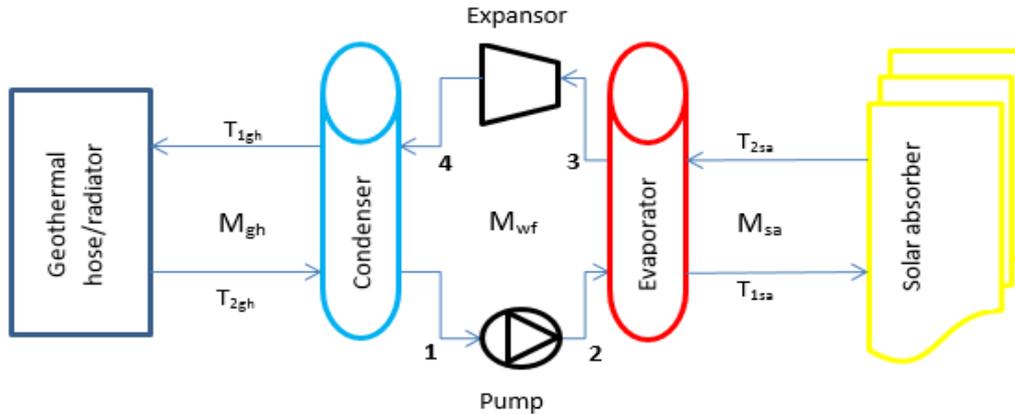


Figura 2.1a. Esquema ORC.[3]

Tal y como se observa en el esquema nuestro foco caliente será la energía solar obtenida mediante placas solares y nuestro foco fría será la geotermia, aprovechándonos de su óptima temperatura y estabilidad a lo largo del año. A la hora de analizar el ciclo con los diferentes fluidos debemos fijar una serie de parámetros como el rendimiento de la bomba, turbina, la ubicación y la potencia solar que recibe el colector.

Rendimiento de la bomba	80%
Rendimiento de la turbina	70%
Temperatura de fuente de fría (Sevilla)	15°C
Potencia Solar	1 kw

Tabla2.1a.Hipótesis de selección de fluido

Una vez establecido los parámetros invariantes de nuestro ciclo y la energía mostramos los fluidos que vamos a estudiar y sus temperaturas de operación. Estos fluidos debido a sus propiedades a estas temperaturas de trabajo pueden ser aptos para una aplicación cuya fuente de frío es la geotérmica. En la siguiente tabla se muestra las condiciones recomendadas las que deben trabajar los fluidos.[17]

Fluido	$T_{condensación}$	$T_{evaporación}$
R113	30-50°C	120°C
Tolueno	40°C	120°C
R152a	35°C	60-100°C
R227ea,Propileno	25°C	80-115°C
R124	35-60°C	80-110°C
R123	30°C	150°C
R245fa	30°C	130°C
Pentano	30-40°C	150°C

Tabla2.1b.Condiciones de trabajo de algunos fluidos

A continuación vamos a analizar los fluidos anteriores a sus respectivas condiciones óptimas de operación teniendo en cuenta el rendimiento de sus ciclos, la potencia específica neta y rango de presiones en el que trabajan. Para ello mostraremos los valores de estos parámetros e ilustraremos el comportamiento del fluido en la campana de dicho fluido de trabajo.

Inicialmente vamos a definir los parámetros que van a caracterizar nuestro análisis:

$$\text{Potencia de la turbina} \rightarrow W_t = m * \Delta h_{\text{turbina}}$$

$$\text{Potencia de la bomba} \rightarrow W_b = m * \Delta h_{\text{bomba}}$$

$$\text{Rendimiento global del ciclo} \rightarrow \eta_g = \frac{W_t - W_b}{Q_{\text{evaporador}} - Q_{\text{condensador}}}$$

R113

La siguiente figura nos representa la evolución del fluido analizado sobre el diagrama T-S.

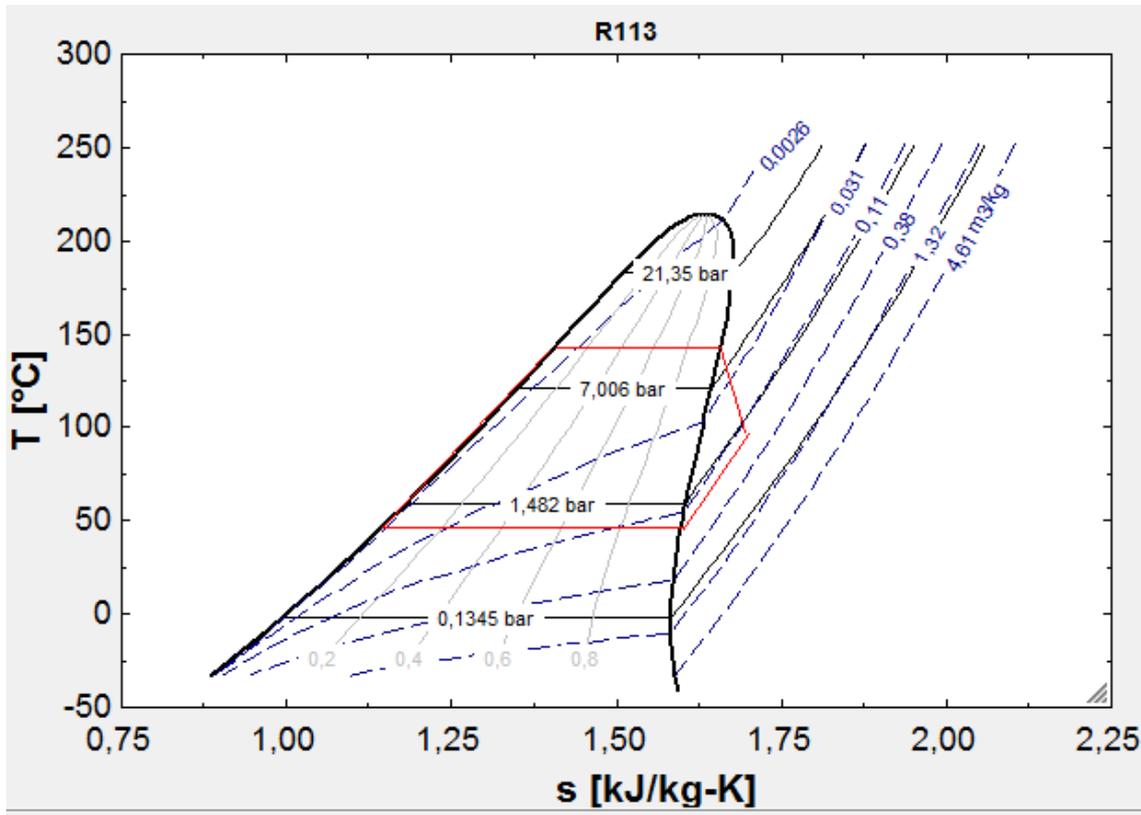


Figura2.1b.Diagrama T-S R113

En la siguiente tabla se muestra los parámetros a tener en cuenta de la instalación usando este fluido en particular para su posterior comparación con el resto.

Gasto de R113	0,009 kg/s
Potencia de la bomba	0,008 kW
Potencia de la turbina	0,232 kW
Rendimiento térmico	12,43%
Presión de evaporación	10,25 bar
Presión de condensación	1 bar
Temperatura de condensación	47,2°C
Densidad en la descarga del expander	6,37 kg/m ³
Velocidad del sonido en la descarga	2,6 m/s

Tabla2.1c. Análisis R113

El R113 no es un fluido apto debido a su baja capacidad de producir trabajo, entre sus virtudes se encuentran una alta velocidad del sonido y la condensación atmosférica se da a una buena temperatura.

Tolueno

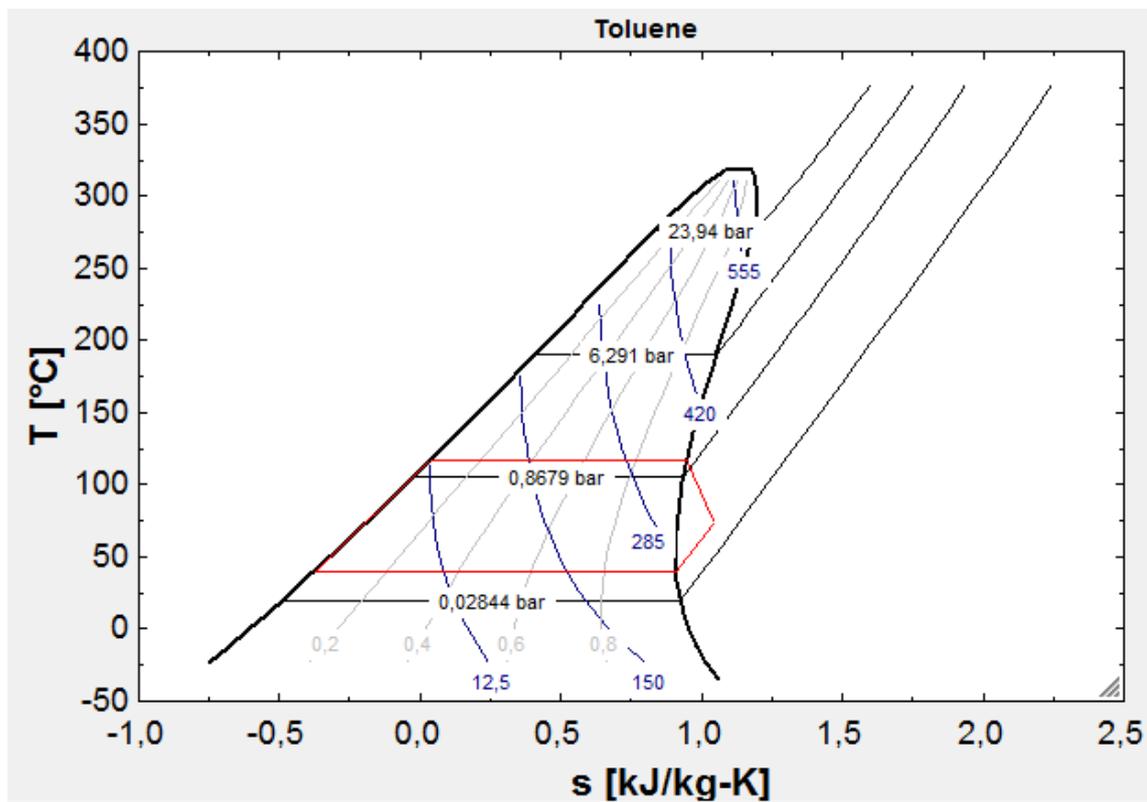


Figura 2.1c. Diagrama T-S Tolueno

Gasto de Tolueno	0,003 kg/s
Potencia de la bomba	0,001 kW
Potencia de la turbina	0,07 kW
Rendimiento térmico	4%
Presión de evaporación	2,76 bar
Presión de condensación	1 bar
Temperatura de condensación	110°C
Densidad en la descarga expander	2,84 kg/m ³
Velocidad del sonido en la descarga	3,1 m/s

Tabla2.1d. Análisis Tolueno

El Tolueno pese a tener una curva de saturación con pendiente positiva no es un fluido de trabajo termodinámicamente hablando se produce muy poco gasto, siendo baja la potencia capaz de dar.

Propileno

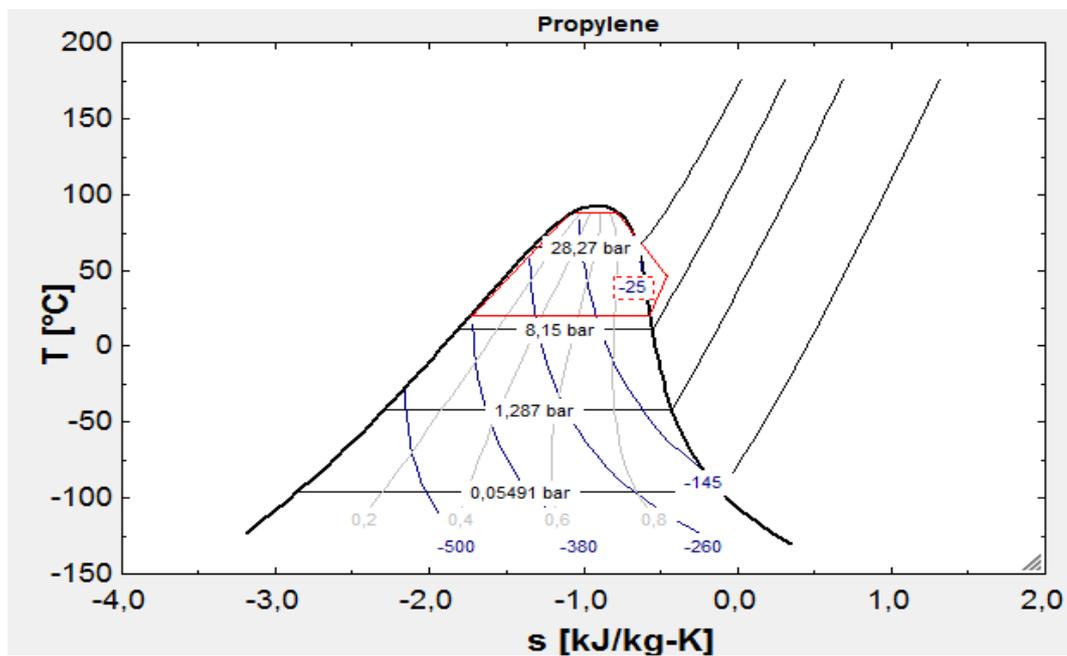


Figura 2.1d. Diagrama T-S Propileno

Gasto de Propileno	0,01164 kg/s
Potencia de la bomba	0,11 kW
Potencia de la turbina	0,43 kW
Rendimiento térmico	17,73%
Presión de evaporación	44,68
Presión de condensación	10 bar
Temperatura de condensación	19,27°C
Densidad a la descarga del expander	24,5 kg/m ³
Velocidad del sonido a la descarga	2,48 m/s

Tabla2.1e. Análisis Propileno

El propileno tiene una potencia y gasto aceptable que junto a su velocidad del sonido a la descarga de turbina lo posiciona como aspirante. Un problema es que la curva de saturación tiene pendiente negativa, por tanto, habrá presencia de humedades.

R124

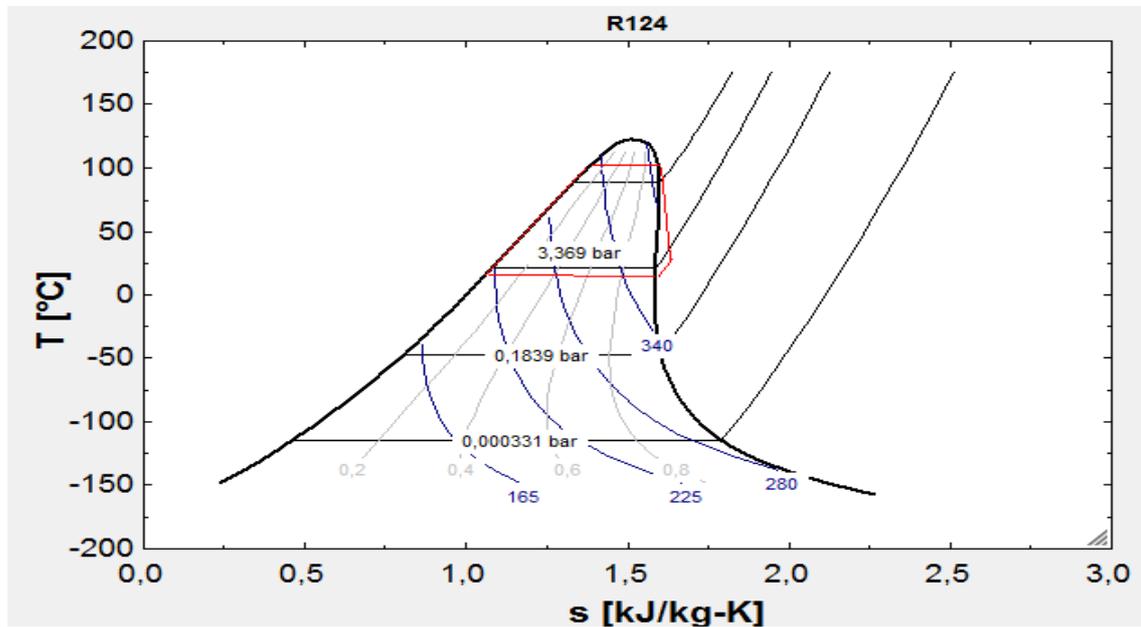


Figura 2.1e. Diagrama T-S R124

Gasto de R124	0,0155 kg/s
Potencia de la bomba	0,04 kW
Potencia de la turbina	0,373 kW
Rendimiento térmico	18,45%
Presión de evaporación	28,8 bar
Presión de condensación	3 bar
Temperatura de condensación	17,27°C
Densidad a la descarga del expander	17,55 kg/m ³
Velocidad del sonido a la descarga	2 m/s

Tabla2.1f. Análisis R124

El comportamiento es aceptable al tener un gasto óptimo y una relación de expansión adecuada.

R123

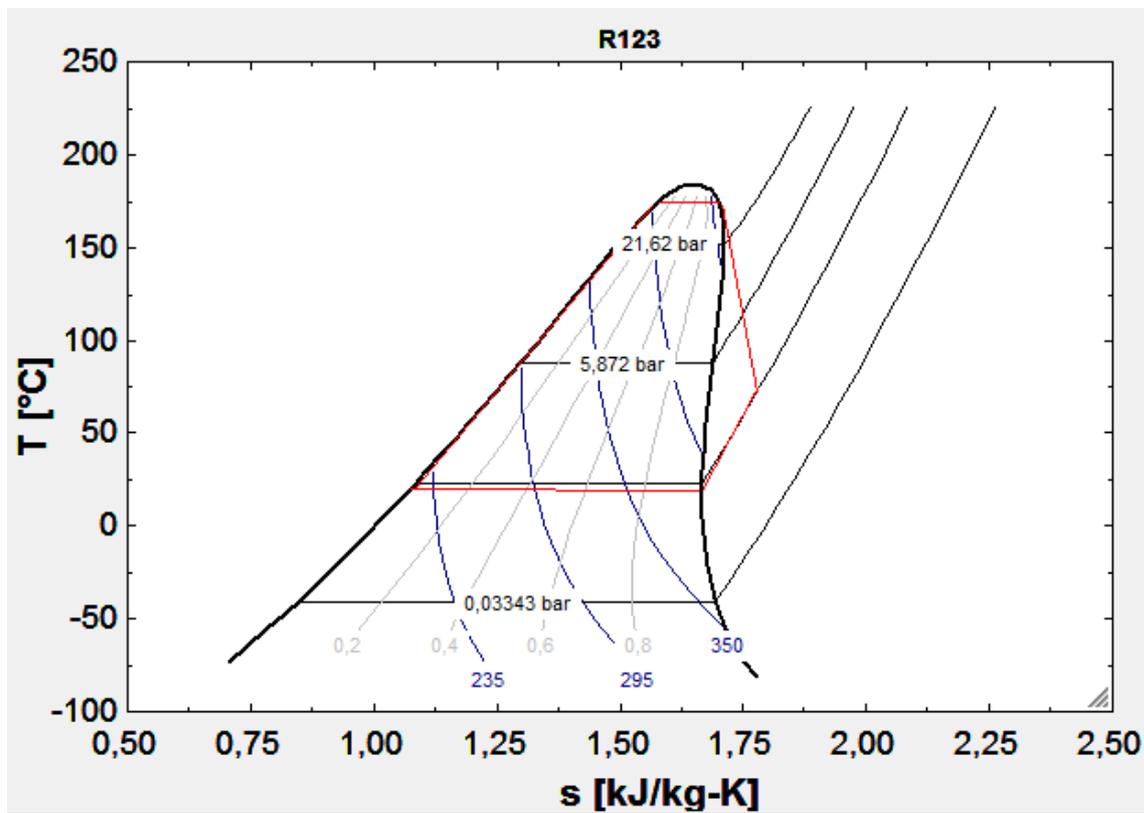


Figura 2.1f. Diagrama T-S R123

Gasto de R123	0,0123 kg/s
Potencia de la bomba	0,029 kW
Potencia de la térmico	0,474 kW
Rendimiento global	24,76%
Presión de evaporación	25 bar
Presión de condensación	1 bar
Temperatura de condensación	27,43°C
Densidad en la descarga del expander	5,5 kg/m ³
Velocidad del sonido en la descarga	2,47 m/s

Tabla2.1g. Análisis R123

Resultado al del R124 contando con otra ventaja como una buena velocidad del sonido a la descarga.

R245fa

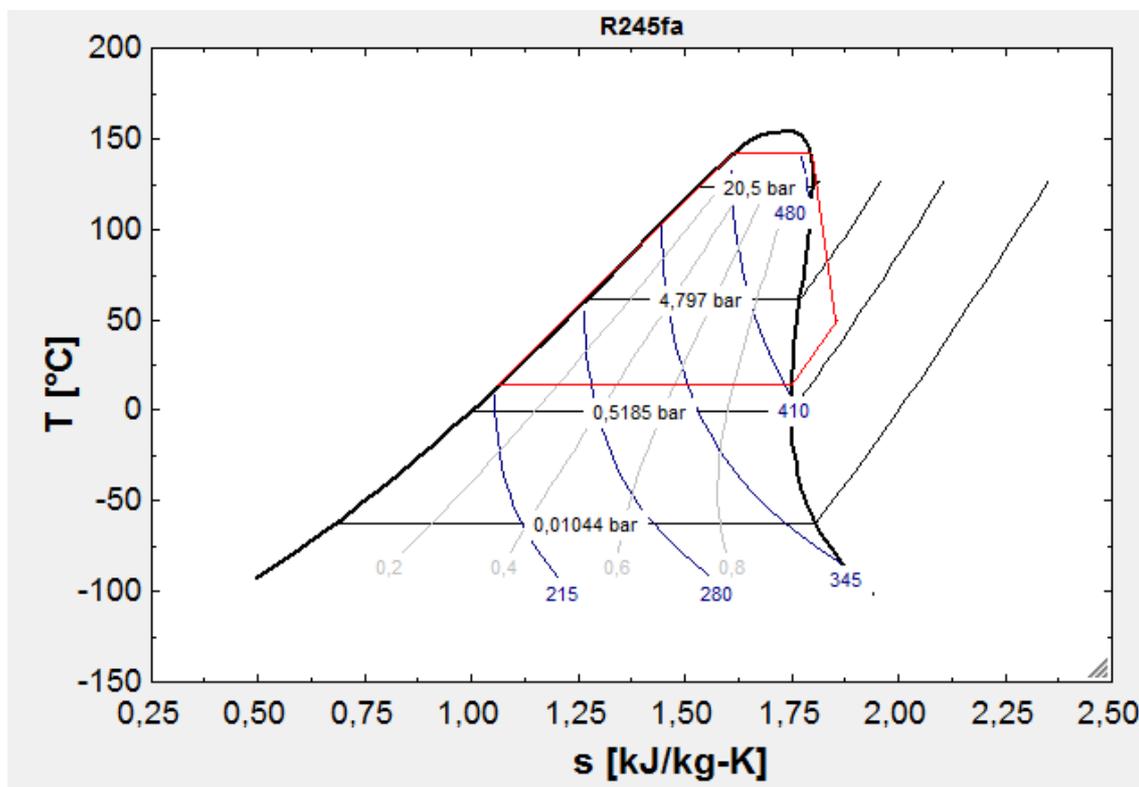


Figura 2.1g. Diagrama T-S R245fa

Gasto de R245fa	0,019 kg/s
Potencia de la bomba	0,067 kW
Potencia de la turbina	0,8 kW
Rendimiento térmico	41,22%
Presión de evaporación	31,8 bar
Presión de condensación	1,1 bar
Temperatura de condensación	17,26°C
Densidad en la descarga del expander	5,75 kg/m ³
Velocidad del sonido en la descarga	2 m/s

Tabla2.1h. Análisis R245fa

El gasto y potencia en turbina tiene unos valores buenos para una instalación ORC, además cuenta con un rendimiento muy alto y una temperatura de condensación atmosférica muy apropiada.

Pentano

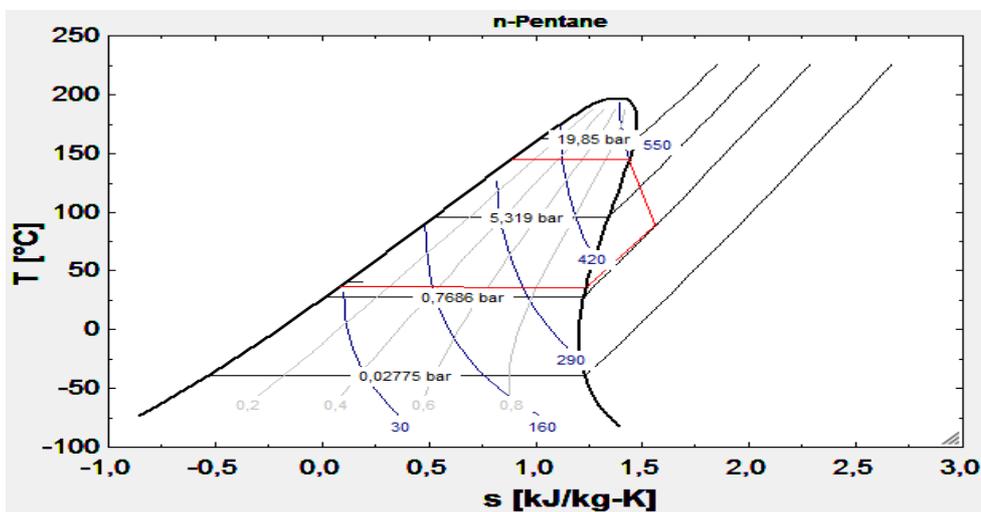


Figura 2.1h. Diagrama T-S Pentano

Gasto de Pentano	0,0044kg/s
Potencia de la bomba	0,015 kW
Potencia de la turbina	0,336 kW
Rendimiento térmico	17,83%
Presión de evaporación	16 bar
Presión de condensación	1 bar
Temperatura de condensación	35,5°C
Densidad en la descarga del expander	2,45 kg/m ³
Velocidad del sonido en la descarga	2,5 m/s

Tabla2.1i. Análisis Pentano

En el pentano cabe destacar una producción aceptable con un gasto muy bajo que provoca un consumo en bombas bajo. Otro aspecto a destacar es su velocidad del sonido y una temperatura apta para condensar a presión atmosférica.

En resumen estos son los parámetros fundamentales de este análisis:

	R113	Tolueno	Propileno	R124	R123	R245fa	Pentano
Gasto (Kg/s)	0,009	0,003	0,011	0,015	0,012	0,019	0,004
Potencia (W)	232	70	430	373	474	800	336
Rendimiento	12,43%	4%	17,70%	18,45%	24,76%	41,22%	17,83%
Presión evaporación (bar)	10,25	2,76	44,68	28,8	25	31,8	16
Presión condensación (bar)	1	1	10	3	1	1,1	1
Temperatura condensación	47,2 °C	110 °C	19,27 °C	17,27 °C	27,43 °C	17,26 °C	35,5 °C
Velocidad sonido descarga (m/s)	2,6	3,1	2,48	2	2,47	2	2,5

Tabla2.1j. Resumen análisis de los fluidos

En este análisis cabe destacar el rendimiento y potencia del R245fa producida principalmente por el gasto capaz de producirse mediante la evaporación al requerir de menos calor que los otros fluidos debido a que su campana bifásica a la temperatura establecida es pequeña. Otra ventaja es que su temperatura de condensación

a presión de atmosférica se ajusta de una forma óptima a nuestro foco frío establecido. Sin embargo, el principal inconveniente es su baja velocidad de sonido en la descarga de la turbina siendo posible el requerimiento de más escalonamientos en el diseño de la turbina para evitar el bloqueo de esta. Otro fluido que también se comporta de forma óptima en rendimiento y potencia es el R123, pero tiene el mismo problema que el fluido anterior. Por último, conviene comentar el pentano, ya que consigue producir una potencia considerable con muy poco gasto reduciendo el consumo de la bomba que lo comprime, además, tiene una velocidad del sonido de 2,5 m/s. siendo un fluido interesante. El resto de fluidos tienen un rendimiento intermedio exceptuando el tolueno que es inviable su utilización para nuestra instalación.

2.2 Características de los fluidos

A la hora de desarrollar nuestro ORC hay dos aspectos fundamentales a tener en cuenta como las temperaturas en las que se moverá nuestro ciclo y el fluido de trabajo, en contraposición a los ciclos convencionales en ORC no hay un único fluido de trabajo viable al tener un gran rango de condiciones de trabajos.

Aquí tenemos el diagrama T-S de varios fluidos comunes en los ORC:

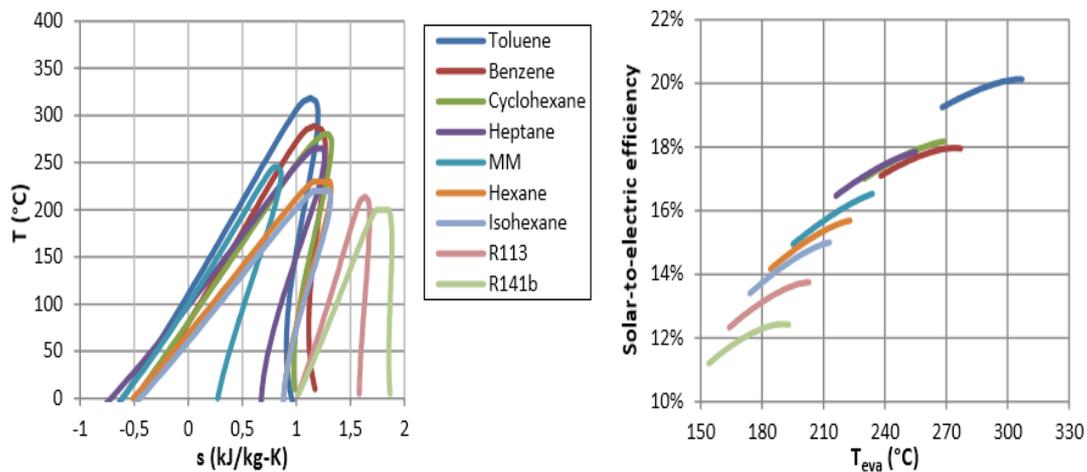


Figure 2.2a Diagrama T-S de distintos fluidos y gráfico eficiencia VS Temperatura de evaporación[4]

Un factor muy importante que ayuda mucho desde el punto de optimizar la máxima producción eléctrica es el factor x_p :

$$X_p = \frac{(P_{eva} - P_{satcond})}{(P_{critica} - P_{satcond})}$$

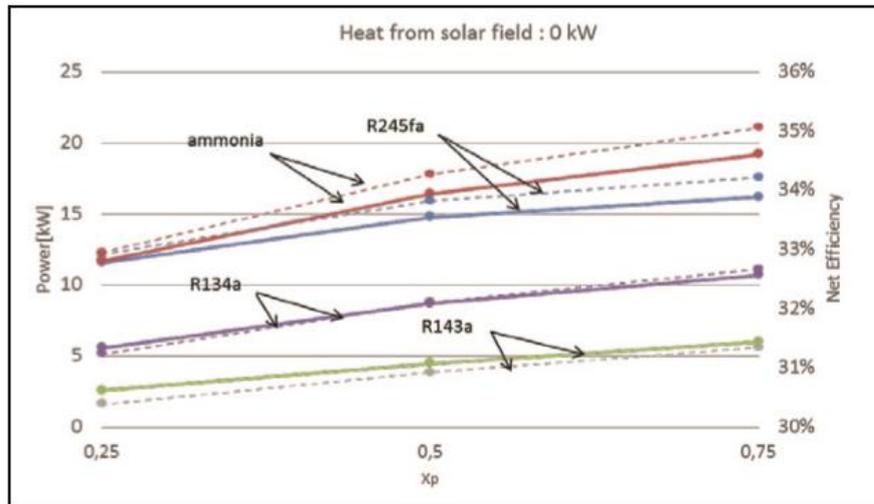


Figura2.2b Potencia VS Xp de fluidos de trabajo[5]

En esta figura podemos observar que el R-245fa tiene un rango de potencia considerable independientemente del Xp.

2.3 Normativa medioambiental y seguridad respecto a los fluidos de trabajo

La selección de fluidos de trabajo en los ciclos ORC no se limita en seleccionar el fluido que presente las mejores prestaciones termodinámicas para unas condiciones de operación dadas, sino que además debe satisfacer criterios como el económico, la toxicidad, inflamabilidad y adecuado para el medio ambiente.

Medio ambiente:

Hay fluidos que han sido restringidos por tratados internacionales como el protocolo de Montreal (fluidos de potencial de destrucción de la capa de ozono) y el protocolo de Kioto (fluidos con potencial de calentamiento global). En el protocolo de Montreal se señala de forma directa a los refrigerantes HFCs como gases de efecto invernadero.

Para poder estudiar el efecto de destrucción de la capa de ozono de un fluido refrigerante y poder cuantificarlo se introdujo el coeficiente ODP (Ozone Depletion Potential). Otro parámetro a tener en cuenta es el GWP que evalúa el potencial de calentamiento global.

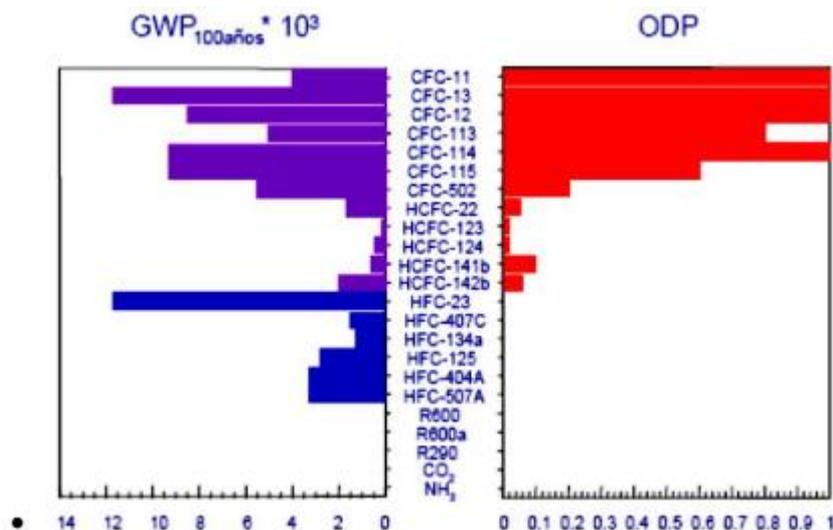


Figura2.3 Parámetros GWP y ODP[6]

En este gráfico podemos observar que los CFCs y HCFCs muestran problemas de efecto destructor de la capa

de ozono y calentamiento global. Los HFCs no destruyen la capa de ozono, pero si tienen potencial de calentamiento. Los refrigerantes naturales como el CO₂, propano, butano o amoníaco tienen muy poco valor de estos efectos.

Fluido	GWP	ODP
R113	4800	0,8
R123	0,02	0,02
R124	620	0,02
R152a	120	0
R245a	0	0
Tolueno	0	0
Propileno	0	0
Pentano	0	0

Tabla 2.3 Parámetros ambientales de los fluidos estudiados

En nuestro caso, el R113 no es un fluido recomendado por las políticas globales de conservación medioambiental, normalmente es sustituido por el R141b. Lo mismo ocurre con el R123. En cambio, el R245fa, R124 y R134a son buenos candidatos. Por tanto, de los fluidos que estamos analizando solo podríamos seleccionar uno de los tres anteriores.

Seguridad:

Se debe evitar fluidos tóxicos, corrosivos e inflamables. La toxicidad y corrosividad se clasifica mediante el estándar de seguridad 34 de la ASHRAE, siendo A1 (menor toxicidad y no inflamable), A3 (menor toxicidad y más alta inflamabilidad), B1 (mayor toxicidad y no inflamable) y B3 (mayor toxicidad y alta inflamabilidad).

Referido a nuestros fluidos de trabajo el Tolueno es tóxico, por tanto quedaría excluido y el propileno inflamable.

Estabilidad:

La estabilidad química del fluido a utilizar limita la temperatura de la fuente de calor, ya que al exponerse a determinadas temperaturas puede descomponerse, provocando un funcionamiento distinto al esperado.

Calor latente y peso molecular:

Cuanto mayor sea el peso molecular y el calor latente del fluido, mayor absorción de energía de la fuente de calor en el evaporador reduciendo así el tamaño de la instalación y el consumo de la bomba.

Curva de saturación:

La pendiente de la curva de saturación es otro aspecto importante nos interesará una curva positiva o seca para evitar la condensación en turbina con los daños mecánicos que suponen.

2.4 Economía

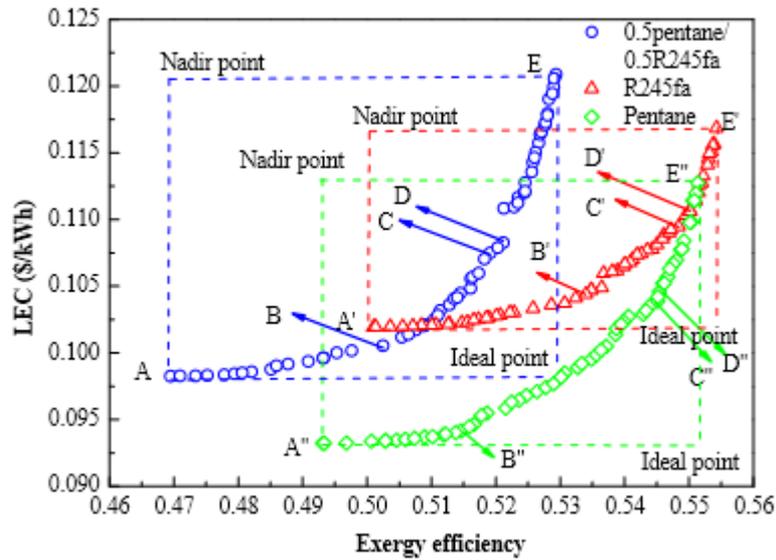


Figura 2.4a Coste VS Eficiencia [4]

Desde el punto de vista económico el pentano y el R-245fa son los más destacados, siendo este otro punto a favor del segundo.

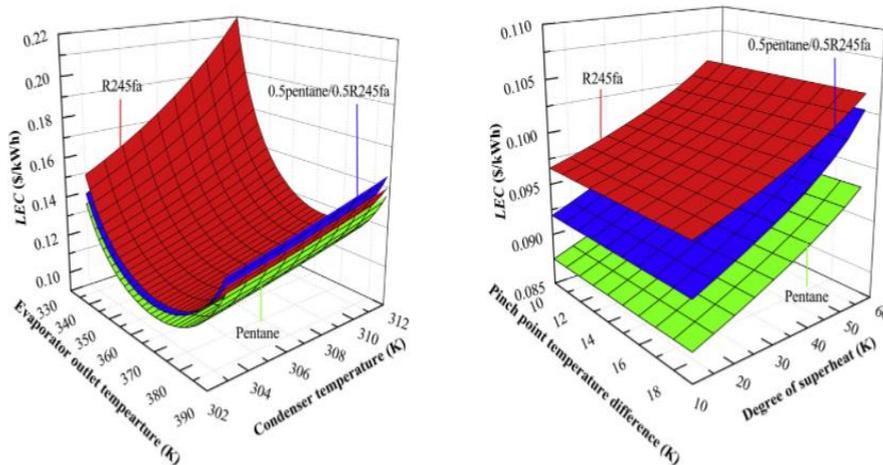


Figura 2.4b Diagrama Coste VS Condiciones operación [4]

Desde el punto de vista económico conviene que la salida del evaporador ronde los 90-100°C y del condensador los 18°C en el R-245fa, Valores similares requiere el pentano. Por ello, nos interesará montar el ciclo aproximándolo a estos valores.

2.5 Conclusiones

Una vez analizadas las diferentes características que deben tener un fluido en este tipo de instalaciones, analizamos y decidimos por cual nos debemos decantar:

Fluido	Termodinámica	Legislación	Económica	Seguridad
R113	No	No	-	Sí
R124	-	Sí	-	Sí
Tolueno	No	Sí	-	No
Propileno	Sí	Sí	-	No
Pentano	-	Sí	Sí	Sí
R123	Sí	No	-	Sí
R245fa	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 2.5 Resumen Selección del fluido de trabajo

Una vez definido las características fundamentales en un fluido de trabajo podemos definir de una forma objetiva que fluido es el que más se ajusta a nuestra instalación. El fluido elegido será el R-245fa por los siguientes motivos:

1. Condiciones de operación adecuadas para una evaporación a partir de una fuente solar y una condensación a partir de una fuente geotérmica.
2. Amplia relación de expansión que proporciona una buena potencia específica.
3. Cumple con los requisitos medioambientales y de seguridad.
4. Económico.
5. Alto rendimiento térmico.

3 ANÁLISIS DE DISTINTAS INSTALACIONES ORC EN SEVILLA

3.1 Estrategias de operación

A la hora de implantar una instalación ORC es adecuado estudiar distintas estrategias de administrar la energía. En este apartado vamos a plasmar el funcionamiento de la instalación, ya sea como un simple apoyo energético paralelo a la conexión a red hasta lograr la independencia energética.

Para este estudio hemos utilizado una demanda típica horaria de una vivienda unifamiliar española junto a la potencia solar a esa hora en Sevilla y realizamos un análisis de sensibilidad a la producción energética de nuestro ciclo, la energía de red necesaria cuando fuera requerida para satisfacer la demanda, como cambia el rendimiento de nuestro expander, el gasto de nuestro fluido de trabajo y el aceite térmico y el almacenamiento en el caso de implantar baterías. Posteriormente, analizaremos la inversión del ciclo en bomba de calor para satisfacer la

demanda de calor y frío.

		Rango de Temperaturas en Terreno	Utilización
MUY BAJA ENTALPIA	Subsuelo (con y sin agua)	$5^{\circ}\text{C} < T < 25^{\circ}\text{C}$	Calefacción, ACS, Climatización
	Aguas Subterráneas	$10^{\circ}\text{C} < T < 22^{\circ}\text{C}$	
BAJA ENTALPIA	Aguas Termales	$22^{\circ}\text{C} < T < 50^{\circ}\text{C}$	Balnearios, Acuicultura
	Zonas Volcánicas	$T < 100^{\circ}\text{C}$	District Heating
	Almacenes Sedimentarios Profundos		
MEDIA ENTALPIA		$100^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$	Generación Eléctrica Ciclos Binarios
ALTA ENTALPIA		$T > 150^{\circ}\text{C}$	Generación Eléctrica

Figura 3.1a Tipos de terreno en la geotermia [7]

En nuestra ubicación (Sevilla) contaremos con una zona en geotermia con entalpía muy baja, este será nuestro foco frío.

Observando las condiciones que se dan en una la tabla la función de la geotermia en el ciclo ORC difiere según la ubicación. En el caso de estar situados en lugares de muy baja o baja entalpía sería nuestra fuente de condensación, aprovechando que la temperatura es invariante a lo largo del año, y por otro lado, si es de media o alta entalpía podríamos emplearlo en el evaporador. En el caso de poder emplearla como fuente para nuestro evaporador estaría por delante de la solar debido a que esta no depende del clima. Esto supondría una gran ventaja a la hora de satisfacer una demanda.

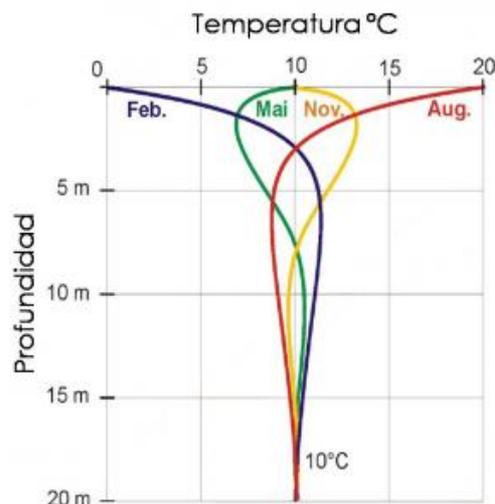


Figura 3.1b Profundidad VS Temperatura[7]

Como podemos observar en el gráfico anterior a partir de los 10 metros tenemos una temperatura constante de condensación de 10°C en el caso de geotermia de muy baja temperatura.

Este análisis lo vamos a realizar para instalaciones dimensionadas para una turbina de 250 vatios, una turbina de 700 vatios y esta última con recuperador a la salida del expander. En el primer caso únicamente analizaremos la reducción del consumo energético de la red y en los otros dos casos analizaremos una operación paralela de ACS o almacenamiento simultáneamente. Además tendremos en cuenta los parámetros técnicos mencionados

en el párrafo anterior.

En primer lugar debemos definir completamente las condiciones a las que va a trabajar nuestra instalación, estas condiciones valdrán para el ciclo de 250 vatios y el de 700 vatios con y sin recuperador.

Ubicación	Sevilla
Rendimiento de la turbina	70%
Rendimiento mecánico de la turbina	98%
Rendimiento de la bomba	70%
Rendimiento de los intercambiadores	80%
Presión de condensación	1,1 bar
Fluido del colector	Aceite térmico

Tabla 3.1: Condiciones de referencia

En el análisis se utilizarán las mismas demandas y potencia solar mensuales para poder comparar de forma objetiva. La potencia solar la hemos obtenido a través del SAM nrel, seleccionando como dispositivo empleado el colector residencial y ubicación en Sevilla obtenemos las siguientes radiaciones mensuales medias:

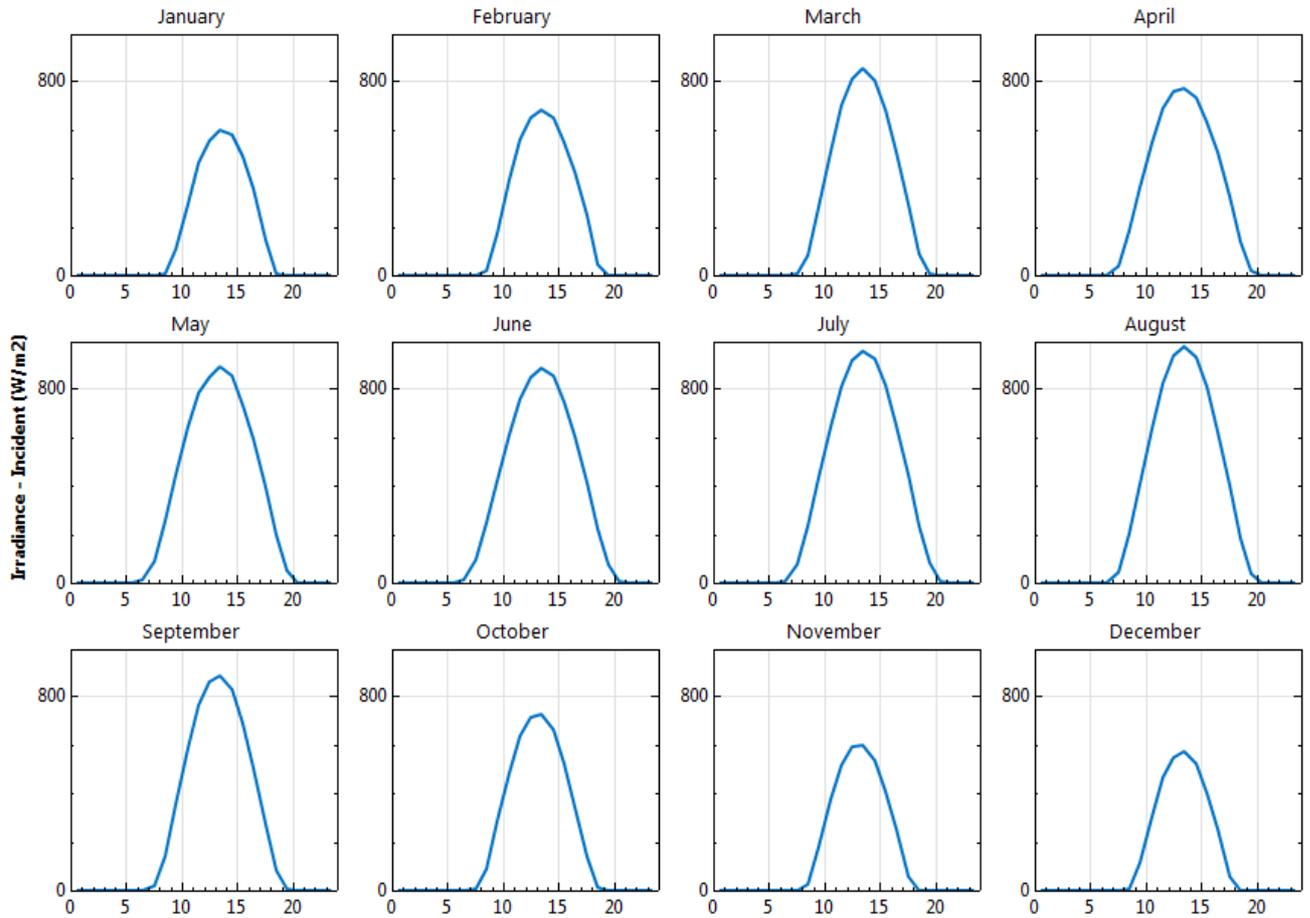


Figura 3.1c Radiación horaria en Sevilla

3.1.1 Ciclo ORC con potencia nominal de 250 vatios

En este régimen de operación se implantará un ciclo simple de Rankine al contar con una campana de pendiente negativa, imposibilitando la presencia de humedad en la expansión. Como hemos mencionado anteriormente el objetivo de este régimen es reducir el consumo en la red, reduciendo los gastos energéticos. En este sistema hemos optado por evaporar a 90°C (10,1 bar) debido a que no es necesario un gran salto al decantarnos por una potencia nominal baja y un colector de 3,5 m².

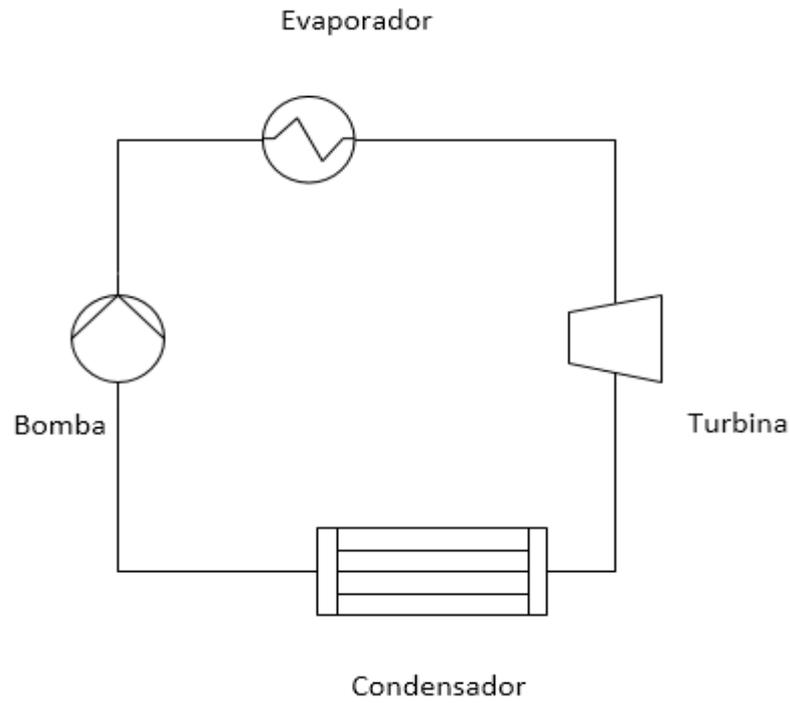


Figura 3.1.1 Esquema de la instalación ORC 250 y 700 watos

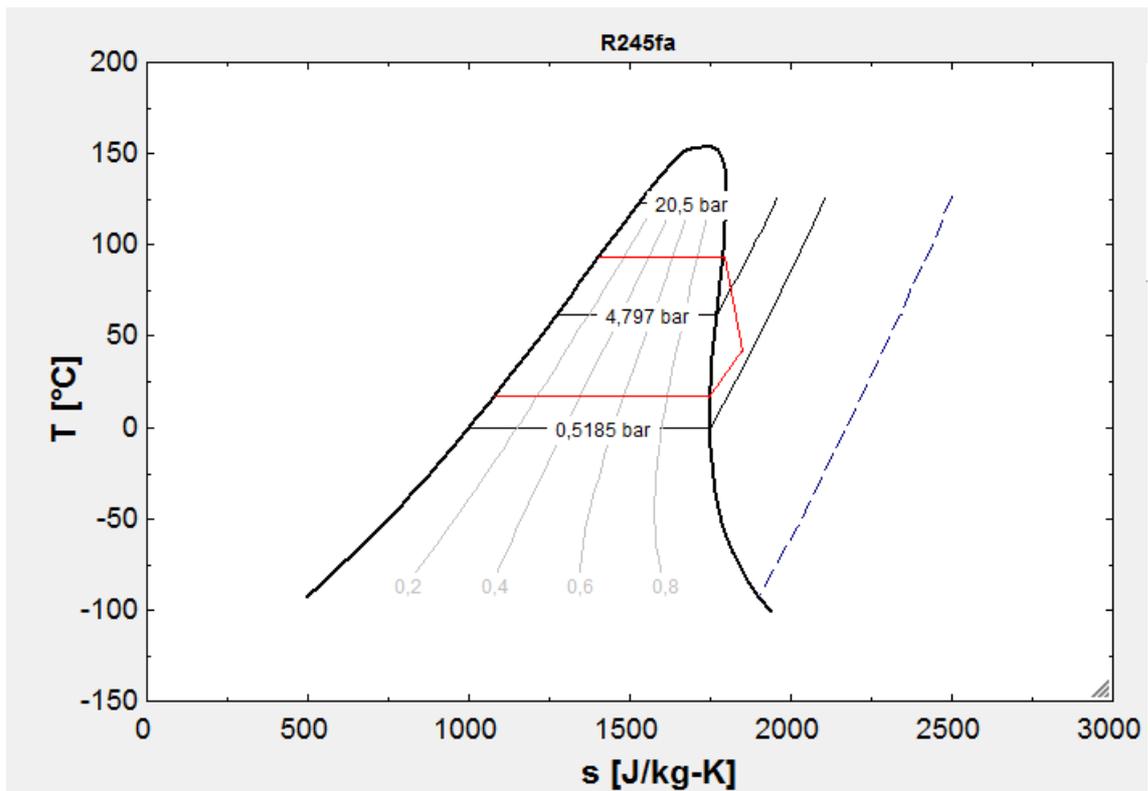


Figura 3.1.1a Diagrama T-S ciclo ORC de 250 w de potencia nominal

Condiciones termodinámicas:

Zona	Temperatura	Presión	Entalpía
Salida del condensador	$T_1 = 17,26^{\circ}C$	$P_1 = 1,1 \text{ bar}$	$h_1 = 222271 \frac{j}{kg}$
Salida de la bomba	$T_3 = 90^{\circ}C$	$P_3 = 10,1 \text{ bar}$	$h_3 = 324279 \frac{j}{kg}$
Entrada a turbina	$T_4 = 90^{\circ}C$	$P_4 = 10,1 \text{ bar}$	$h_4 = 468120 \frac{j}{kg}$
Salida de la turbina	$T_5 = 41,62^{\circ}C$	$P_5 = 1,1 \text{ bar}$	$h_5 = 439725 \frac{j}{kg}$

Tabla 3.1.1a Condiciones de operación ciclo ORC de 250 w de potencia nominal

El conocer la potencia solar nos proporcionará conocer el gasto de aceite y R-245fa con el que podemos trabajar:

$$Q_{colector} = A_{solar} * Pot_{solar}$$

$$Q_{colector} = m_{aceite} * Cp_{aceite} * (T_{ent} - T_{sal}) = m_{R245} * (h_4 - h_3) * n_{hx}$$

Una vez conocido los gastos podemos conocer que potencia generamos a partir del gasto que bombeamos y turbinamos simultáneamente:

$$W_{turbina} = m_{R245} * (h_4 - h_5)$$

$$W_{bombeo} = m_{R245} * (h_3 - h_1)$$

$$Producción = (W_{turbina} - W_{bombeo}) * \eta_{mec}$$

Hay que tener en cuenta que nuestra turbina trabajará en carga parcial a partir de un 15% de carga hasta un 120%, única limitación junto a la falta de potencia solar a la hora de la producción. Esta variación de la carga modificará el rendimiento de nuestra turbina, considerando que regulamos por admisión, de la siguiente forma:

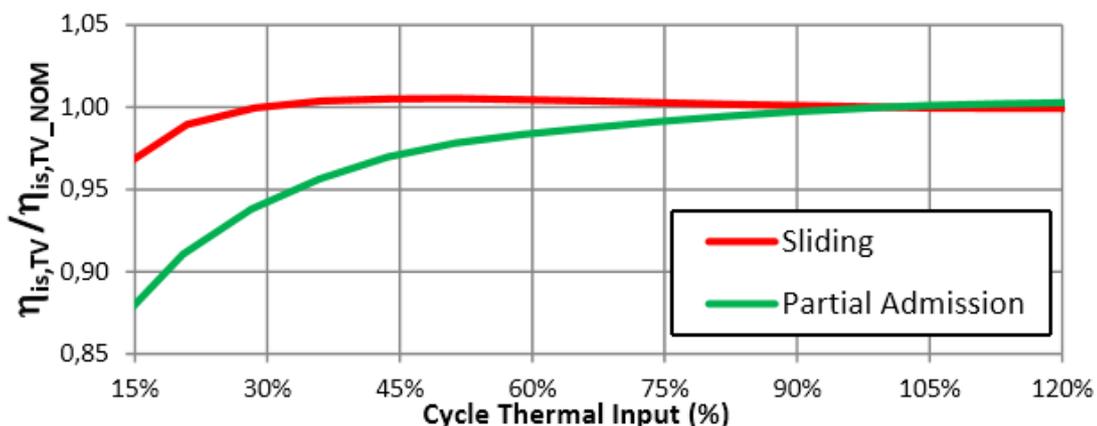


Figura 3.1.1b Variación del rendimiento de la turbina respecto a la carga [4]

Al tener la demanda horaria de la vivienda y la potencia solar que recibe, podemos obtener unas tablas que nos refleje cuando produzcamos cuanto producimos y según lo demandado la cantidad de de wh que necesitaríamos de red para satisfacer la demanda total.

Otro parámetro interesante que podemos obtener es el siguiente rendimiento global:

$$\eta_{global} = \frac{\text{Producción} - \text{Consumo bomba auxiliar}}{Q_{colector}}$$

Este parámetro está definido por lo que producimos quitándole a esa producción lo que consumimos en la bomba auxiliar del condensador entre la energía solar aportada.

Una vez definido las características y parámetros fundamentales de nuestro ciclo procedemos a analizar cómo responde estos parámetros indicadores del comportamiento de la instalación a las condiciones solares correspondientes a Sevilla.

Enero

Hora	Producción	Demanda	Almacenamiento	Deficit	Acumulado	Compra Red	$\eta_{turbina}$
9	0	242	0	242	0	242	0%
10	0	218	0	218	0	218	0%
11	283,9	283	0,9	0	0,9	0	81,13%
12	283,3	275	8,3	0	9,2	0	82,63%
13	279	227	52	0	61,2	0	82,63%
14	277,9	270	7,9	0	69,1	0	82,63%
15	279	499	0	220	0	150,9	82,63%
16	283,1	440	0	156,9	0	156,9	82,63%
17	289,4	343	0	53,6	0	53,6	82,63%
18	0	247	0	247	0	247	0%
19	0	320	0	320	0	320	0%
20	0	414	0	414	0	414	0%
21	0	710	0	710	0	710	0%
22	0	966	0	966	0	966	0%
23	0	735	0	735	0	735	0%
24	0	357	0	357	0	357	0%
Total	1975,6	6546				4570,4	

Tabla 3.1.1b Comportamiento del ORC 250 w en Enero

Este es el seguimiento mensual que realizaremos a nuestra instalación, en primer lugar introducimos la radiación diaria típica del mes en cuestión en el software en el cual esta definido los expresiones que modelan nuestro sistema. Una vez realizado esto, podemos realizar un seguimiento horario de nuestra instalación obteniendo datos interesantes como la energía que es capaz de producir y compararla con la demanda obteniendo cuando se produce déficit y cuando superávit de energía permitiéndonos conocer cuando debemos obtener energía de red y cuanta energía somos capaces de almacenar en una batería para satisfacer la demanda en horas posteriores. Además, nos servirá para dimensionar la batería y el resto de componentes esenciales de la instalación.

Este análisis también nos ayudara a conocer cuánto consumiremos en la bomba del R-245fa como en la bomba auxiliar. Además, a partir de estos parámetros obtenemos el rendimiento global que nos da una orientación acerca de cómo funciona nuestra instalación.

Este tipo de seguimiento lo realizaremos en el resto de meses de la misma forma que en el mes de Enero, por tanto, los resultados obtenidos en este análisis son los siguientes:

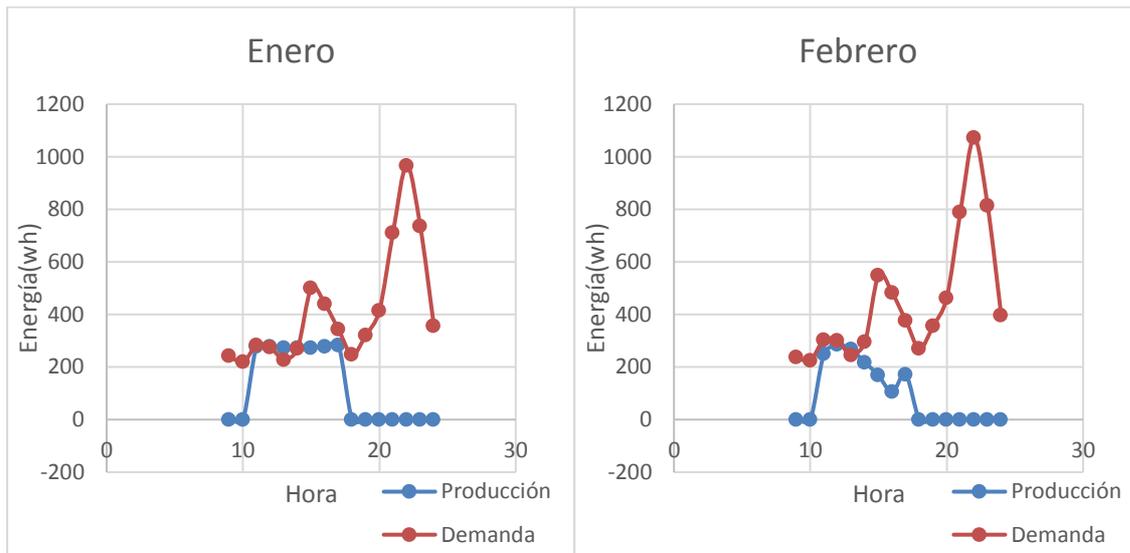


Figura 3.1.1c Producción VS Demanda en Enero y Febrero

En los dos primeros meses del año cabe destacar que en el mes de Enero se consigue satisfacer la demanda durante 4 horas y tan solo dos en el mes de Febrero. La producción en el mes de Febrero es muy baja y únicamente una pequeña parte de la demanda, en cambio, en Enero se consigue trabajar varias horas a plena carga objetivo de esta instalación, ya que, la potencia nominal de la instalación imposibilita satisfacer la demanda diaria exceptuando en zonas de demanda valle.

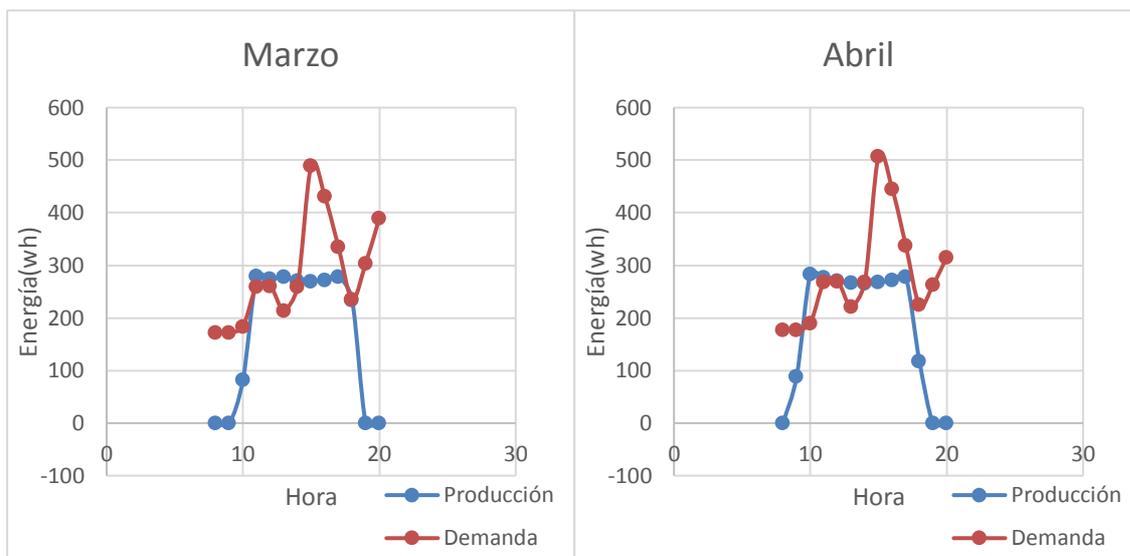


Figura 3.1.1d Producción VS Demanda en Marzo y Abril

En los meses de Marzo y abril se consigue satisfacer la demanda en un mayor número de hora debido por el aumento de horas con radiación suficiente como para que el sistema trabaje a plena carga. Además, se encuentran a plena carga en horas de demanda pico contribuyendo a una reducción considerable del apoyo de red requerido.

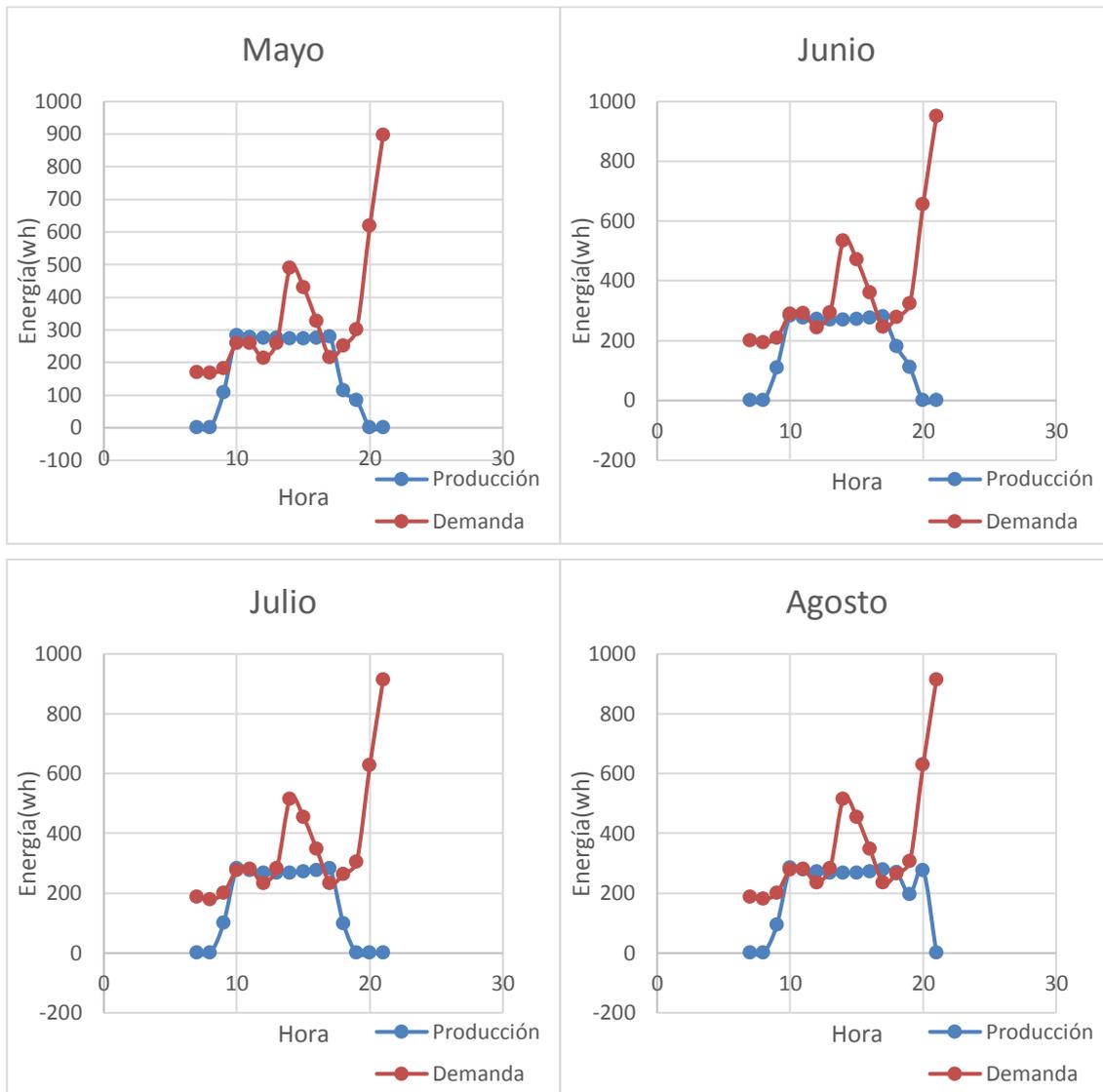


Figura 3.1.1e Producción VS Demanda en Mayo, Junio, Julio y Agosto

En meses estivales el comportamiento es similar al de los dos anteriores, debido a que se encuentran en el límite productivo de la instalación, ya que, en estos meses la radiación es considerablemente superior a los meses anterior. Se consigue reducir el consumo de red de forma considerable, pero es un claro indicio de que la instalación se queda infradimensionada.

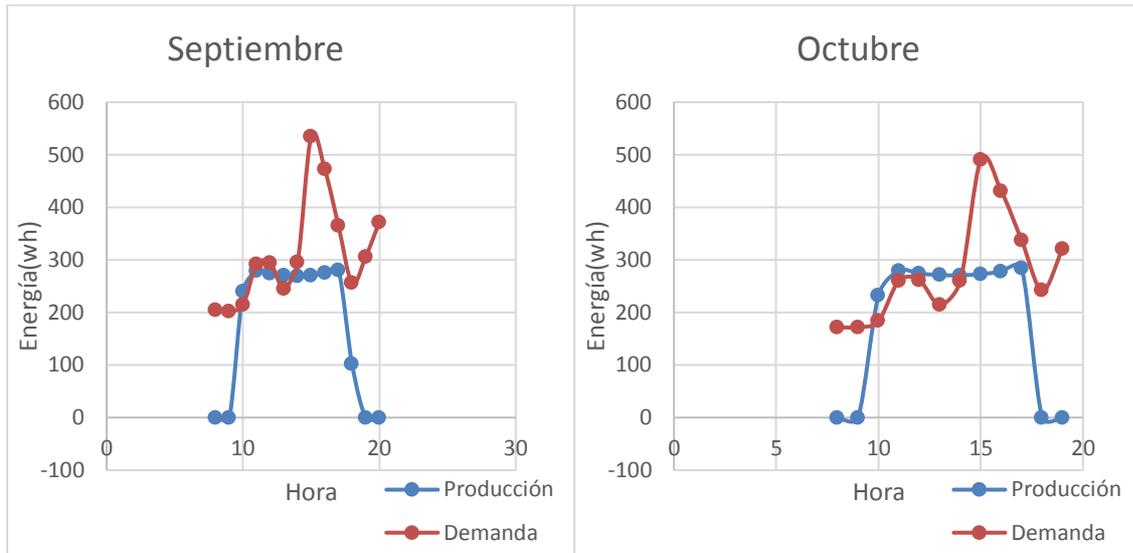


Figura 3.1.1f Producción VS Demanda en Septiembre y Octubre

En estos meses junto a Marzo y Abril es donde mejor resultado se obtiene considerando la potencia solar que caracteriza estos meses, se consigue satisfacer la demanda durante varias horas del mediodía y un buen número de horas reduciendo el consumo de red en un 50% o más.

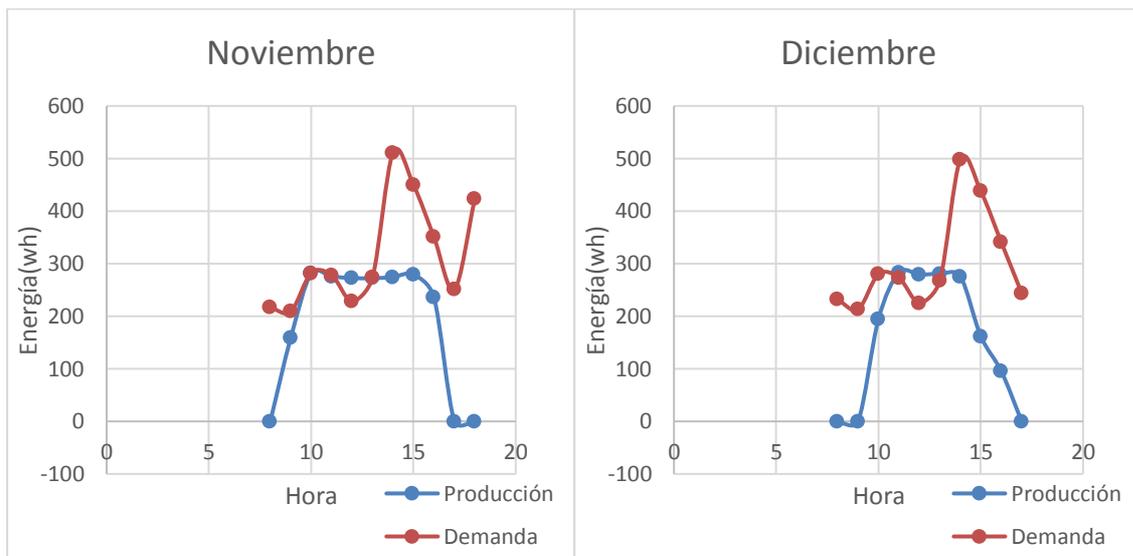


Figura 3.1.1g Producción VS Demanda en Noviembre y Diciembre

En los meses de Noviembre y Diciembre se reduce el número de horas a plena carga satisfaciendo menos hora la demanda de forma completa como parcial.

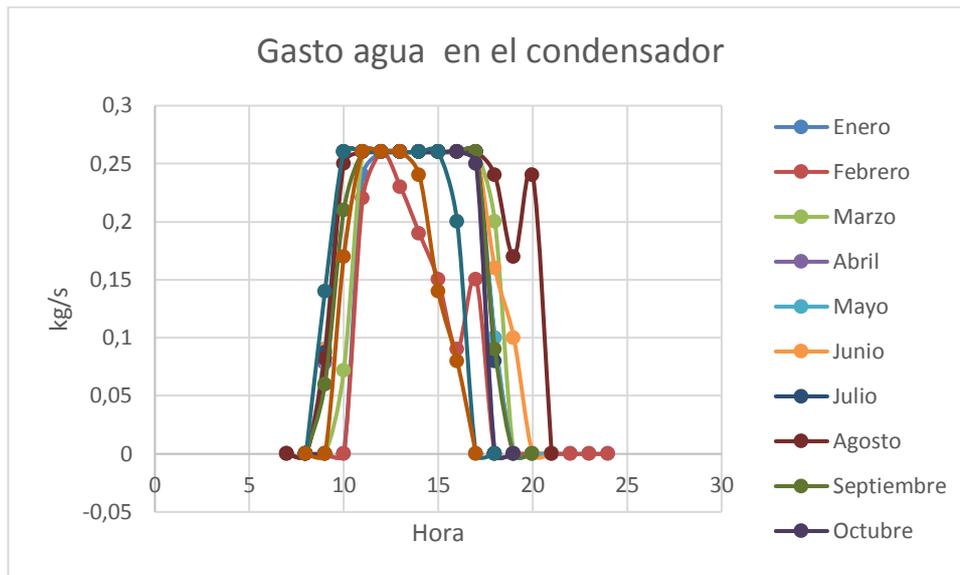


Figura 3.1.1h Gasto de agua en el condensador ORC 250 watos

En esta figura se visualiza cómo evoluciona la demanda de agua en el condensador en cada día típico mensual, que nos da una clara idea de la cantidad que debemos disponer. Como podemos observar el mayor gasto que coincide con plena carga es de 0,26 kg/s. “Esta en valores óptimos, ya que, con un almacenamiento de 2 metro cúbicos seríamos capaz de satisfacer”.

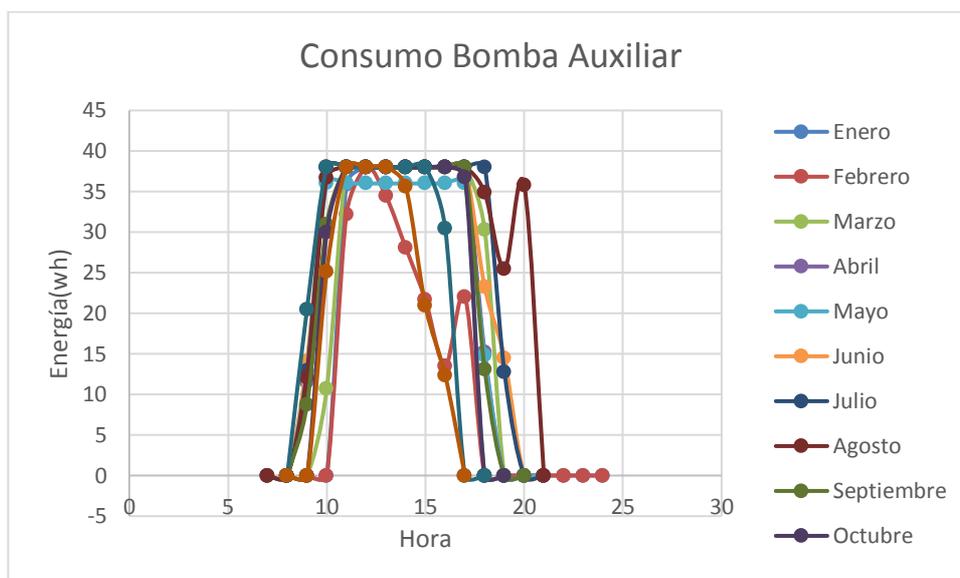


Figura 3.1.1i Consumo de auxiliar para mover el agua de condensado ORC 250 watos

Otro aspecto interesante para analizar es el consumo al que tiene que hacer frente nuestra instalación para mover el gasto de agua del condensado. Este consumo tiene su máximo en 38 wh a carga máxima, oscilando el 12% de la producción. Por tanto, es un consumo a tener en cuenta y que tendrá un peso importante en la evaluación del rendimiento global.

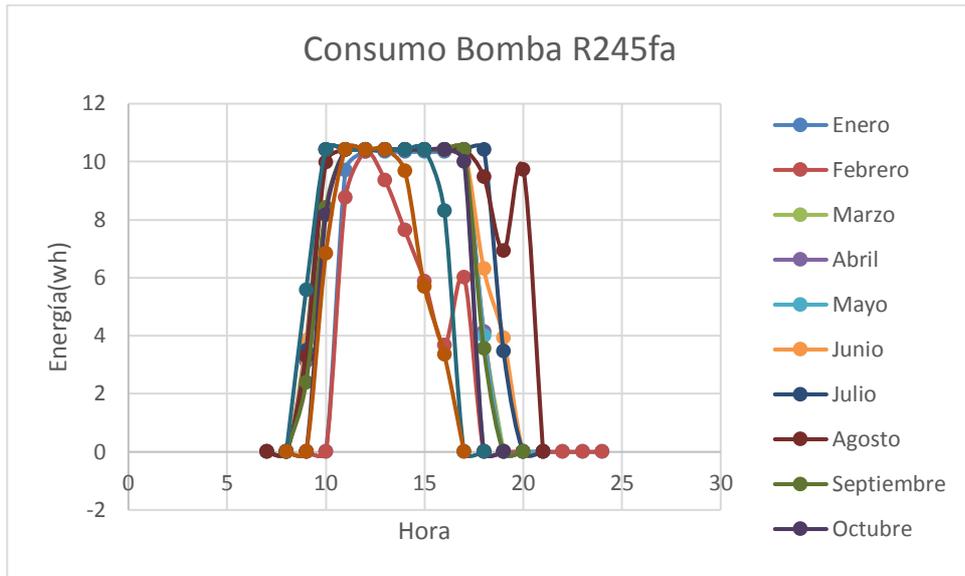


Figura 3.1.1j Consumo de bomba ORC 250 watos

En este gráfico cómo evoluciona el consumo de la bomba de nuestro ciclo, cabe destacar que es inferior a la bomba auxiliar y que tiene su máximo en los 10,2 wh.

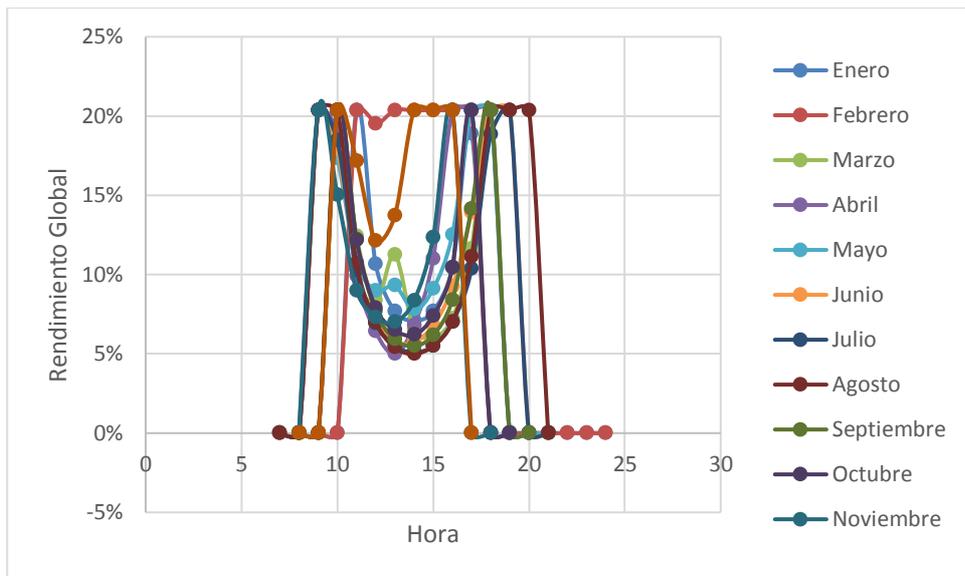


Figura 3.1.1k Rendimiento global ORC 250 watos

En esta figura observamos el rendimiento global definido anteriormente y vemos el peso que tiene el consumo auxiliar, ya que, el rendimiento global es máximo cuando menos caudal de condensado se mueve. El rendimiento global en horas punta oscila entre 5-10% mientras que en horas de menor producción puede llegar hasta el 20%. El principal motivo de la caída del rendimiento cuando trabajamos en horas punta es la gran cantidad de potencia solar que capta nuestro colector pero por la limitación en la instalación por el dimensionamiento no es aprovechada. Por tanto desde el punto de vista del rendimiento no es adecuada esta instalación, sería interesante analizar con una instalación de mayor tamaño.

En el último trimestre la producción disminuye progresivamente.

La implantación de esta instalación supone la reducción de la factura eléctrica, tal que:

Producción (kwh)	496,98
Demanda (kwh)	820,38
Red (kwh)	323,39
Ahorro diario	39,4%

Tabla 3.1.1m Parámetros anuales

La reducción se calcula teniendo en cuenta como situación inicial la vivienda unifamiliar sin ciclo ORC.

Ventajas:

1. La mayor parte del tiempo de funcionamiento lo hace a plena carga, por tanto, los equipos son sometidos con menos frecuencias a cambios de caudal y temperatura que reducen la vida útil de la instalación.
2. La producción se realiza a una alta eficiencia superior al evitar la carga parcial.
3. Se reduce la factura eléctrica diaria de forma considerada.

Desventajas:

1. Instalación incapaz de satisfacer la demanda de la vivienda.
2. Desaprovechamiento de los meses con mayor radiación al tratarse de una instalación infradimensionada.
3. No satisface la demanda de calor y frío.
4. Imposibilidad de producción de ACS en paralelo.

3.1.2 Ciclo ORC con potencia nominal de 700 vatios

Este sistema se diseña con la intención de satisfacer casi la totalidad de la demanda exceptuando un tiempo desfavorable y las primeras horas matutinas. En esta ocasión para disponer de un salto mayor evaporamos el R245fa a 130°C y 23,4 bar y contamos con un colector de 3 m². Para estas condiciones nuestro ciclo quedaría de tal forma:

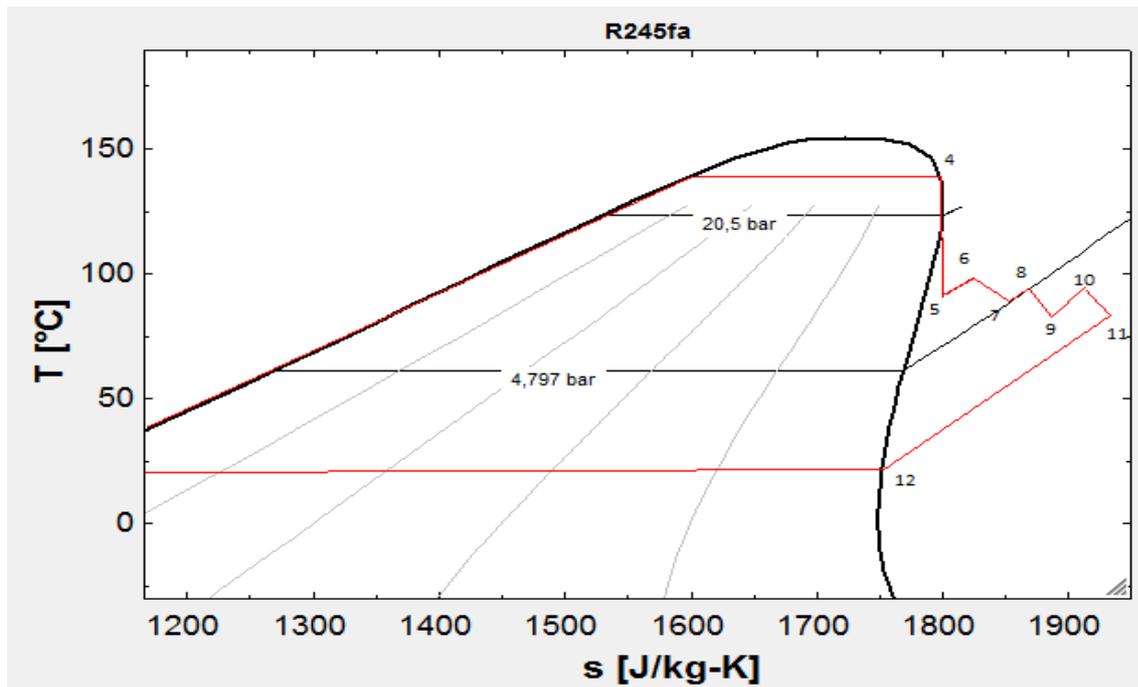


Figura 3.1.2a Diagrama T-S ciclo ORC con recalentamiento

Zona	Temperatura	Presión	Entalpía
Salida condensador	$T_1 = 17,26^{\circ}C$	$P_1 = 1,1 \text{ bar}$	$h_1 = 222271 \text{ j/kg}$
Salida bomba	$T_2 = 130^{\circ}C$	$P_2 = 23,4 \text{ bar}$	$h_2 = 224610 \text{ j/kg}$
Entrada evaporador	$T_3 = 130^{\circ}C$	$P_3 = 23,4 \text{ bar}$	$h_3 = 390400 \text{ j/kg}$
Salida evaporador	$T_4 = 130^{\circ}C$	$P_4 = 23,4 \text{ bar}$	$h_4 = 487882 \text{ j/kg}$
Salida 1° escalonamiento	$T_5 = 97,56^{\circ}C$	$P_5 = 10 \text{ bar}$	$h_5 = 477775 \text{ j/kg}$
Salida 1° recalentamiento	$T_6 = 100^{\circ}C$	$P_6 = 10 \text{ bar}$	$h_6 = 480748 \text{ j/kg}$
Salida 2° escalonamiento	$T_7 = 88,78^{\circ}C$	$P_7 = 5 \text{ bar}$	$h_7 = 478224 \text{ j/kg}$
Salida 2° recalentamiento	$T_8 = 95^{\circ}C$	$P_8 = 5 \text{ bar}$	$h_8 = 484891 \text{ j/kg}$
Salida 3° escalonamiento	$T_9 = 85^{\circ}C$	$P_9 = 2,7 \text{ bar}$	$h_9 = 478538 \text{ j/kg}$
Salida 3° recalentamiento	$T_{10} = 95^{\circ}C$	$P_{10} = 2,7 \text{ bar}$	$h_{10} = 488751 \text{ j/kg}$
Salida 4° escalonamiento	$T_{11} = 84,4^{\circ}C$	$P_{11} = 1,4 \text{ bar}$	$h_{11} = 480196 \text{ j/kg}$

Tabla 3.1.2a Condiciones en el ciclo ORC con recalentamiento

Utilizando las mismas expresiones que en el caso anterior, la potencia solar y la demanda en Sevilla para una vivienda unifamiliar, obtenemos los siguientes resultados:

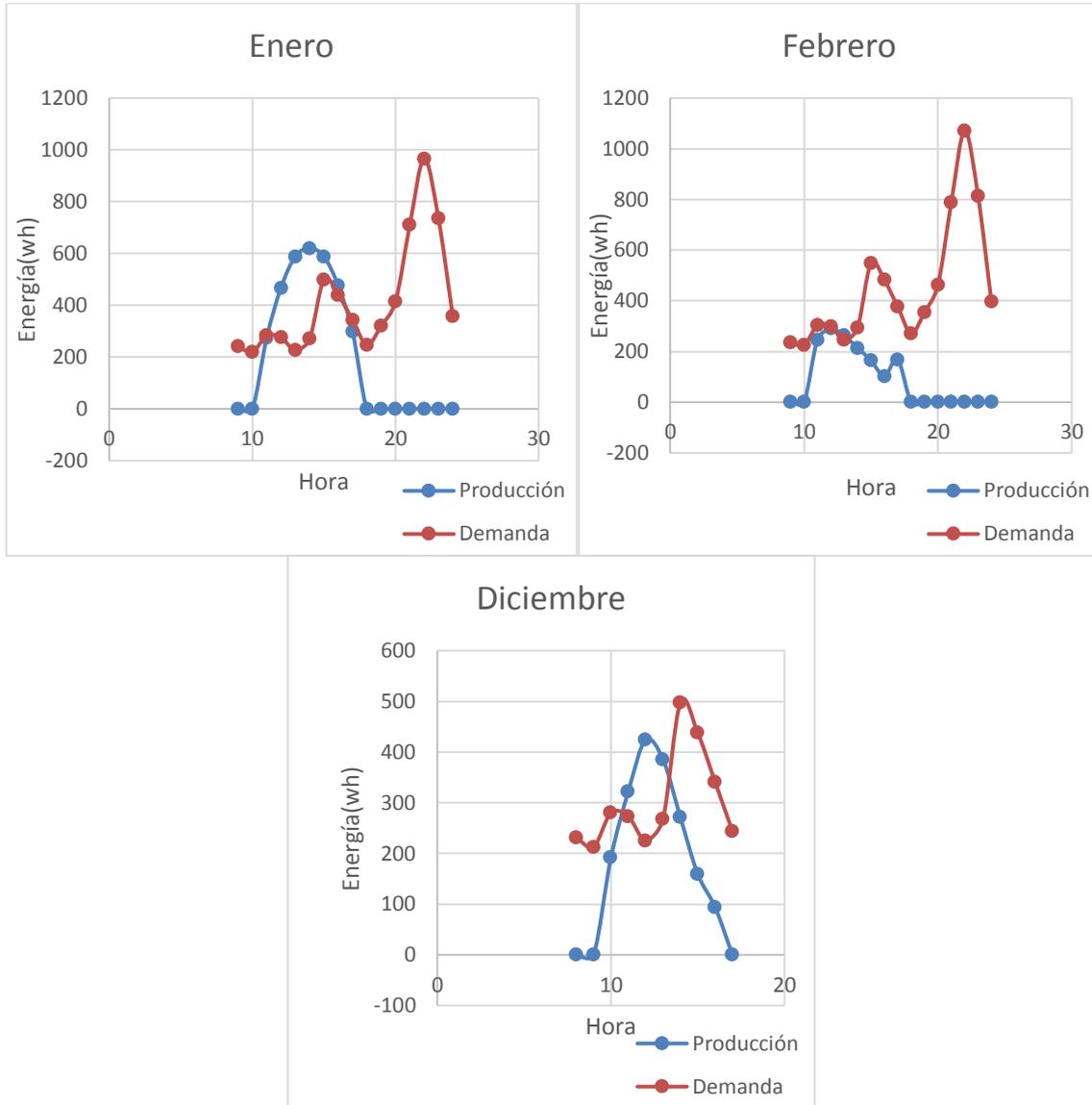


Figura 3.1.2b Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Enero, Febrero y Diciembre

En el mes de Enero nuestra instalación trabaja desde las 11 hasta las 17 horas satisfaciendo la demanda completa en 5 horas de ellas. En el mes de Febrero únicamente se consigue satisfacer la demanda durante dos horas, la producción es muy baja en este mes por lo que habría que pensar en otra forma de cubrir la demanda. Por último, en el mes de Diciembre ocurre lo mismo que en Enero se produce energía durante seis horas de las cuales cinco cubren la demanda completa y no consigue almacenar una gran cantidad de energía.

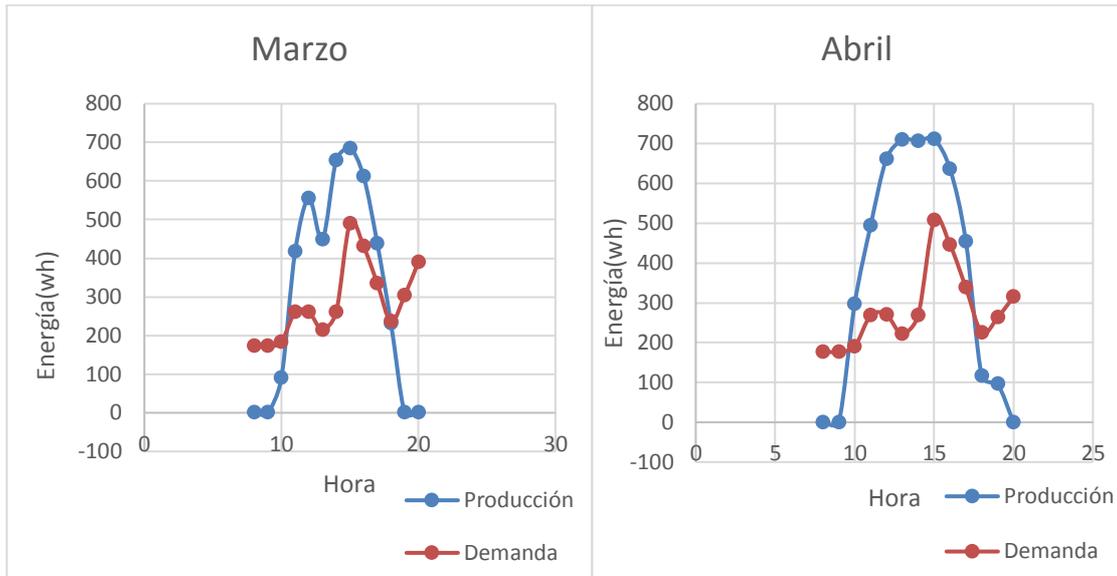


Figura 3.1.2c Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Marzo y Abril

En el mes de Marzo se consigue satisfacer la demanda prácticamente durante todo el día de 10-20 horas, necesitando únicamente de aporte de Red durante la noche y primeras horas de la mañana. En Abril tenemos un comportamiento similar.

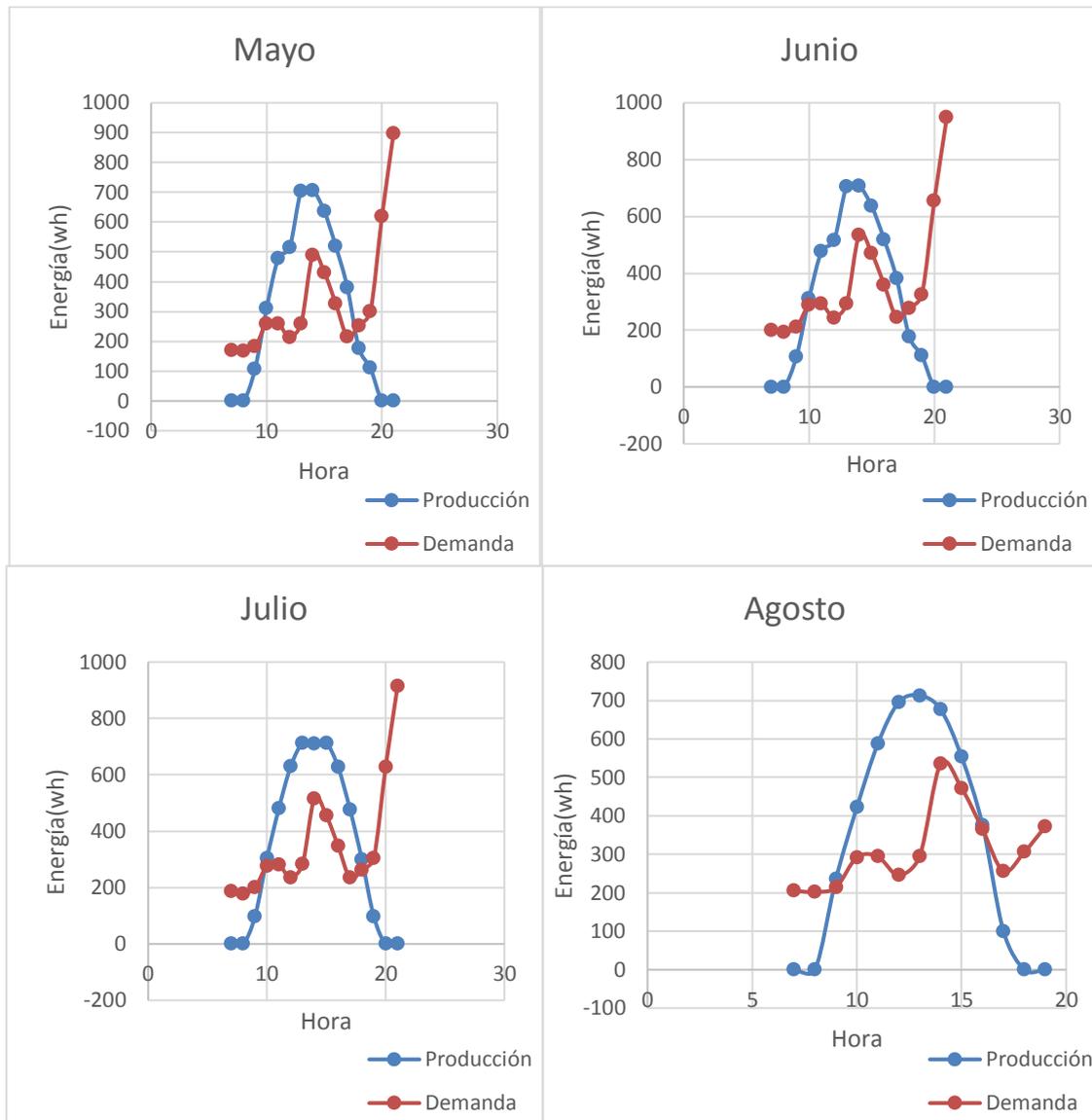


Figura 3.1.2d Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Mayo, Junio, Julio y Agosto

En el mes de Mayo se consigue producir de 9-18 horas y se consigue satisfacer la demanda hasta las 21 horas gracias a la energía almacenada en batería durante las horas punta de la radiación. En Junio tenemos una hora más de producción y se comporta de forma similar al mes de Mayo. En los meses de Julio y Agosto la producción llega a un nivel que se consigue cubrir la demanda hasta las 22 horas.

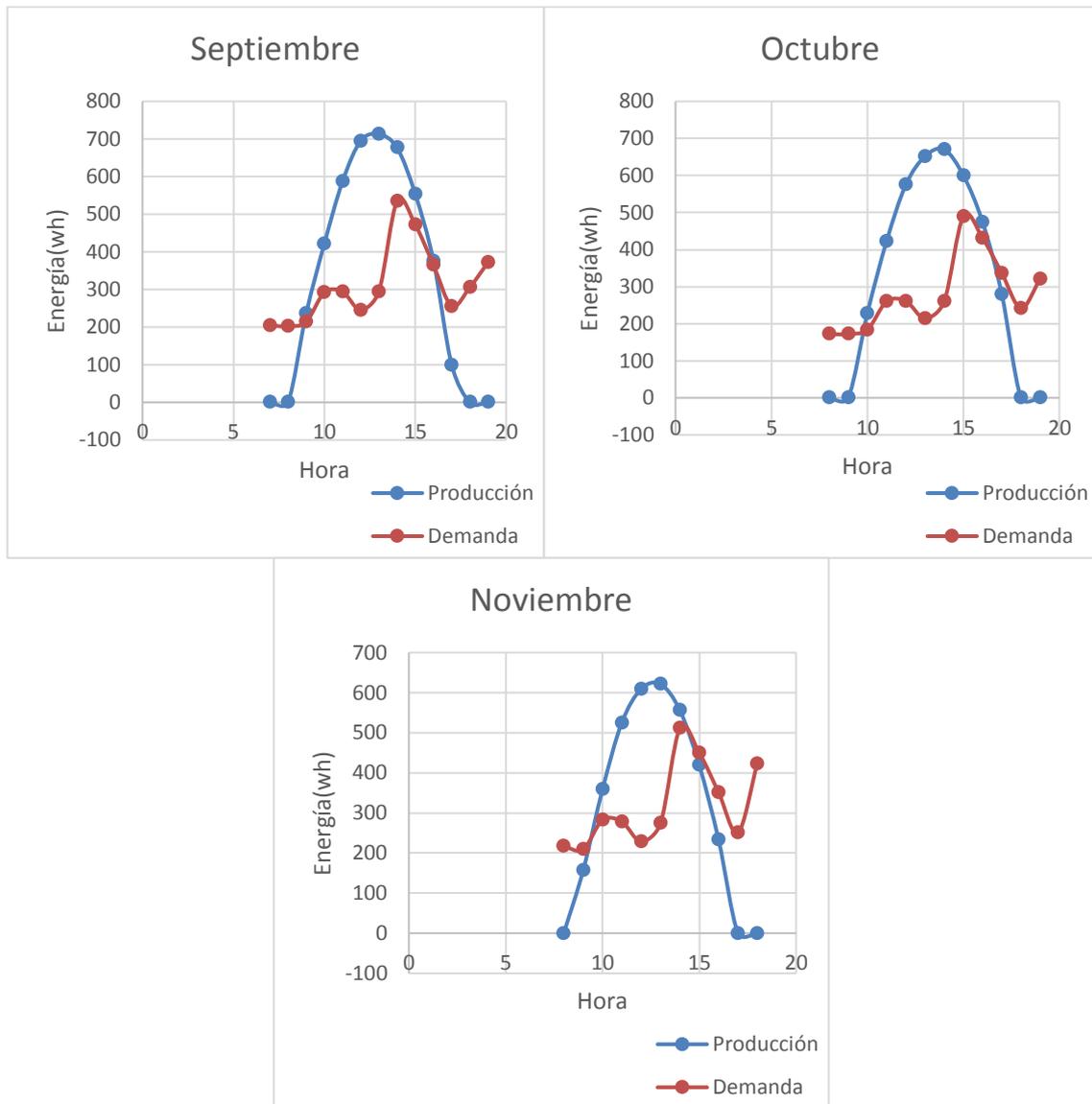


Figura 3.1.2e Demanda-Producción ciclo ORC con recalentamiento en Septiembre, Octubre y Noviembre

En el mes de Septiembre se consigue satisfacer la demanda de 9 a 20 horas, estos óptimos niveles de producción empiezan a caer en los meses de Octubre y Noviembre donde la cobertura de la demanda se produce durante 10 y 8 horas respectivamente.

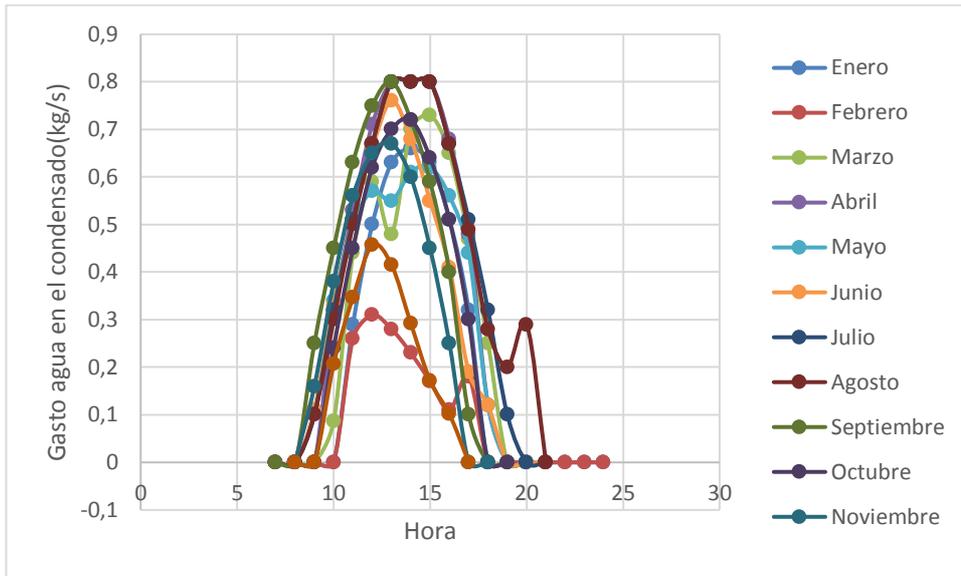


Figura 3.1.2f Gasto de agua de condensado en ORC 700 watos

En esta figura se representa cómo evoluciona el gasto de agua demandado por el condensador, como podemos ver, el rango por el que se mueve diariamente oscila entre los 0,1 kg/s hasta 0,8 kg/s dados en algunas horas punta de los meses de Agosto y Septiembre. Hay que destacar que esta instalación mueve un caudal importante en horas punta que puede ser crítica a la hora de dimensionar el almacenamiento subterráneo.

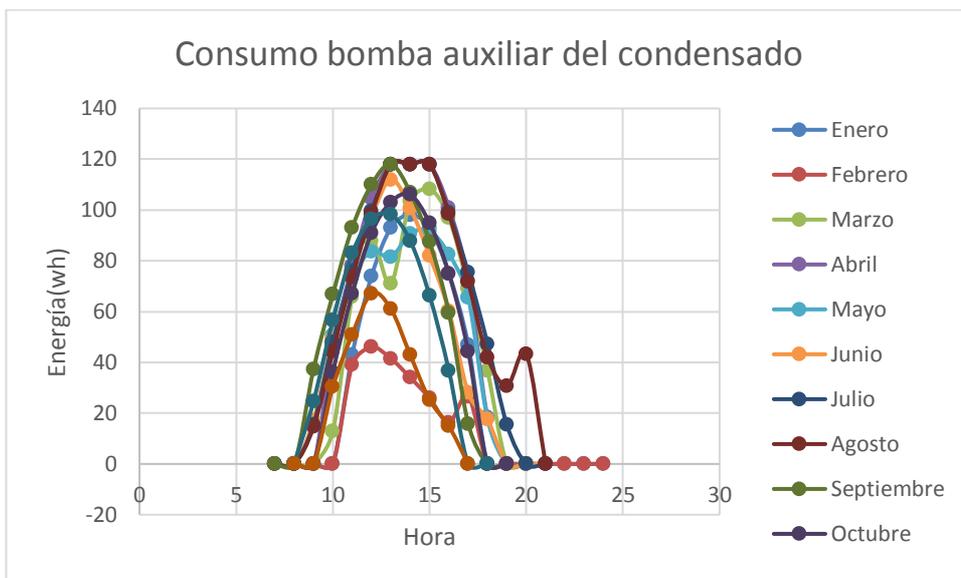


Figura 3.1.2g Consumo de la bomba auxiliar del condensador en ORC 700 watos

El consumo de la bomba auxiliar del condensador supone una buena cantidad de energía llegando a los 118 wh en horas punta.

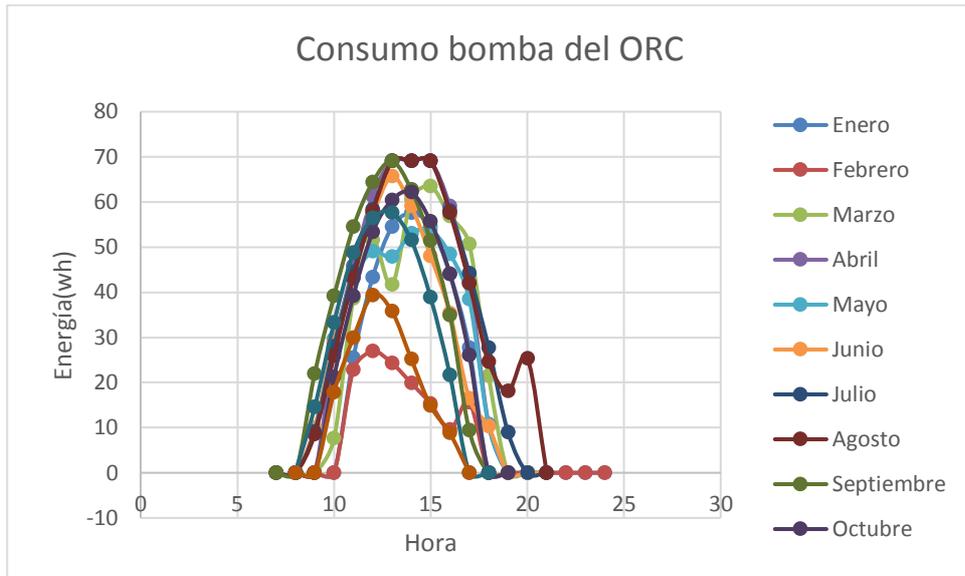


Figura 3.1.2h Consumo de la bomba del ORC 700 watis

El consumo por parte de las bombas que comprimen el fluido de trabajo oscila entre los 10-69 wh, valores muy inferiores a la potencia de turbina característica propia de los ciclos de Rankine.

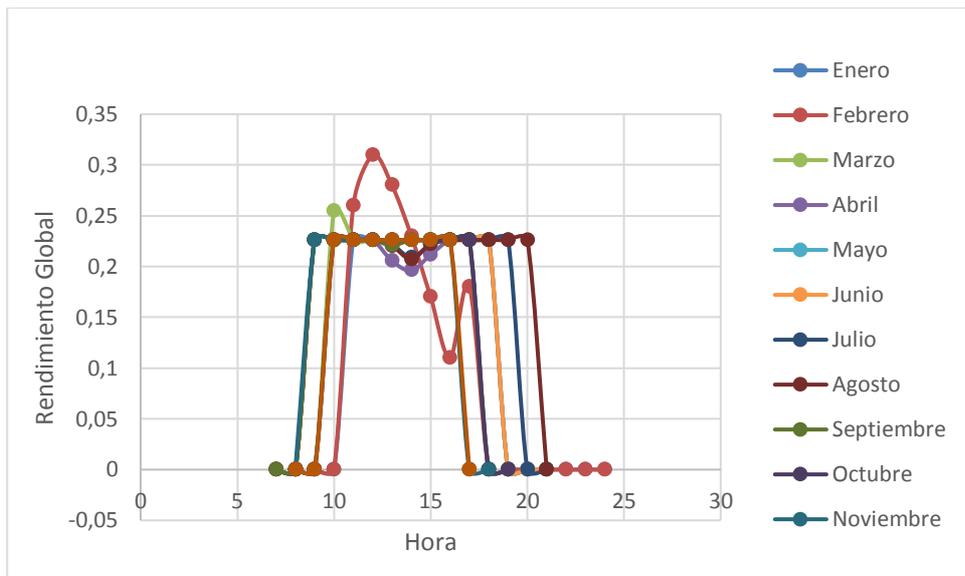


Figura 3.1.2i Rendimiento global del ORC 700 watis

A diferencia de la instalación analizada en el apartado anterior el rendimiento global permanece plano y con un valor óptimo como es un 22,6% durante todo el año exceptuando el mes de Febrero. Esto nos indica de qué instalación tiene una respuesta adecuada a las condiciones tanto de radiación solar como la producción respecto al consumo de la bomba auxiliar.

Es interesante analizar los siguientes parámetros anuales:

Producción (kwh)	985
Demanda (kwh)	1077
Red (kwh)	207,36
Ahorro diario (%)	91,46
Horas Funcionamiento	3320
Plena Carga	27,62%
Capacidad Batería (kwh)	2,2

Tabla 3.1.2o Comportamiento del ORC con recalentamiento Anual

El ahorro se calcula tomando como situación de origen la vivienda unifamiliar sin ORC. Esta instalación esta pensada para tener un apoyo eléctrico por la noche al satisfacer prácticamente la diurna en su totalidad con alguna excepción al comienzo de la mañana, desde el punto de vista técnico solo esta un 31,38% trabajando a plena carga siendo un hándicap del sistema.

Ventajas:

1. Satisface casi la totalidad de la demanda diurna produciéndose un ahorro del 91,46% de la factura eléctrica en este periodo.

Desventajas:

1. Se reduce el número de horas a plena carga respecto al caso anterior de forma considerable, siendo peor el rendimiento de la producción.
2. Variación de carga de forma horaria que produce estrés en los equipos y reduciendo la vida útil de la instalación.
3. No satisface la demanda eléctrica nocturna, al no almacenar la suficiente energía durante el día.
4. No satisface la demanda de frío ni calor.

3.1.3 Ciclo ORC con recuperador de calor

En este modo de operación la novedad es la incorporación de un recuperador de calor a la salida de la turbina que permita aprovechar parte del calor que anteriormente se desechaba en el condensador para evaporar parte del R245. Esto supone un aumento de gasto y como consecuencia de la producción aumentando el rendimiento del ciclo. Al aumentar la potencia nominal de la turbina para trabajar en los rangos de potencia que se verán a continuación es de 1,5 kW.

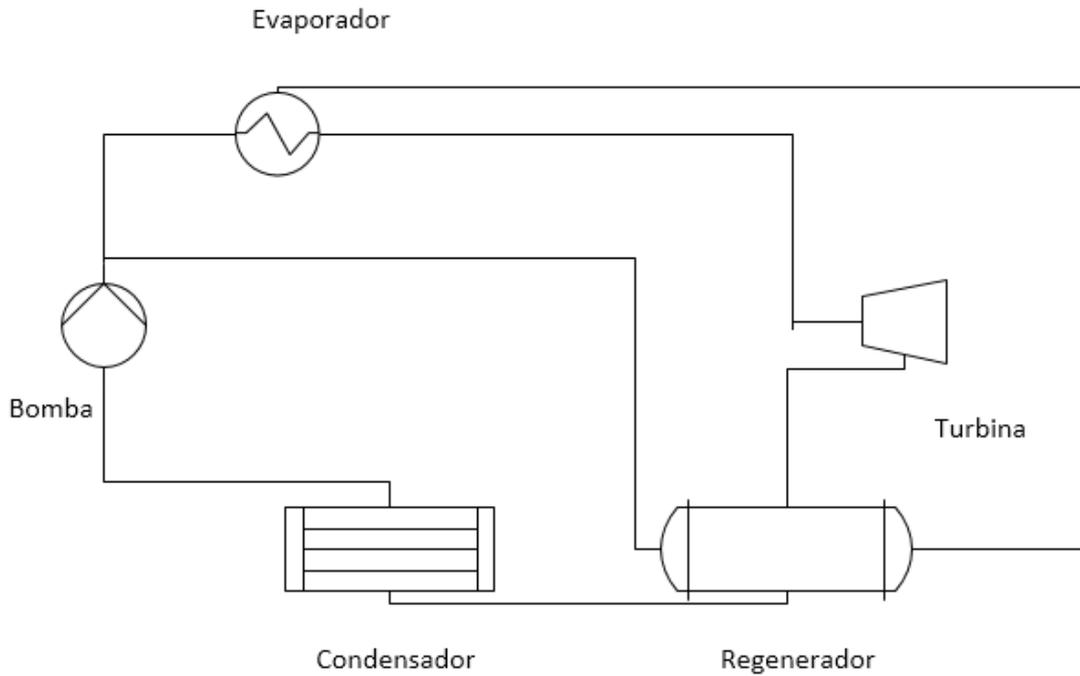


Figura 3.1.3a Esquema de la instalación con recuperador

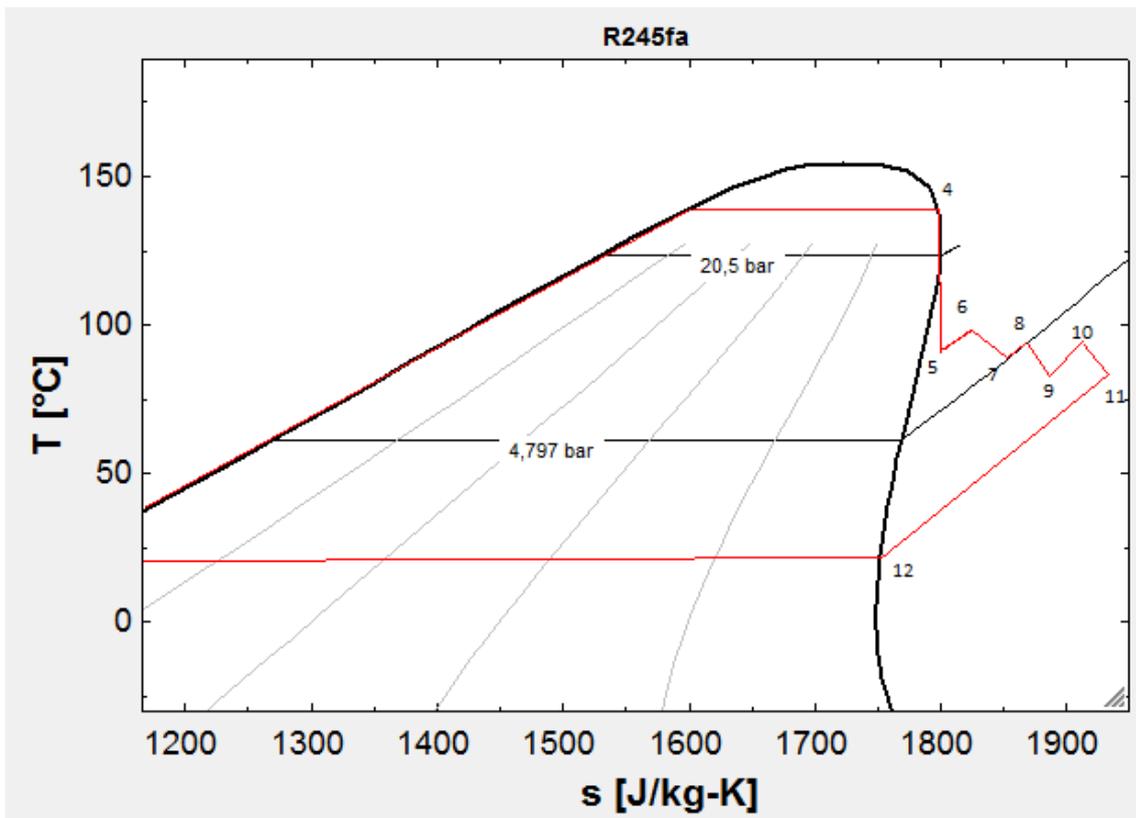


Figura 3.1.3b Diagrama T-S del ciclo ORC con recuperador de calor

En este ciclo trabajamos a las mismas condiciones de presión, temperatura y entalpía que en el caso anterior, por lo que sería redundante definirlos. Este modo de operación será analizado para satisfacer la demanda eléctrica, para satisfacer la demanda eléctrica y ACS y para satisfacer la demanda eléctrica y de calor.

4.1.3.1 Satisfacer la demanda eléctrica

En este apartado, al igual que en los dos anteriores nos dedicaremos únicamente a satisfacer la demanda eléctrica. De modo que toda la energía solar que recibamos será transformada por la turbina en energía eléctrica, la energía excedente la almacenaremos en baterías para cubrir el máximo de demanda.

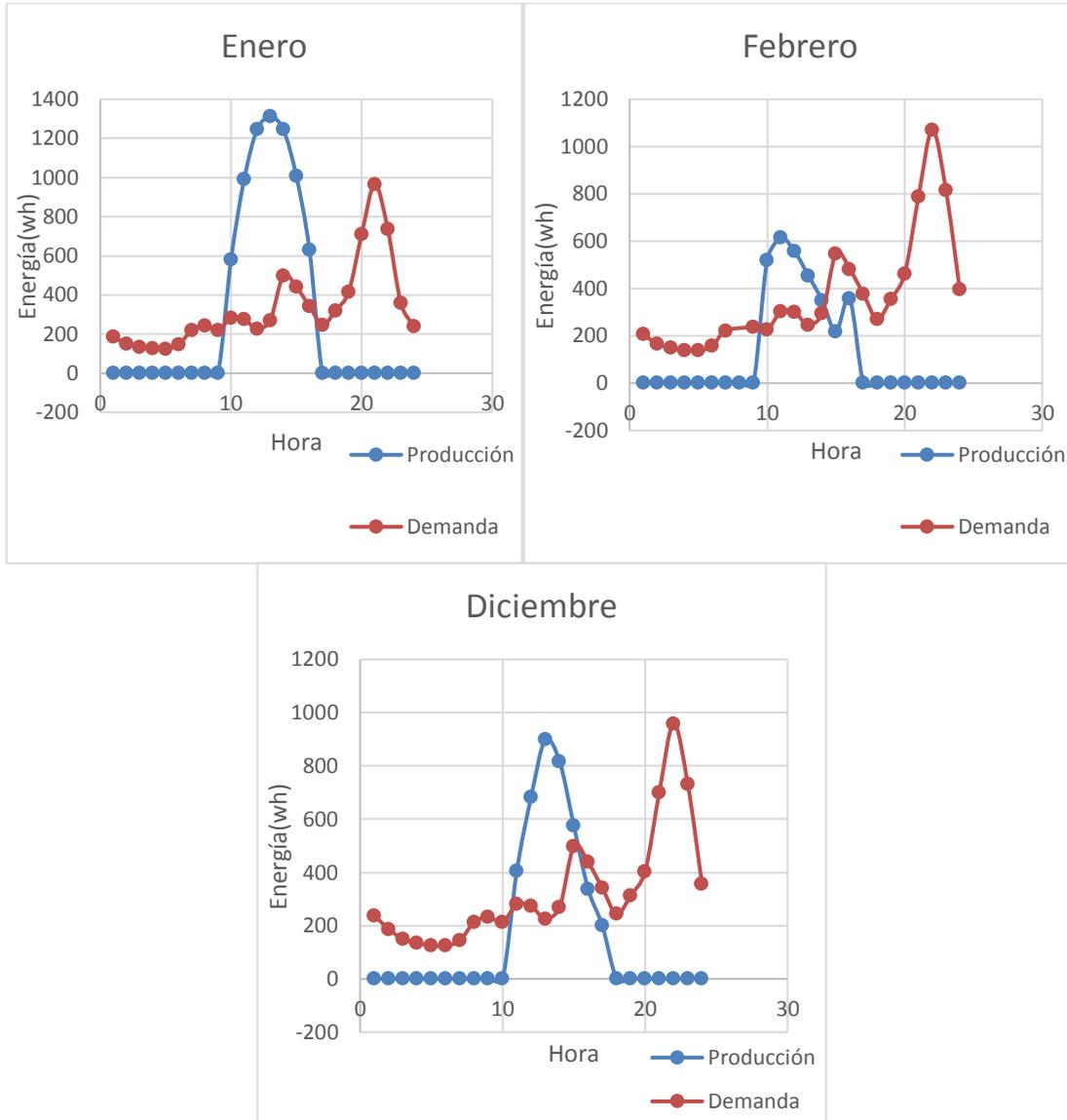


Figura 3.1.3.1a Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Enero, Febrero y Diciembre

En Enero se consigue cubrir con el ORC toda la demanda exceptuando la producida entre las 6 y 10 de la mañana siendo este un buen resultado ante uno de los meses más desfavorables para esta tecnología, se consigue producir en su hora de máxima carga 1,3 kwh. El mes de Febrero como se ha podido comprobar en los análisis anteriores, es el mes más desfavorable y en este caso consigue satisfacer la demanda diurna de 10-18 horas alcanzando a producir en su hora de máxima carga 1 kwh. Por último, en el mes de Diciembre también se consigue satisfacer la demanda durante las 8 horas del día.

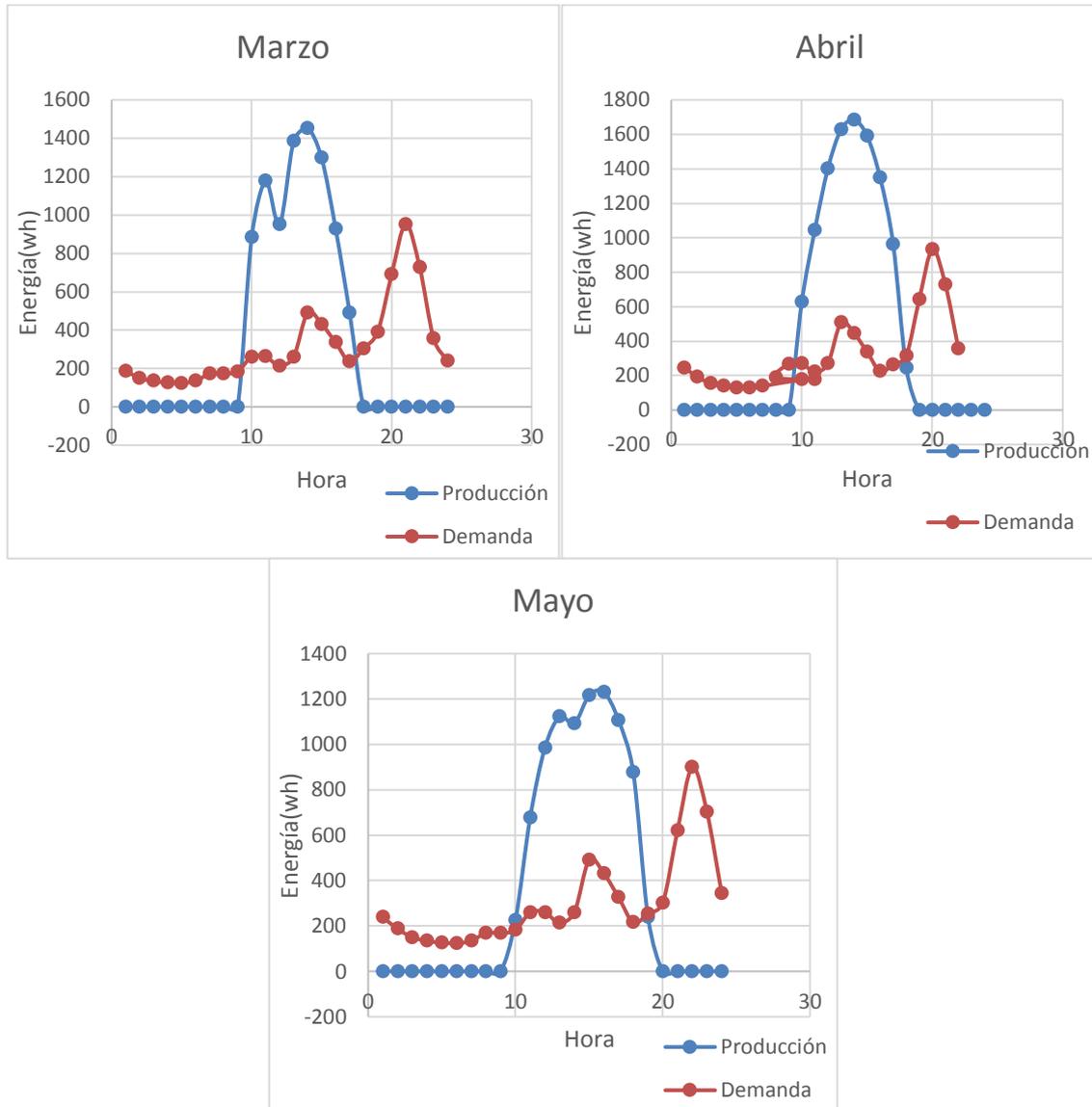


Figura 3.1.3.1b Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Marzo, Abril y Mayo

En el mes de Marzo se consigue satisfacer la demanda de forma completa e incluso disponer de 1kwh de energía sobrante que puede ser destinada a producción de ACS. En los dos meses posteriores el comportamiento es similar con la diferencia de que la energía sobrante es de 3,2 kwh y 2kwh respectivamente en los meses de Abril y Mayo. Por tanto, podemos decir que el sistema es capaz de encargarse de la producción ACS en este trimestre.

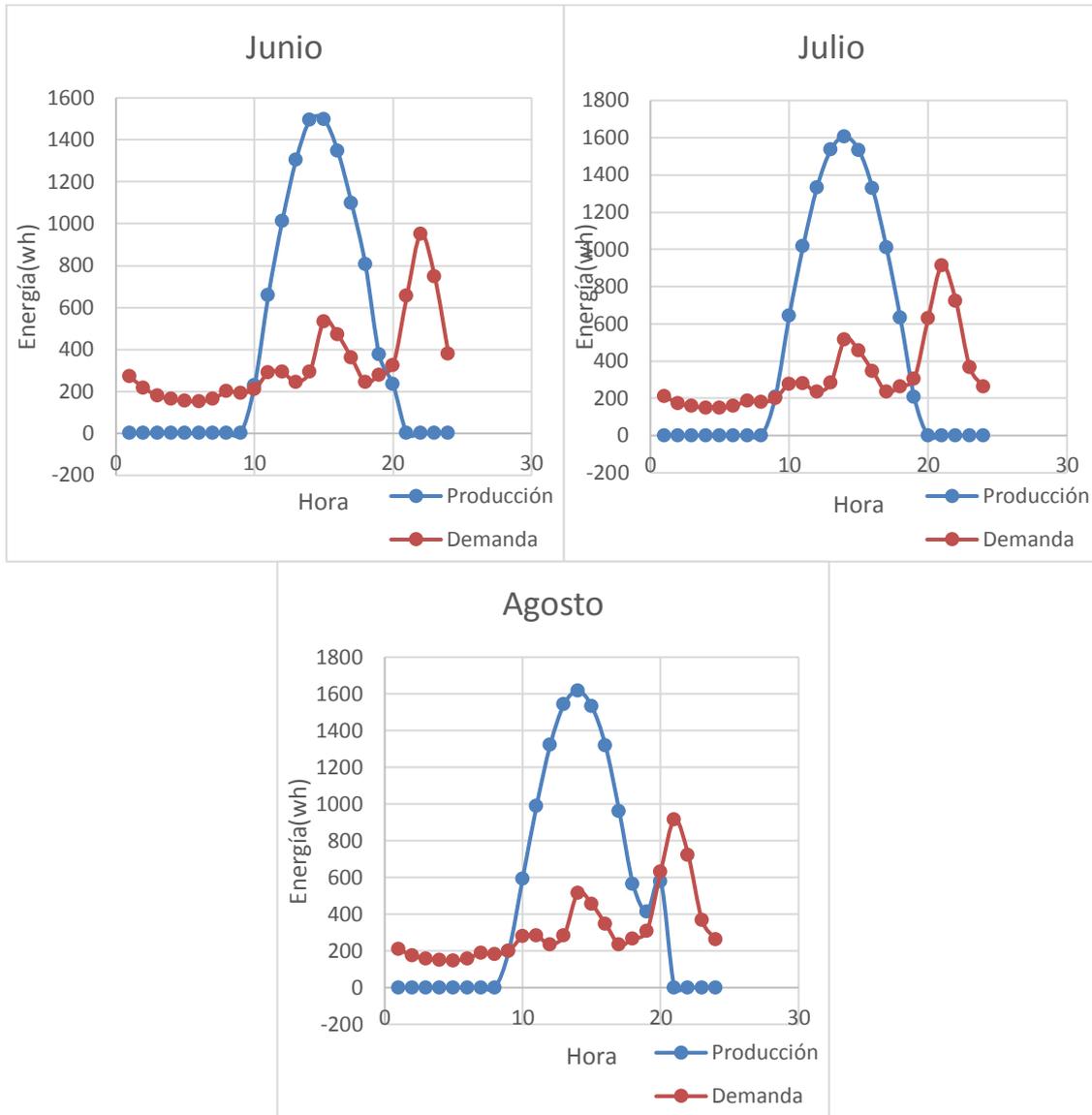


Figura 3.1.3.1c Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Junio, Julio y Agosto

En estos meses la producción se dispara cubriéndose con creces la demanda eléctrica y teniendo una cantidad sobrante de energía diaria que ronda entre los 2,5 kwh como en Junio y los 4,5 kwh de Agosto.

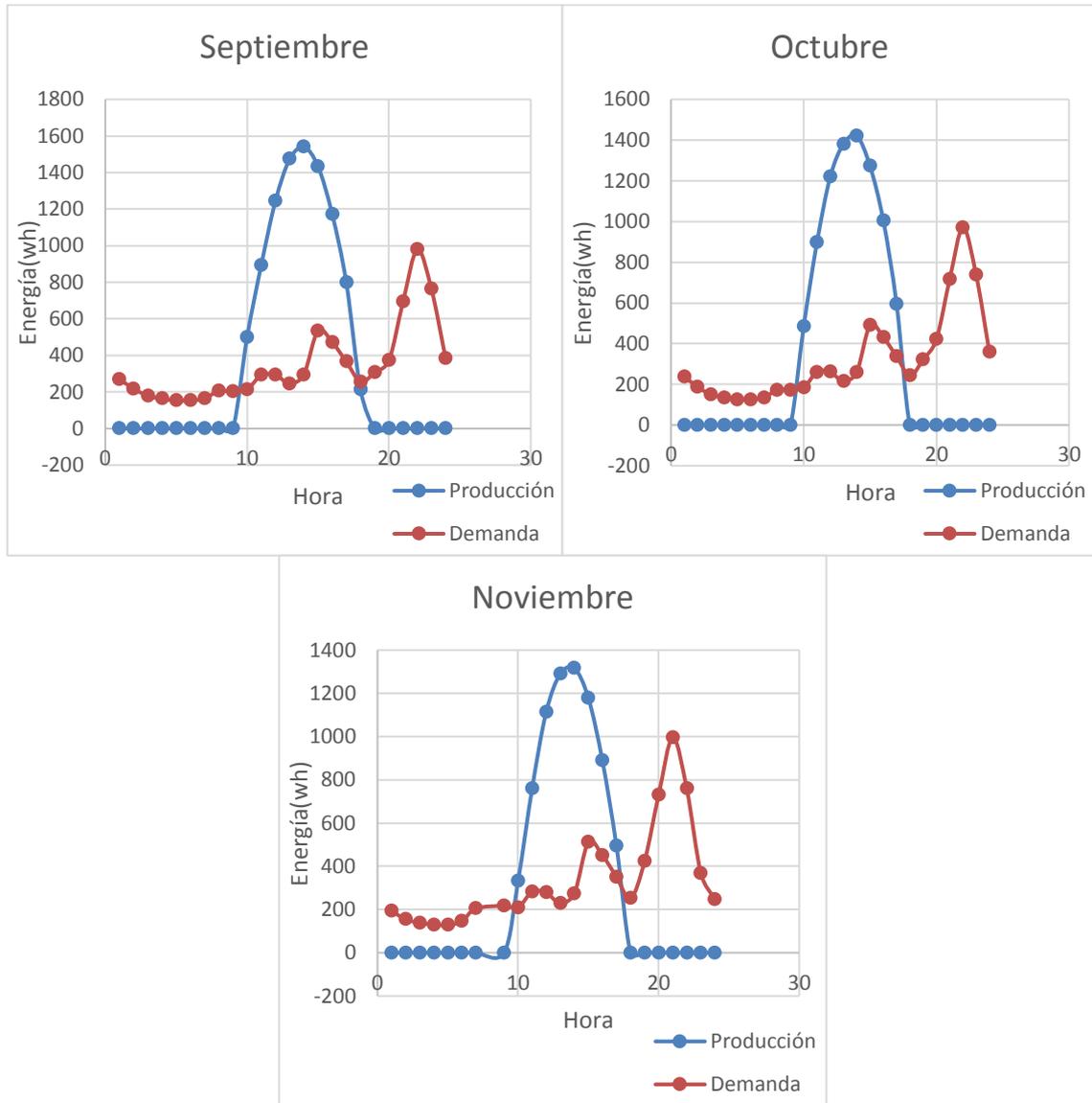


Figura 3.1.3.1d Producción VS Demanda en ciclo ORC 1,5 kw con recuperador en Septiembre, Octubre y Noviembre

En el mes de Septiembre se consigue satisfacer la demanda como el resto de meses estivales y se consigue un exceso de 1,5 kwh que puede ser derivado a producción de ACS. En el mes de Octubre se consigue satisfacer la demanda aunque no hay energía sobrante, por tanto es posible que en momentos puntuales de la mañana requiera apoyo eléctrico. Por último, en Noviembre se requerirá apoyo con regularidad a primera hora de la mañana.

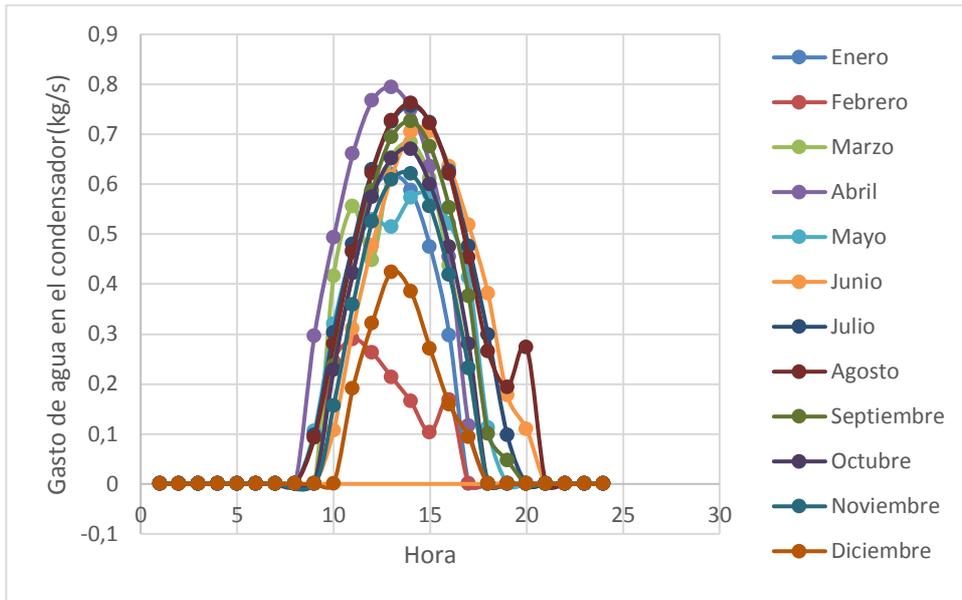


Figura 3.1.3.1e Producción VS Gasto de agua en el condensador ORC 1,5 kw con recuperador

Esta figura demuestra que el gasto es prácticamente el mismo al del caso anterior debido a que el salto de temperatura que no tiene que darse en el condensador debido a la presencia del recuperador se ve de una manera compensado con el aumento del gasto de fluido de trabajo que hay que mover.



Figura 3.1.3.1f Comparativa de gasto de R-345fa en el mes de Julio

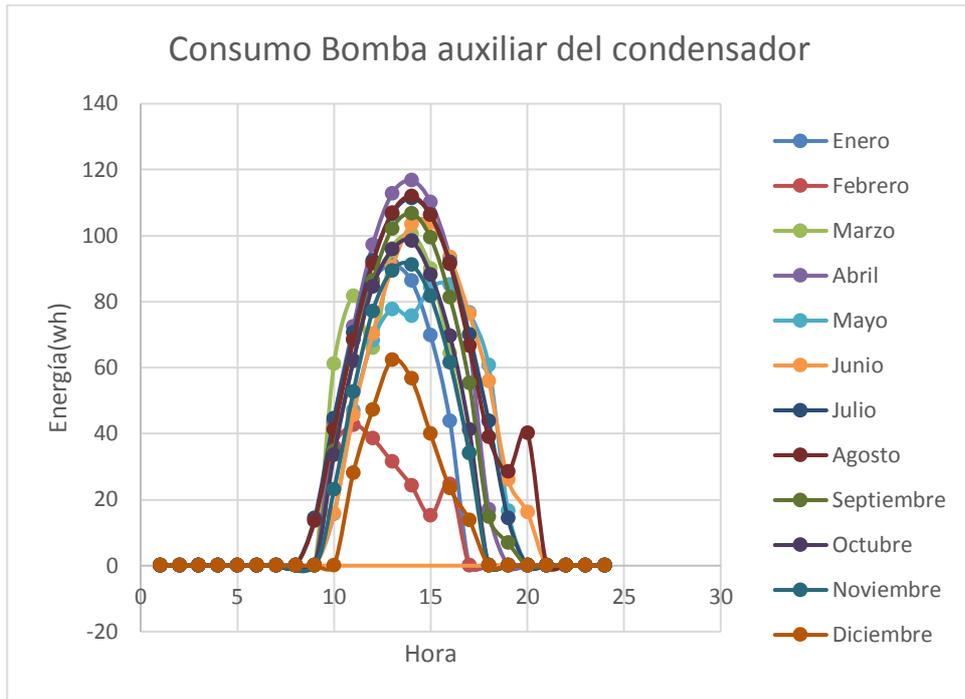


Figura 3.1.3.1g Consumo de bomba auxiliar del condensador ORC 1,5 kw con recuperador

En esta figura se comprueba de que el consumo es muy similar al caso ORC 0,75kw debido a lo comentado anteriormente. El consumo máximo son 118 wh y se alcanza en algunas horas pico del mes de Abril.

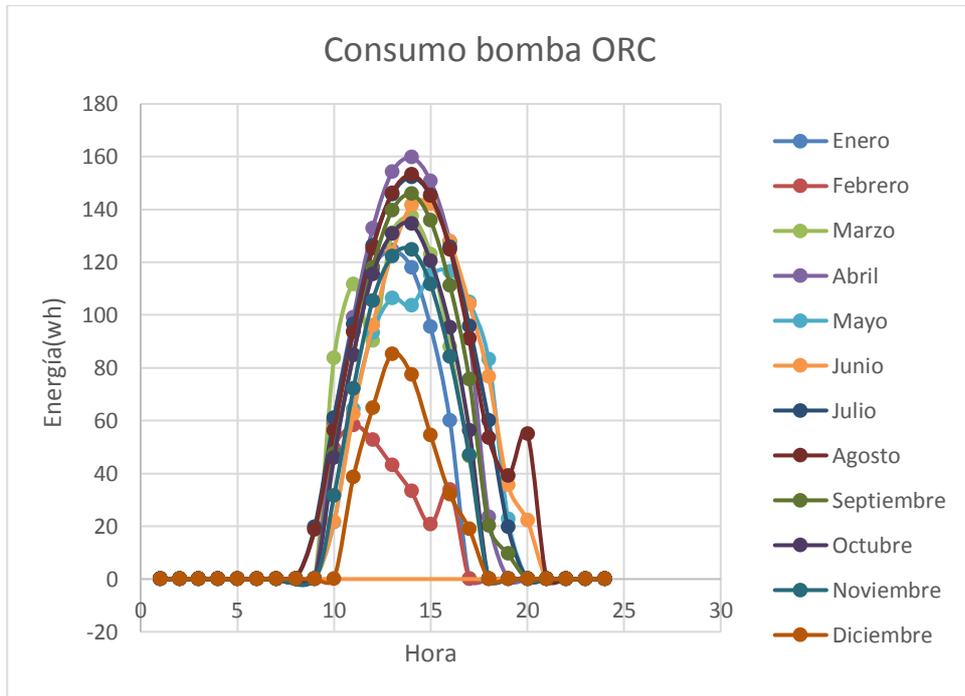


Figura 3.1.3.1h Consumo de bomba ORC 1,5 kw con recuperador

El gasto de R-245fa es mayor por tanto el consumo aumenta. Además hay que destacar que por primera vez el consumo es superior al de la bomba auxiliar esto se debe a que el aumento de gasto solo se produce en el R-245fa debido al recuperador de calor instalado aguas debajo de la turbina.

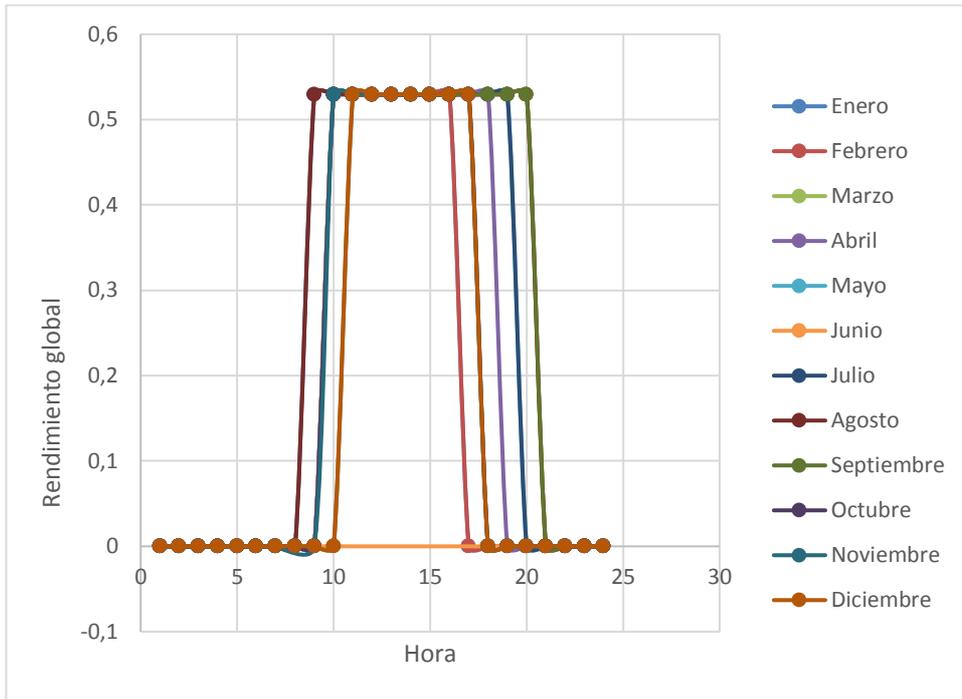


Figura 3.1.3.1i Rendimiento global ORC 1,5 kw con recuperador

El aumento de la producción ante el mismo aporte solar supone un aumento considerable del rendimiento global, llegando a 53% prácticamente el doble que el caso sin recuperador estudiado en el apartado anterior.

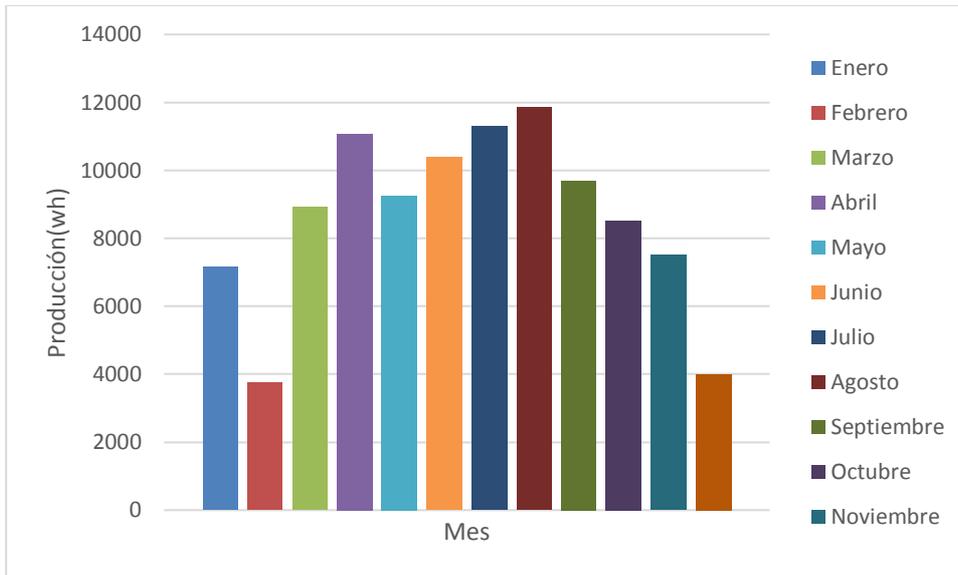


Figura 3.1.3.1m Producción diaria típica mensual del ciclo ORC con recuperador

En esta gráfica podemos observar como aumentamos la producción de energía respecto al ciclo sin recuperador y como se emparea más las producciones, exceptuando el mes de Febrero y Diciembre.

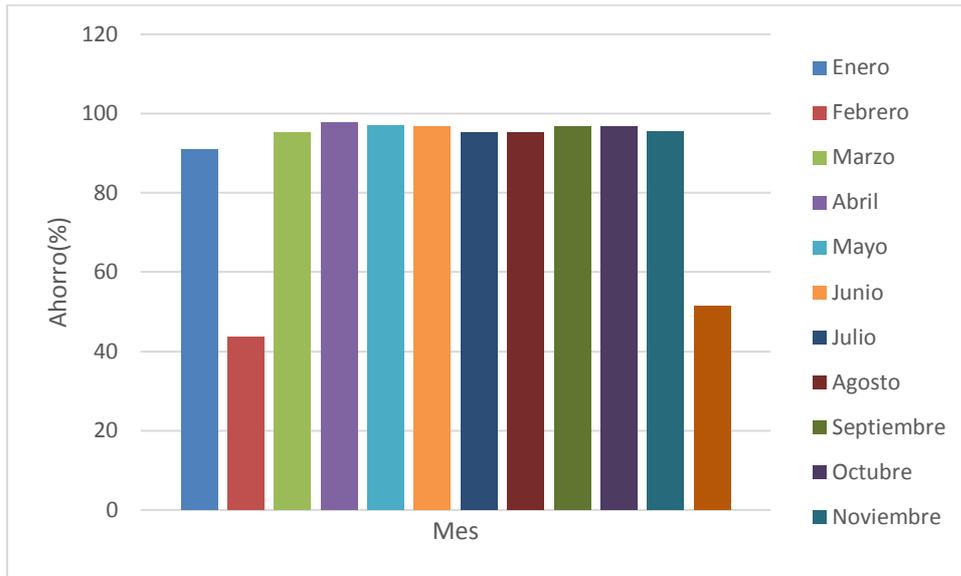


Figura 3.1.3.1n Porcentaje de ahorro mensual

Los ahorros de energía eléctrica respecto al estado inicial sin ORC es casi del 100%, generalmente lo impide el arranque del ciclo debido a que en las primeras horas de la mañana no se dispone de la suficiente potencia solar para arrancar la instalación.

El comportamiento de nuestra instalación se resume:

Producción (kwh)	3030,23
Demanda (kwh)	28831,3
Red (kwh)	321
Ahorro anual (%)	88,6
Horas Funcionamiento	3589
Plena Carga	16,20%
Capacidad Batería (wh)	6500

Tabla 3.1.3.1m Comportamiento del ORC con recuperador Anual

Otro aspecto que conviene comentar son los rangos de gastos que manejamos en esta instalación:

Gasto fluido de trabajo (R-245fa)	0,004-0,066 kg/s
Gasto de fluido del colector (Aceite)	0,005-0,08 kg/s
Gasto en el condensador (Agua)	0,07-1 kg/s

Tabla 3.1.3.1n Rango de gastos másicos durante el funcionamiento

El gasto de aceite y de fluido de trabajo es óptimo, todo lo contrario del condensador donde se maneja un alto gasto de agua debido a la escasa diferencia de temperatura entre el fluido y del agua subterránea. La solución más sencilla para reducir dicho gasto es penalizar el salto en la turbina, aumentando la diferencia de temperaturas entre el agua y el R-245fa.

Ventajas:

1. Aumento de la producción de energía eléctrica al aumentar la eficiencia del ciclo.
2. Energía sobrante en los meses estivales, se puede añadir producción de ACS o de calor en paralelo.
3. Aumento del rendimiento global de la instalación.
4. Se disminuye el consumo de auxiliares por energía producida.

Desventajas:

1. Esta instalación no puede ser del todo independiente, necesita de un auxiliar como por ejemplo un grupo electrógeno o seguir conectado a la red. En especial, para el mes de Febrero y mañanas del resto de meses de invierno.
2. Escaso periodo a plena carga.
3. Gasto muy elevado de condensado en el foco frío.
4. Gran tamaño de batería de almacenamiento.

En esta instalación hemos utilizado aceite térmico como fluido caloportador encargado de absorber la energía en el colector y cedérsela a nuestro fluido de trabajo en un intercambiador. Otra posibilidad que resultaría interesante de estudiar es la utilización de agua en lugar de aceite térmico para esta función debido a que sería una opción más económica.

El agua presurizada debe ser capaz de trabajar sin evaporarse hasta los 165°C, esto supone presurizar el agua hasta los 8 bar. A diferencia del agua, el aceite trabajará a presión atmosférica. El trabajar a una presión superior la utilización de conductos menos económicos.

Para realizar la comparativa vamos analizar como varía el gasto de ambos fluidos en el mes de mayor producción (Julio).

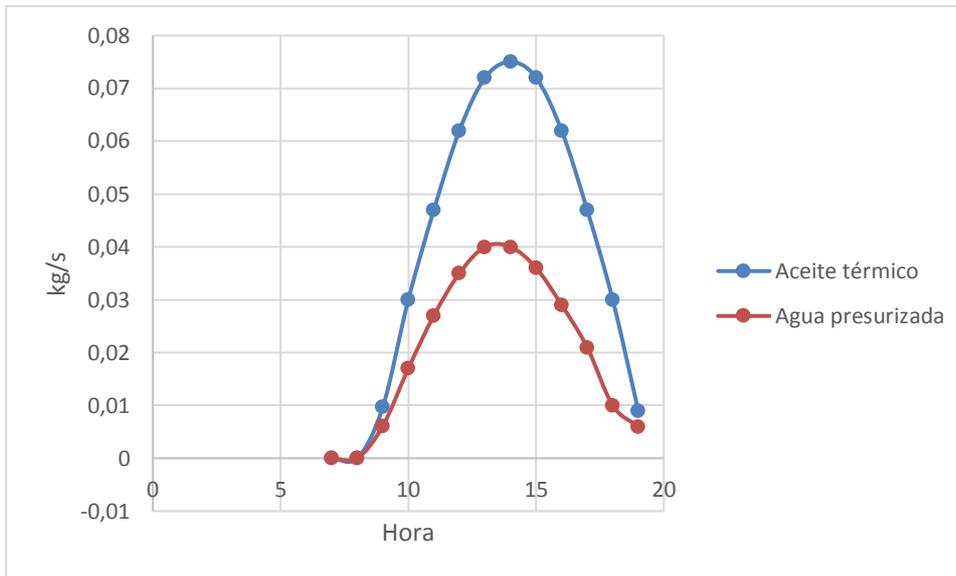


Figura 3.1.3.1o Gastos de aceite térmico y agua presurizada en un día típico de Julio en Sevilla

Esta representación nos indica que podríamos reducir el gasto prácticamente a la mitad con agua presurizado, esto significaría reducir el tamaño de la instalación referente al fluido caloportador como el colector y el evaporador hasta la mitad con el ahorro económico que esto supondría.

3.1.3.2 Satisfacer la Demanda eléctrica y ACS de manera simultánea

En este caso vamos a analizar como la instalación actuaría a la hora de tener que satisfacer la demanda eléctrica y de agua caliente sanitaria, en nuestro caso le daremos prioridad a la demanda de ACS, es decir, primero cumpliremos dicha demanda y posteriormente con la energía sobrante procuraremos de satisfacer la totalidad de la demanda eléctrica.

Para la demanda de ACS hemos considerado que en la vivienda unifamiliar se alojan 4 personas requiriendo entre 60 litros/día. Analizaremos sobre qué hora del día obtendríamos la energía necesaria para cumplir la demanda ACS, esa energía será almacenada en batería aparte conectada a un termo eléctrico y el resto de energía sobrante se derivará a otra batería que debemos conocer que capacidad es la más conveniente para trabajar a estas condiciones. El análisis nos facilitará de qué capacidad son convenientes poner las dos baterías.

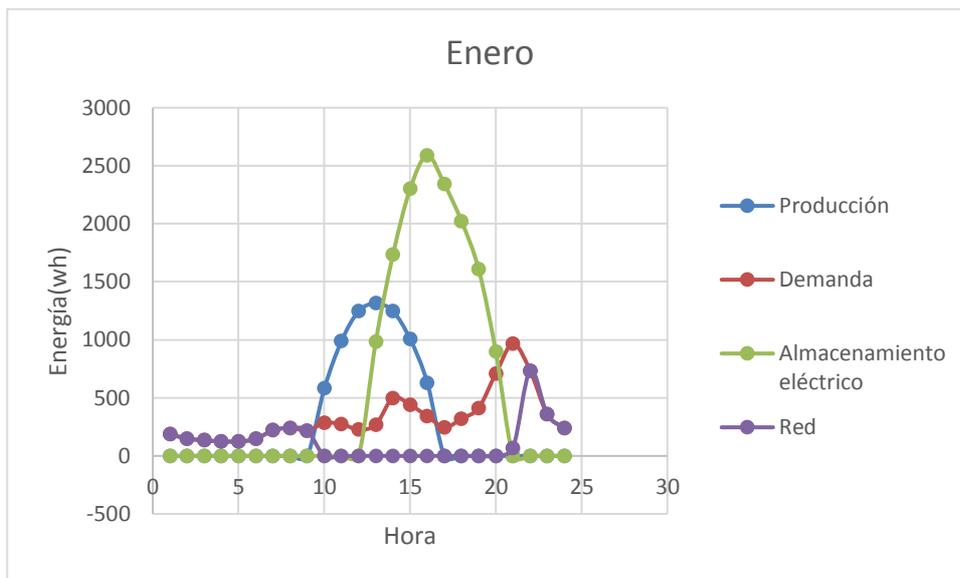


Figura 3.1.3.2a Comportamiento del ORC con recuperador en Enero

La producción se realiza de las 10 a las 17 horas, como consecuencia se requerirá más energía de red tal y como podemos observar en el gráfico. Además, parte de energía almacenada se destina a la producción de ACS, como consecuencia, necesitaremos apoyo de la red de las 21 horas hasta las 10 horas de la mañana.

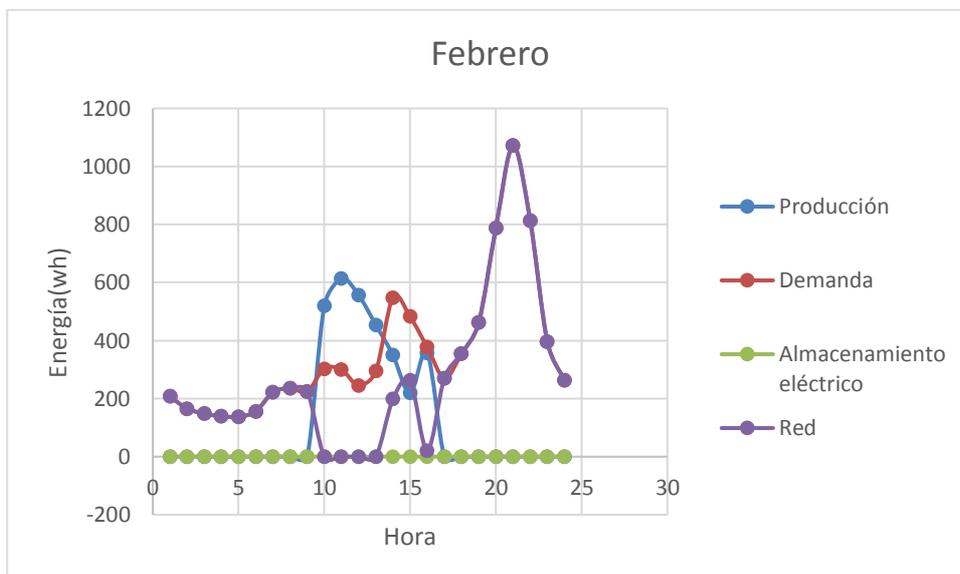


Figura 3.1.3.2b Comportamiento del ORC con recuperador en Febrero

En el mes de Febrero no conseguimos satisfacer la demanda ACS siendo el sistema capaz de producir 28 litros. Además, solo consigue satisfacer la demanda eléctrica durante cuatro horas siendo necesario obtener energía de red durante el resto del día.

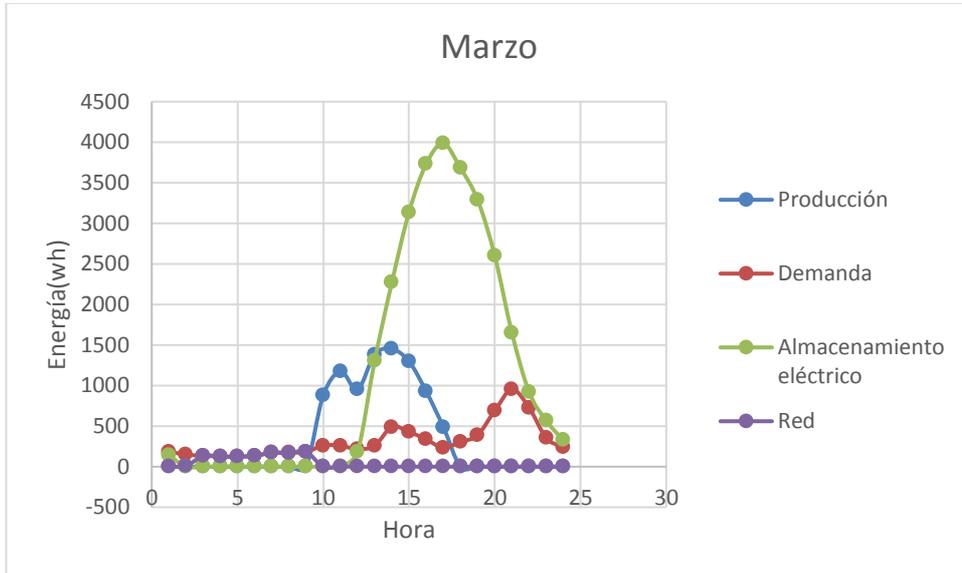


Figura 3.1.3.2c Comportamiento del ORC con recuperador en Marzo

En el mes de Marzo se consigue satisfacer la demanda de ACS y casi la totalidad de la eléctrica salvo la demanda producida en la madrugada.

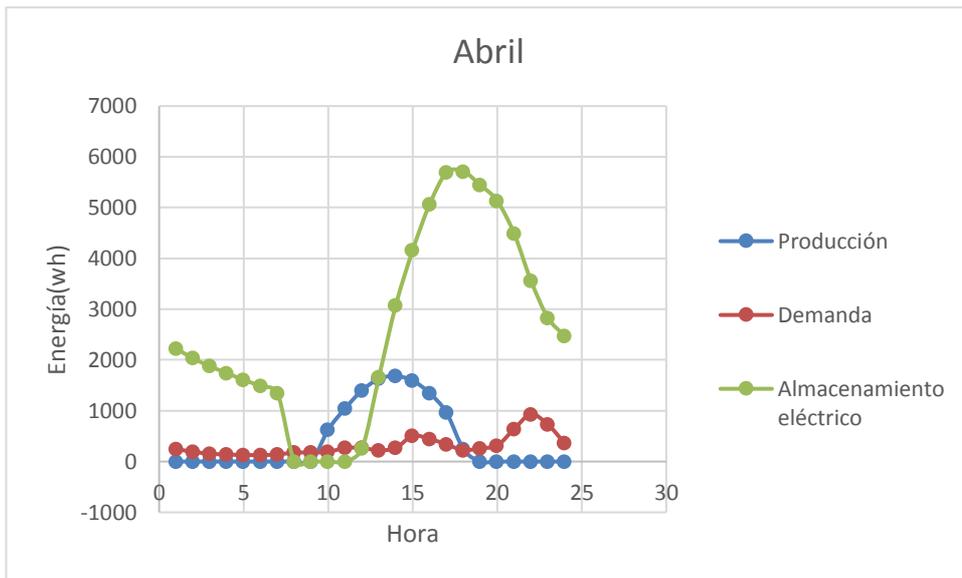


Figura 3.1.3.2d Comportamiento del ORC con recuperador en Abril

En Abril se satisface las dos demandas con creces quedando incluso energía almacenada.

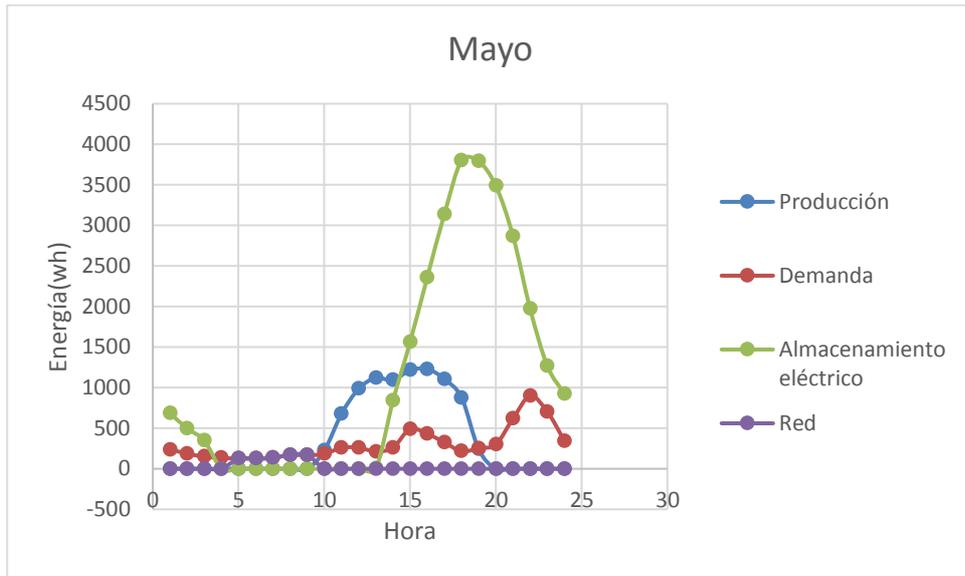


Figura 3.1.3.2e Comportamiento del ORC con recuperador en Mayo

En Mayo al igual que en Abril se satisface la demanda de ACS y eléctrica salvo de 5-10 horas que se necesita apoyo de Red.

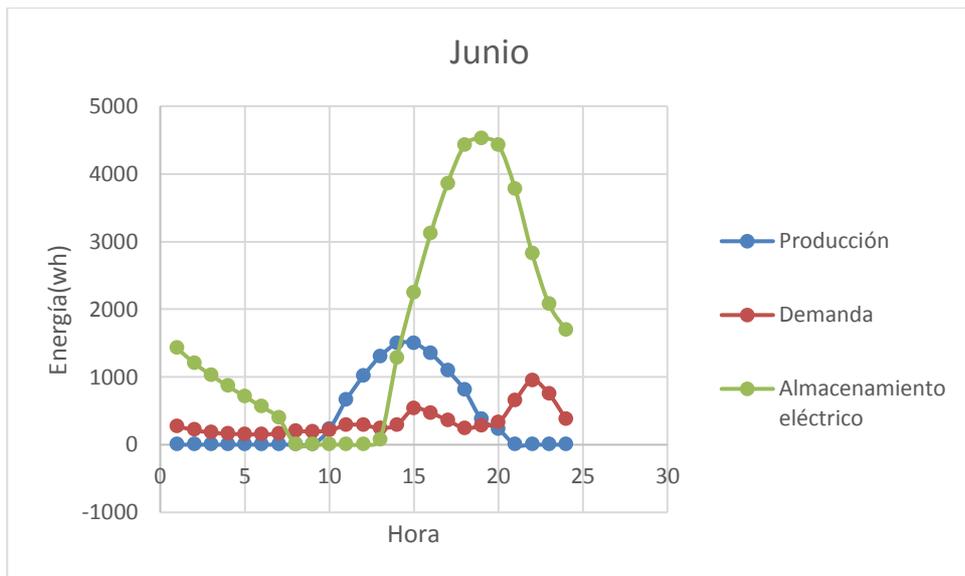


Figura 3.1.3.2f Comportamiento del ORC con recuperador en Junio

En esta figura podemos observar como se satisface ambas demandas con exceso de energía que podría orientarse a la producción de frío.

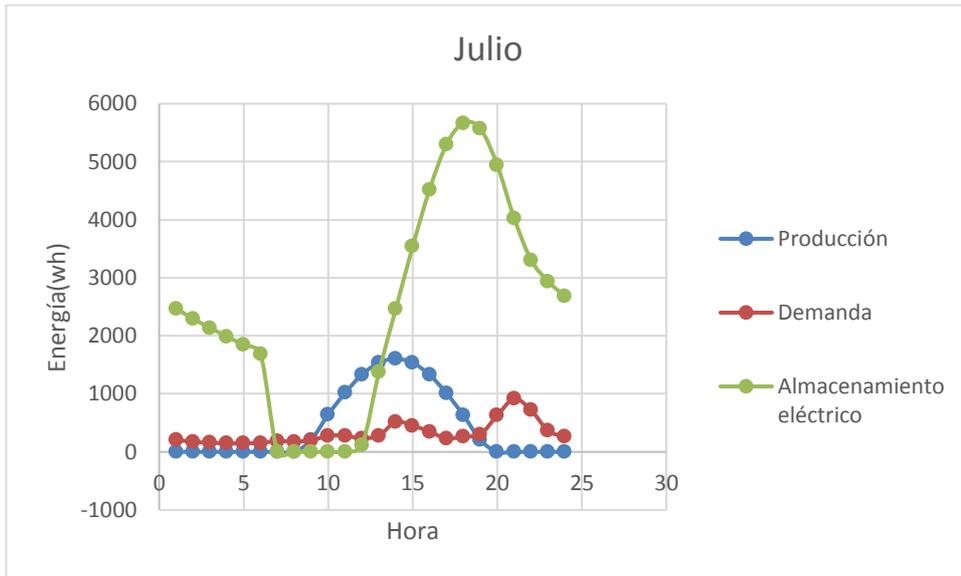


Figura 3.1.3.2g Comportamiento del ORC con recuperador en Julio

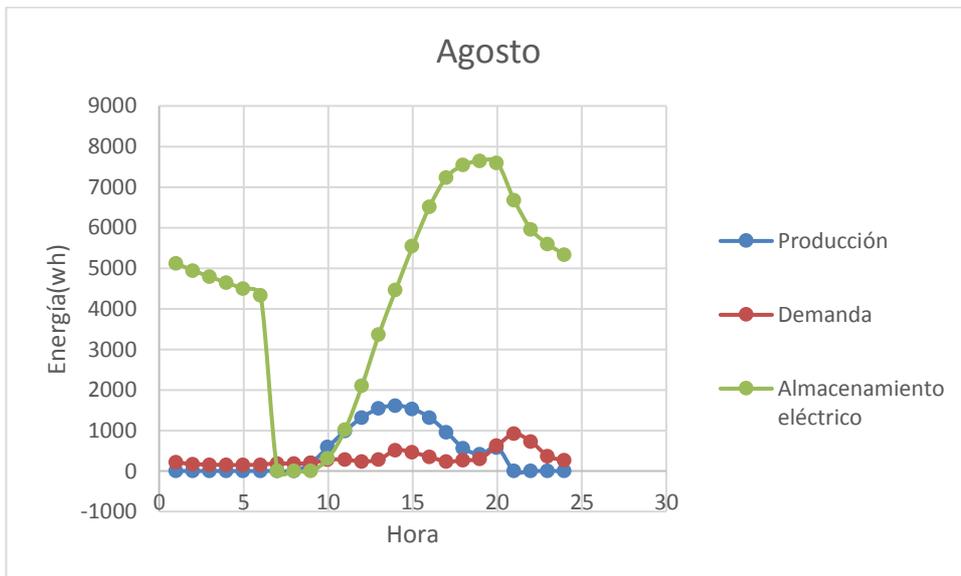


Figura 3.1.3.2h Comportamiento del ORC con recuperador en Agosto

En el mes de Julio y Agosto el comportamiento es similar al del mes de Junio contando con más energía sobrante que podría orientarse a la producción de frío tan necesario en este tipo de clima en estas fechas.

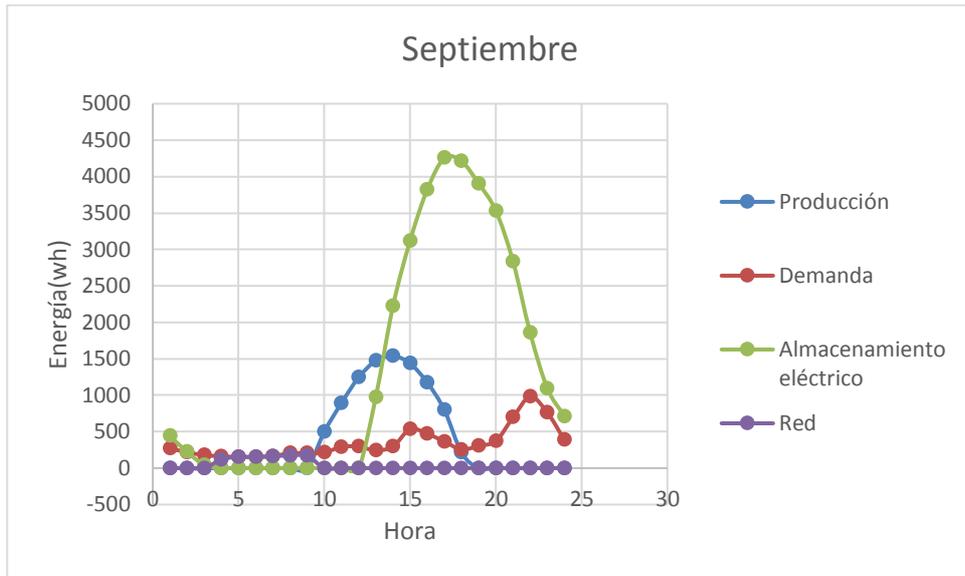


Figura 3.1.3.2i Comportamiento del ORC con recuperador en Septiembre

En esta figura se observa como en el mes de Septiembre se necesita un apoyo eléctrico durante la madrugada y primeras horas de la mañana.

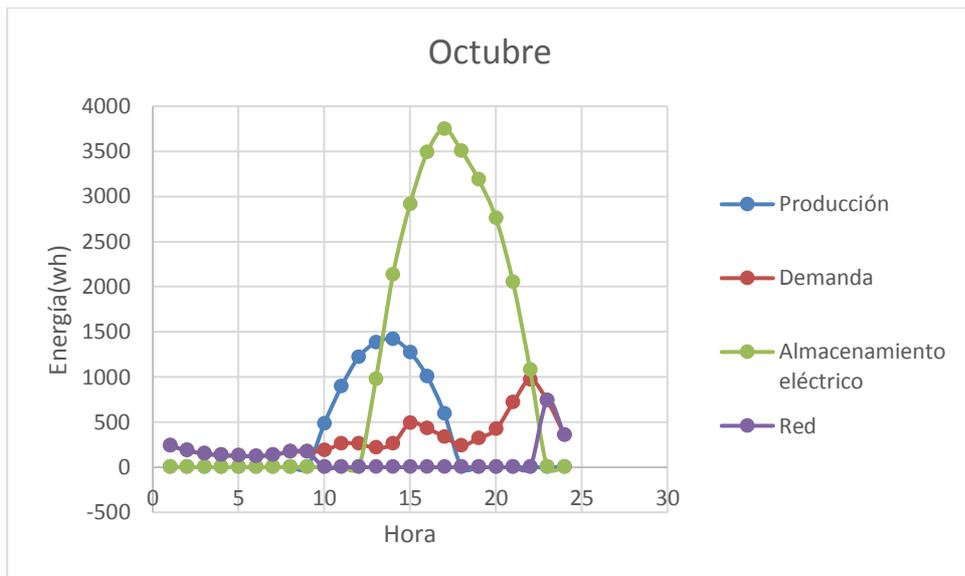


Figura 3.1.3.2j Comportamiento del ORC con recuperador en Octubre

En el mes de Octubre se consigue satisfacer la demanda de ACS y la demanda eléctrica diurna.

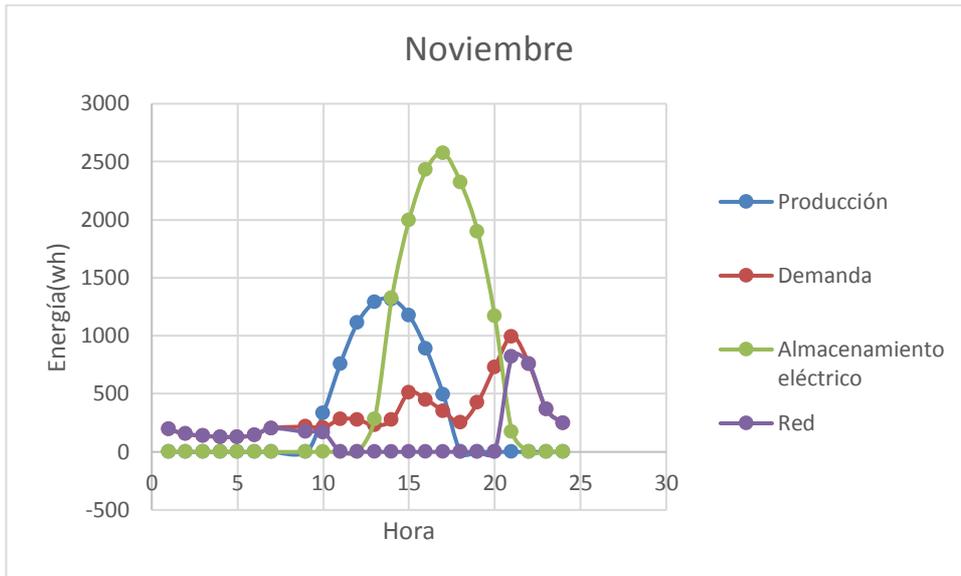


Figura 3.1.3.2k Comportamiento del ORC con recuperador en Noviembre

En el mes de Noviembre el comportamiento es similar al mes de Octubre.

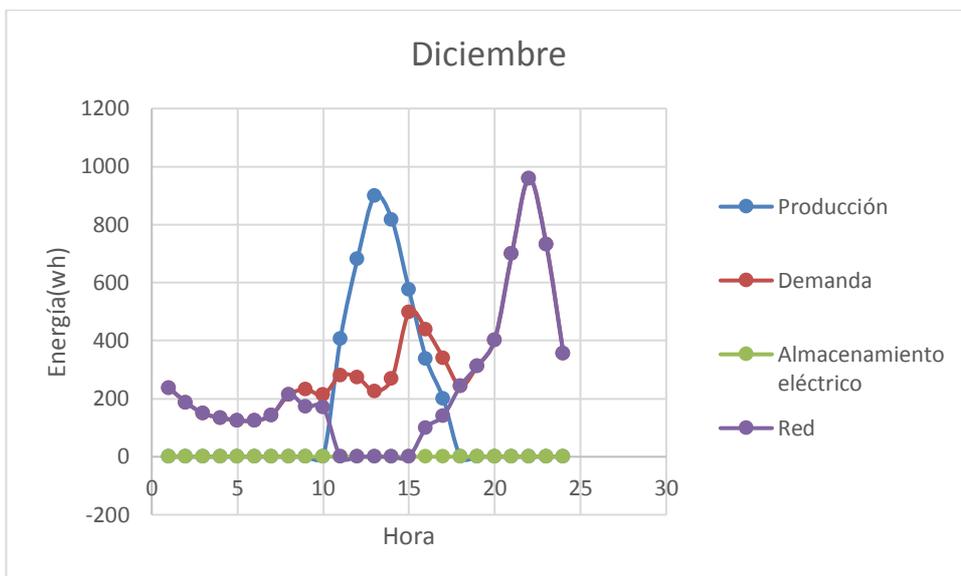


Figura 3.1.3.2l Comportamiento del ORC con recuperador en Diciembre

Se consigue producir 53 litros de ACS por lo que no completa este tipo de demanda y solo se consigue cubrir la demanda eléctrica durante cinco horas.

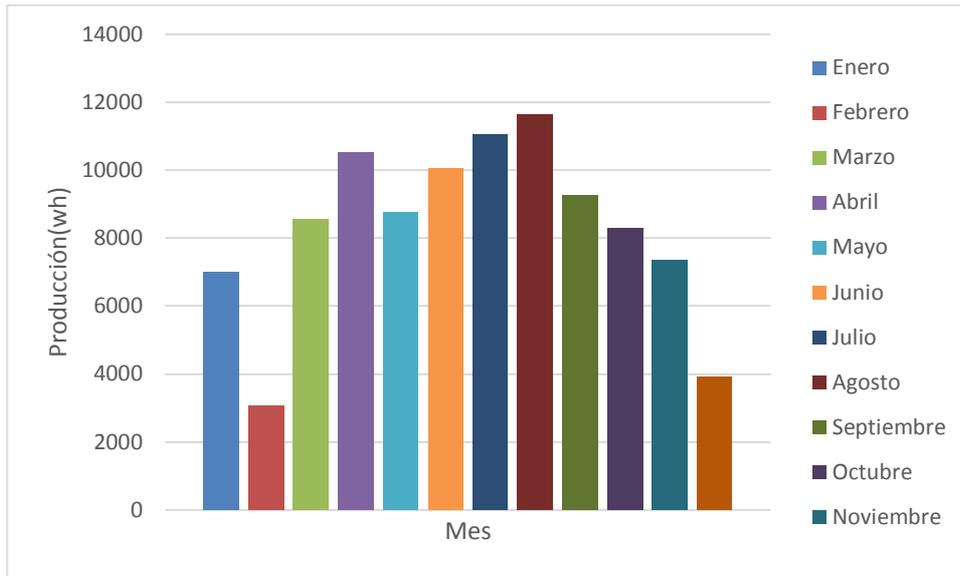


Figura 3.1.3.2m Producción diaria típica mensual del ciclo ORC con recuperador

La producción no se ve afectada respecto al modo de operación anterior, lo que si cambia es el ahorro anual y mensual al derivar parte de energía a la producción de ACS.

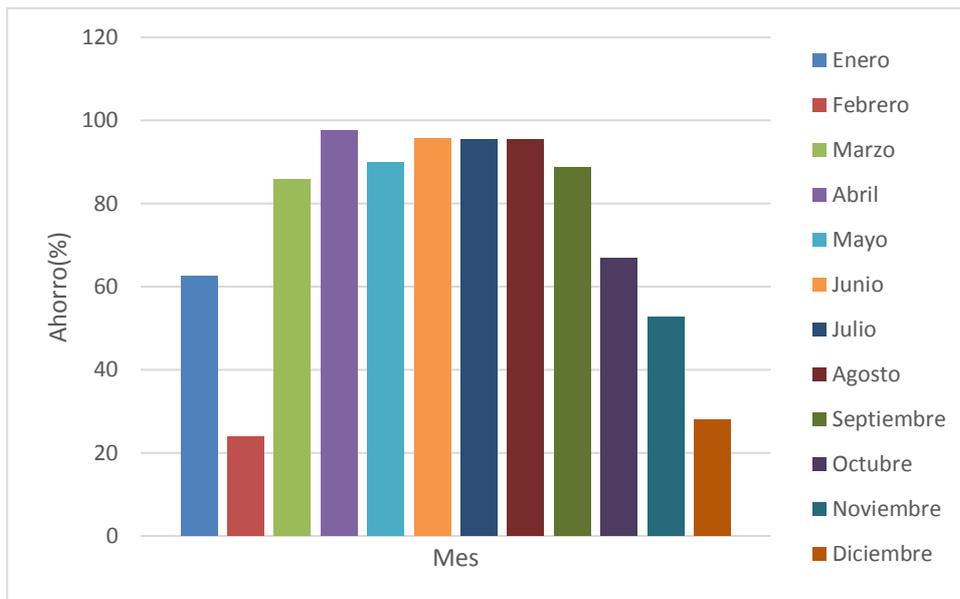


Figura 3.1.3.2n Ahorro mensual en ciclo ORC con recuperador y producción ACS

Este modo de operación nos garantiza los siguientes valores de carácter anual:

Producción (kwh)	3038,5
Demanda (kwh)	2831,3
Red (kwh)	755,4
Ahorro anual (%)	73
Capacidad Batería ACS (kwh)	2,1
Capacidad Batería (kwh)	5

Tabla 3.1.3.2m Comportamiento del ORC con recuperador y producción ACS Anual

Ventajas:

1. El sistema es capaz de suministrar ACS salvo en Febrero.
2. Se consigue simultáneamente un ahorro en la factura eléctrica aceptable.
3. Se podría producir frío en horas puntas del verano.

Desventajas:

1. Aumento de consumo en Red considerable.
2. Necesidad de una batería específica para el ACS.
3. Necesidad de un termo eléctrico.
4. Sistema incapaz de satisfacer demanda eléctrica en invierno.

3.1.3.3 Satisfacer la demanda de calor y eléctrica

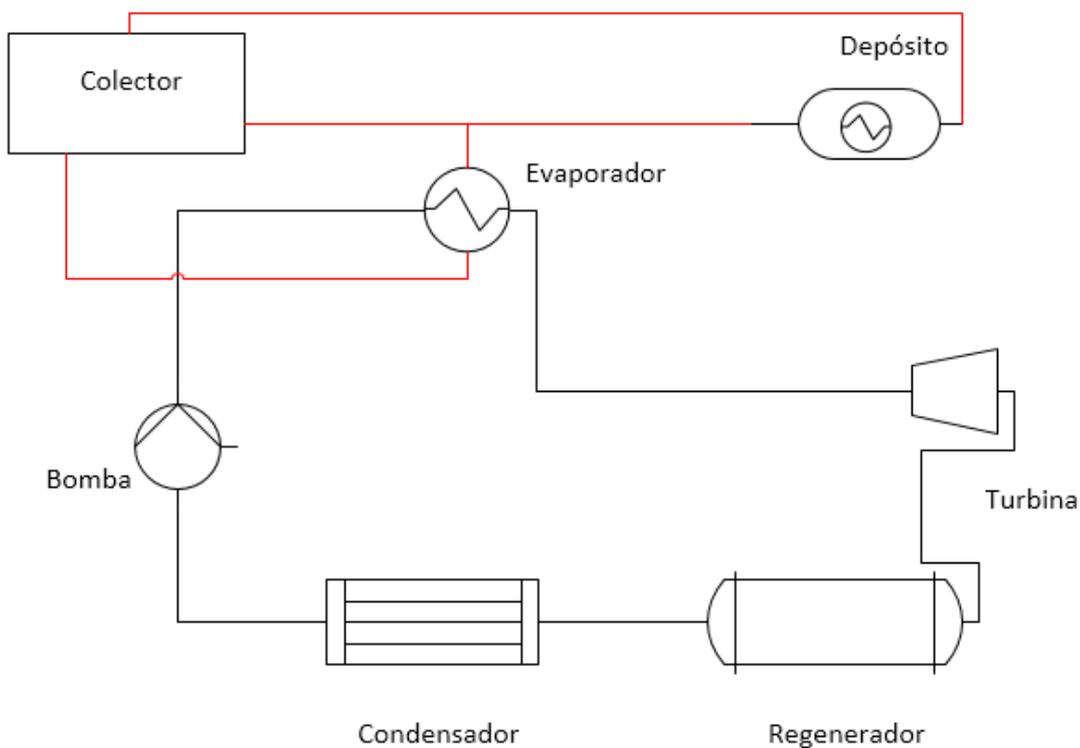


Figura 3.1.3.3 Esquema instalación de ORC con almacenamiento térmico

El último tipo de operación que vamos analizar para este ciclo es el de la producción simultánea de energía térmica y eléctrica. Este modo de operación consiste en aprovechar toda la potencia solar sobrante respecto a la demanda eléctrica instantánea y derivarlo a un sistema de almacenamiento directo, este almacenamiento se realizará mediante la tecnología phase-change material (PCM). La PCM consiste en almacenar energía térmica suministrando dicha energía a un material que se va fusionando a medida que se le aporta calor latente de fusión, para recuperar la energía se produce la reacción a la inversa. A diferencia del resto de análisis, este se realizará en los meses donde se produzca demanda de calefacción, los meses no analizados tomarán valores como el mostrado en el análisis original con recuperador.

En primer lugar hay que asignar un material adecuado para nuestra instalación. Teniendo en cuenta que el aceite sale del colector de 165°C debemos seleccionar un material cuya temperatura de fusión sea algo inferior a esta temperatura, por otro lado, es conveniente que su calor latente de fusión sea alto para reducir el volumen del depósito.

Material	A118
Temperatura de fusión	118°C
Calor latente de fusión	340 kJ/kg
Calor específico	2,7 kJ/(kg * °C)
Densidad	1450 kg/m ³

Tabla 3.1.3.3 Propiedades físicas del material PCM [8]

El almacenamiento térmico será modelado mediante las siguientes expresiones:

$$m_{aceitesobrante} * Cp_{aceite} * (T_{Ent} - T_{Sal}) = m_{A118} * Calor_{latente} * n_{hx}$$

El aceite que no se destina para evaporar el fluido de trabajo se dirige al depósito donde intercambia calor enfriándose de 165 hasta 125°C donde el material PCM absorbe dicho calor cambiando de fase. Se considerará un rendimiento en el intercambiador del 80%.

$$Almacenamiento_{térmico} = m_{A118} * Calor_{latente}$$

Además es interesante conocer cuánto volumen de material se requerirá para conocer la dimensión del depósito y cantidad de dicho fluido. El volumen requerido en una hora será:

$$Volumen_{A118} = \frac{m_{A118}}{\rho_{A118}} * 3600$$

Las demandas a las que deberá hacer frente el sistema son las siguientes:

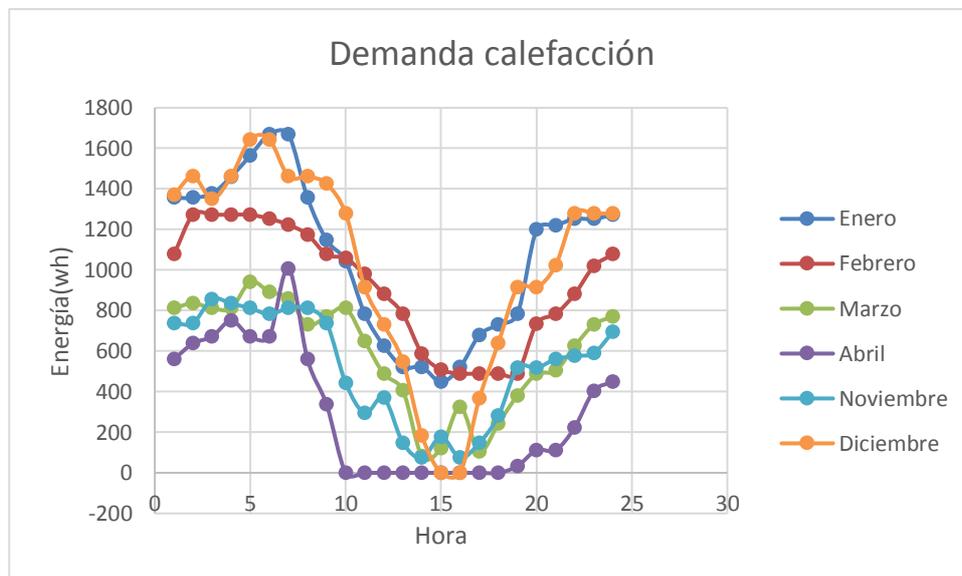


Figura 3.1.3.3a Demandas diarias medias de calefacción

Desde el punto de vista del ciclo del R-245fa no hay modificación alguna salvo la premisa que el aceite de exceso a la demanda eléctrica no será empleado para evaporar más R-245fa y expandir más en la turbina, sino que será derivado al depósito donde se encuentra el material A118. Por tanto, $Producción_{eléctrica} = Demanda_{eléctrica}$.

Por otro lado, hay que estudiar el almacenamiento directo:

$$m_{aceite} = m_{aceite1} + m_{aceite2} + m_{aceite3} + m_{aceite4} + m_{aceite5}$$

El gasto de aceite número uno es el que va al evaporador, el número dos al primer recalentamiento, el número tres al segundo y el cuatro al tercero. El quinto es el gasto de aceite adicional producido en el colector, el que aprovecharemos para el almacenamiento por PCM.

$$m_{aceite5} * C_{p_{aceite}} * \Delta T = m_{A118} * Calor_{latente} * n_{hx}$$

Esta expresión nos proporcionará la cantidad de material que se requiere, al conocer la densidad disponemos también del volumen que ocupa.

Una vez descrito el proceso, pasamos a su análisis:

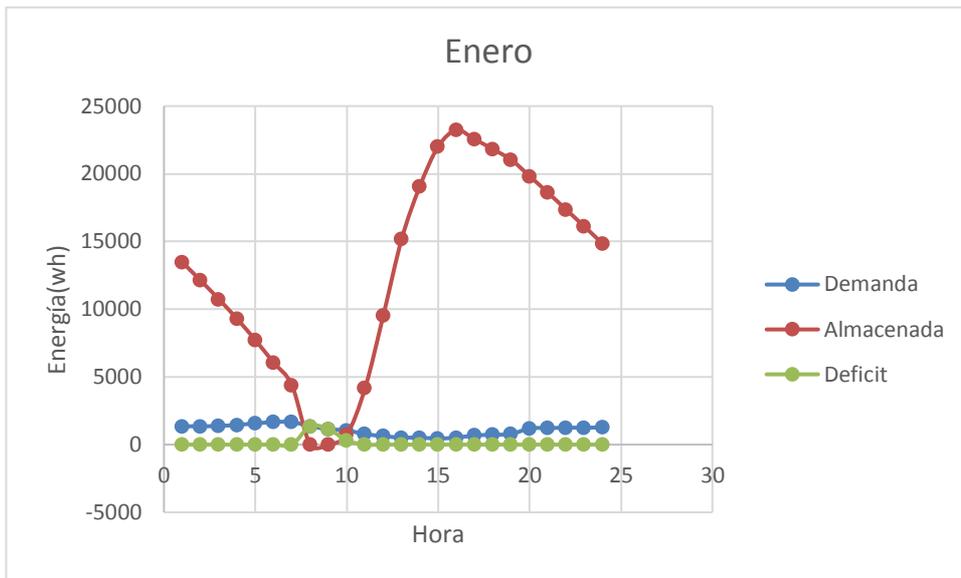


Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Enero

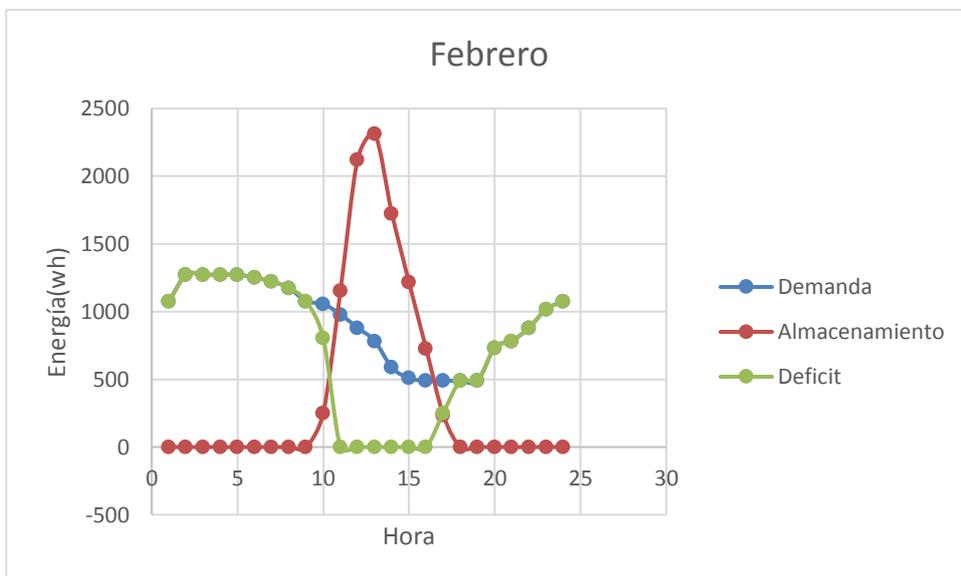


Figura 3.1.3.3b Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Febrero

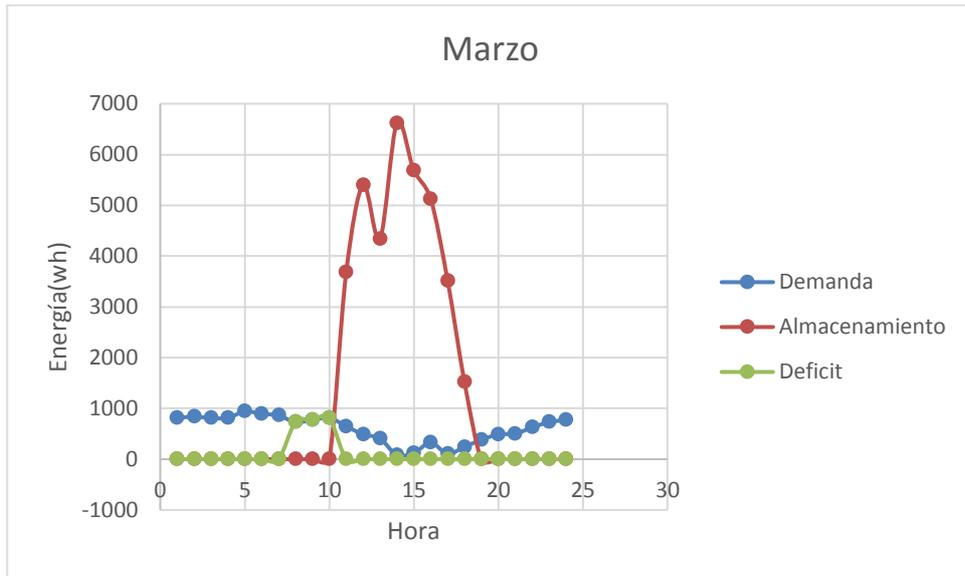


Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Marzo

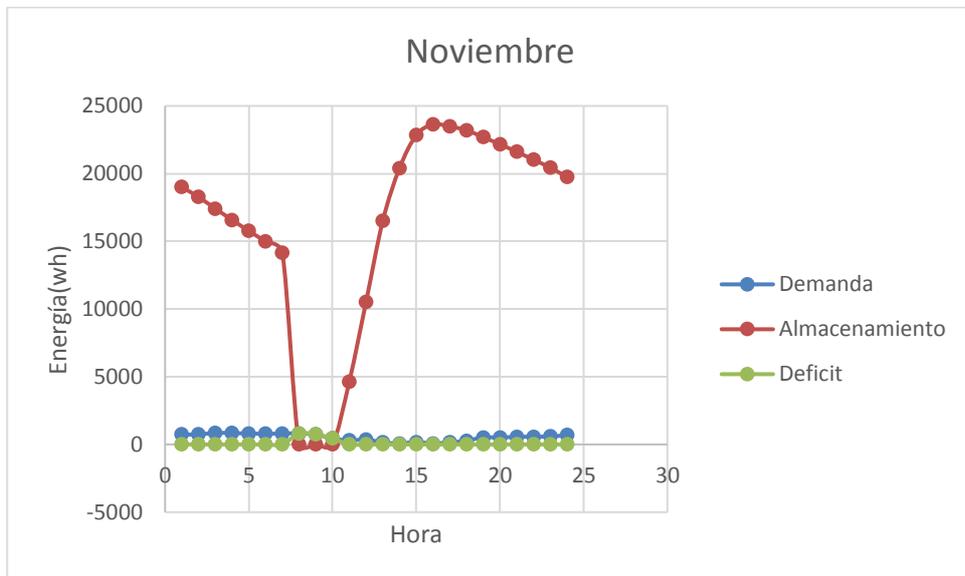


Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Noviembre

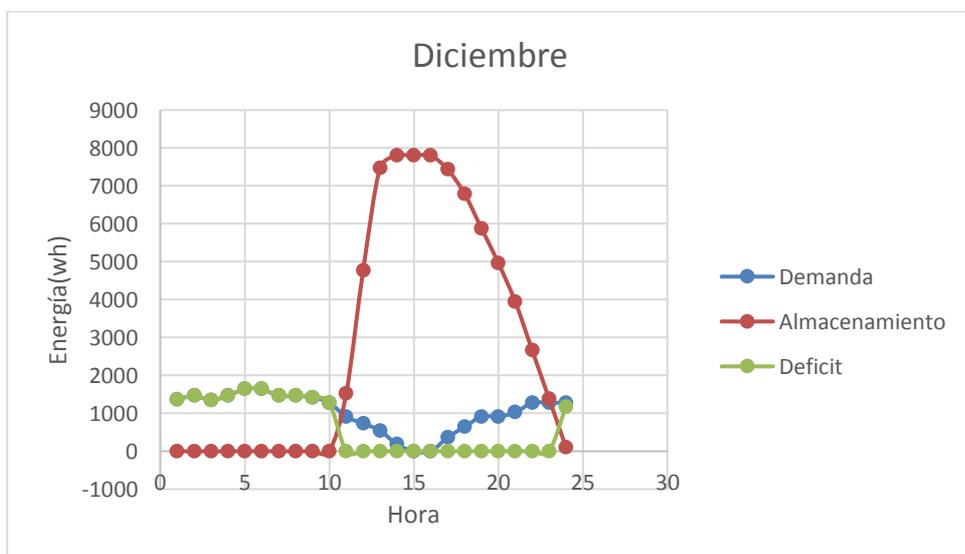


Figura 3.1.3.3a Comportamiento diario de la producción de calor del ORC con recuperador en Diciembre

En estas gráficas se demuestra que esta condición queda sobredimensionada a la hora de producir calefacción, salvo en Febrero y Diciembre. En el resto de meses incluso se podría afrontar a la demanda de ACS.

Ventajas:

1. El sistema es capaz de satisfacer la demanda de calefacción exceptuando dos meses donde se requeriría un auxiliar.
2. Pese a reducir la producción eléctrica la variación de carga en tal ciclo disminuiría debido a que la demanda eléctrica tiene un comportamiento plano durante el día.
3. Posibilidad de producción paralela de ACS.

Desventaja:

1. Sistema sobredimensionado, se desperdicia energía. Se consigue almacenar más energía que la que se va a consumir en la mayoría de los casos.
2. Se penaliza la demanda eléctrica al reducir la producción de dicha energía de forma considerada.

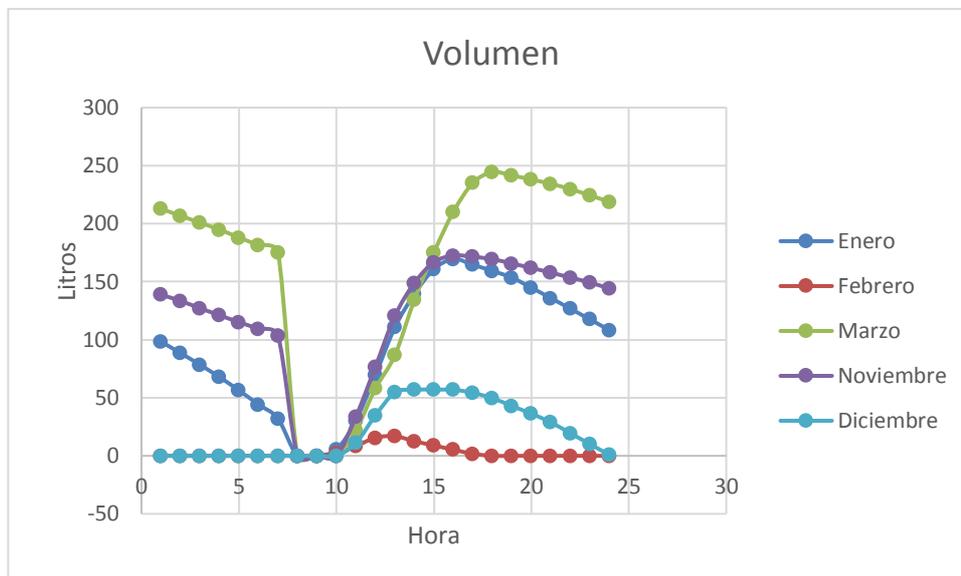


Figura 3.1.3.3a Volumen de A118 requerido horariamente

En este gráfico se representa como varía el volumen de material A118 almacenado en el depósito, siendo su máximo valor 250 litros. Se requeriría un depósito superior a esta dimensión.

3.1.4 Ciclo con bomba de calor

Otra aplicación muy útil de los ciclos ORC es la producción de frío y calor mediante la bomba de calor.

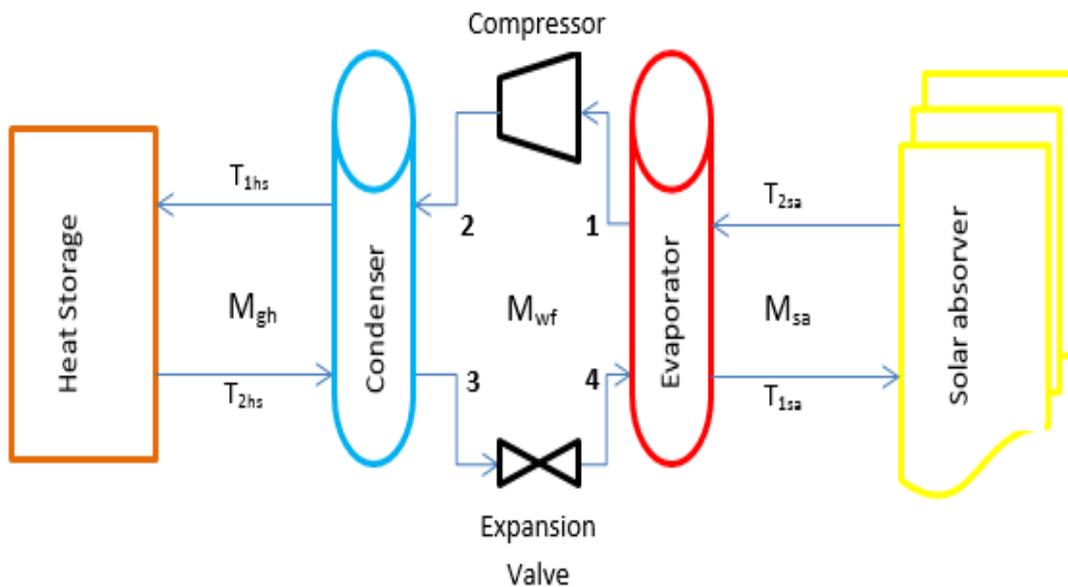


Figura 3.1.4a Esquema bomba de calor

Como vamos a utilizar esta aplicación de forma paralela a la de producción potencia vamos a emplear el mismo fluido para que resulte más económico. Este fluido tiene muy buen comportamiento para realizar el ciclo desde el punto termodinámico debido a que podemos evaporar el fluido a 15°C a presión atmosférica y condensarlo a 5 bar.

Condiciones del ciclo:

Presión de evaporación	$P_1 = 1 \text{ bar}$
Temperatura de evaporación	$T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de vapor sobrecalentado	$T_2 = 73,6 \text{ }^\circ\text{C}$
Presión de condensación	$P_2 = 5 \text{ bar}$
Temperatura de condensación	$T_3 = 62,7^\circ\text{C}$

Tabla 3.1.4a Condiciones del ciclo de la bomba de calor

Quedando el ciclo:

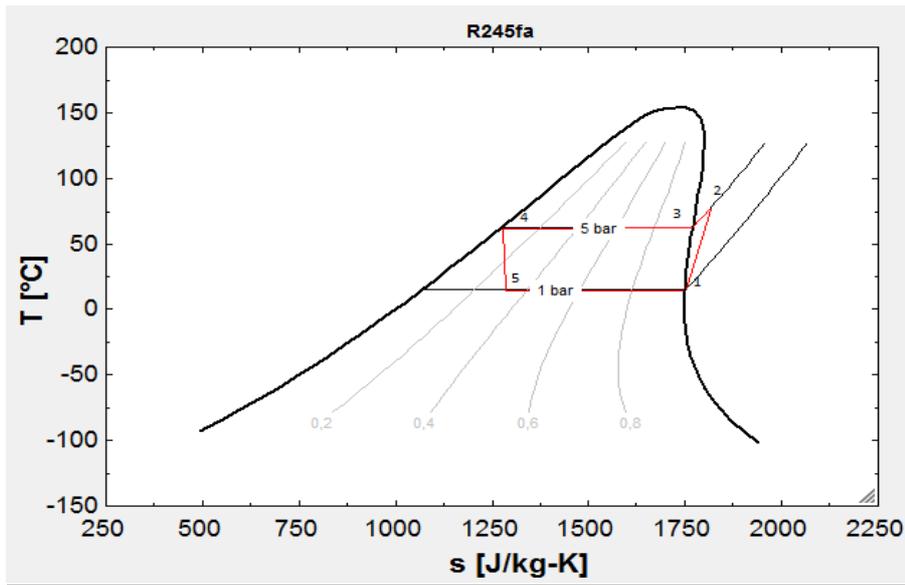


Figura 3.1.4b Diagrama T-S del proceso bomba de calor

Ahora procedemos a calcular los parámetros del ciclo teniendo en cuenta que el foco caliente lo tenemos sobredimensionado al estar diseñado para la producción de potencia. Por otro lado, suponemos un rendimiento del compresor del 60% y un rendimiento de la válvula de expansión del 70%. Realizaremos los cálculos con el gasto nominal de R-245fa en la producción de potencia, obteniendo:

Gasto de R-245fa	$m_{R245fa} = 0,03216 \frac{kg}{s}$
Gasto de agua en el evaporador	$m_{wEVAP} = 0,3238 \frac{kg}{s}$
Gasto de agua en el condensador	$m_{wCOND} = 0,255 \frac{kg}{s}$
Calor cedido en el condensador	$Q_{cond} = 5,33 kW$
Trabajo de compresión	$W_c = 1,49 kW$
COP	3,55

Tabla 3.1.4b Parámetros característicos del ciclo de la bomba de calor

Esta instalación trabajará de tal forma que produzca calor en los meses invernales y produzca frío en los meses estivales.

Producción de calor

En primer lugar analizaremos los meses que requieren de calefacción como Enero, Febrero, Marzo, Noviembre y Diciembre. En este modo de operación también emplearemos almacenamiento térmico mediante la tecnología PCM.

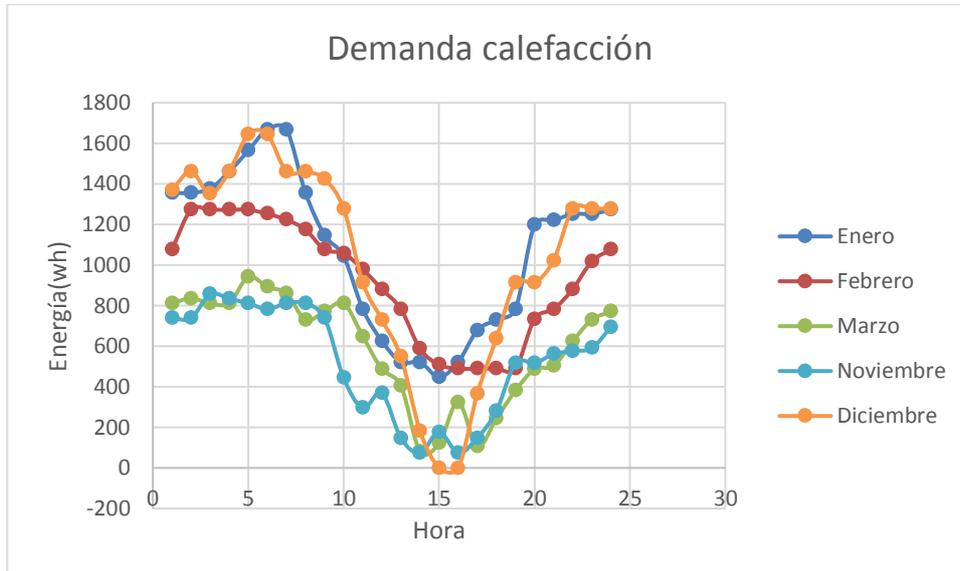


Figura 3.1.4c Demanda de calefacción diaria

Esta es la demanda de calefacción de una vivienda unifamiliar de 85 m^2 y vamos a estudiar como respondería nuestra instalación teniendo en cuenta que se ubica en Sevilla y que contamos con un colector de $3,5\text{m}^2$.

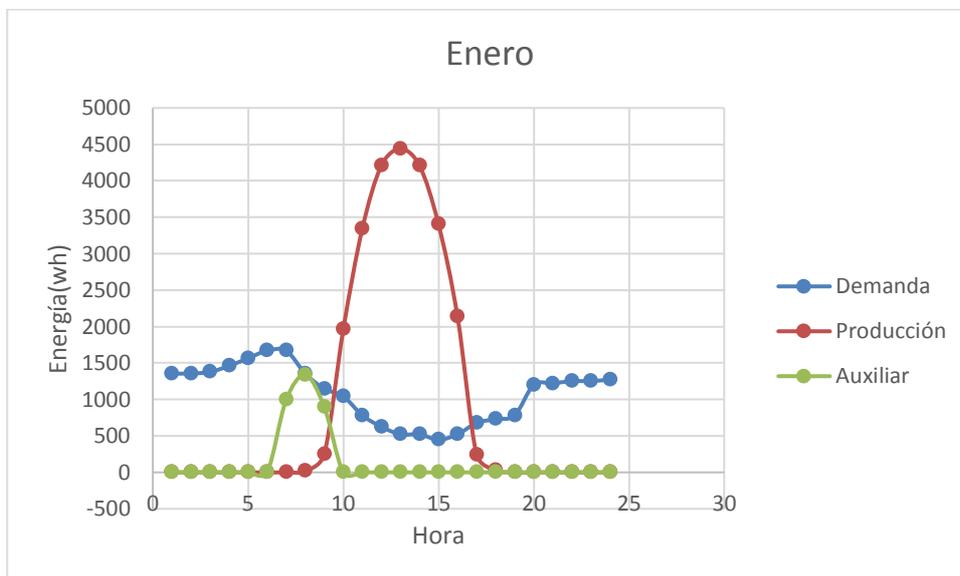


Figura 3.1.4d Comportamiento de la bomba de calor en Enero

En el mes de Enero la demanda de calefacción es continua y tiene sus valores máximos en la noche y madrugada. La instalación consigue satisfacer la demanda de calefacción prácticamente durante todo el día exceptuando el intervalo entre las 6 y 10 de la mañana donde se requeriría de un apoyo auxiliar.

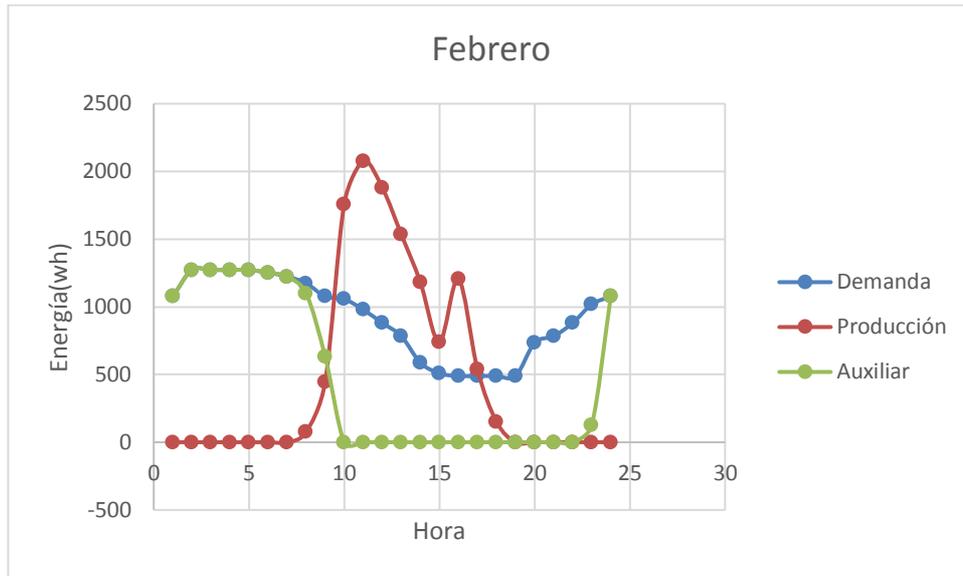


Figura 3.1.4e Comportamiento de la bomba de calor en Febrero

En el mes de Febrero la demanda sigue siendo considerable, pero el sistema no es capaz de almacenar la suficiente energía como para satisfacer las horas nocturnas.

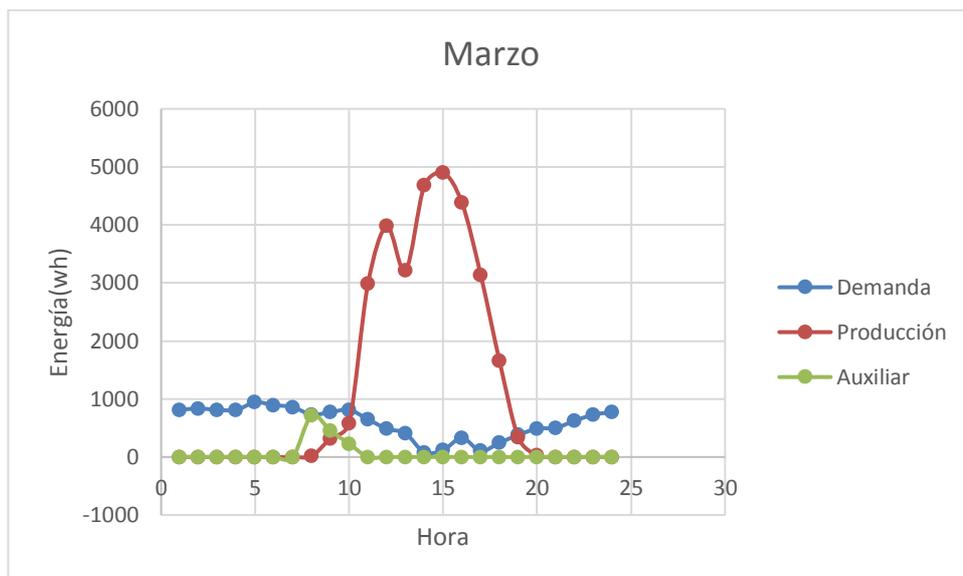


Figura 3.1.4f Comportamiento de la bomba de calor en Marzo

En el mes de Marzo cae la demanda respecto a los dos meses anteriores y disponemos de una mayor potencia solar en el evaporador, nuestro sistema será autosuficiente.

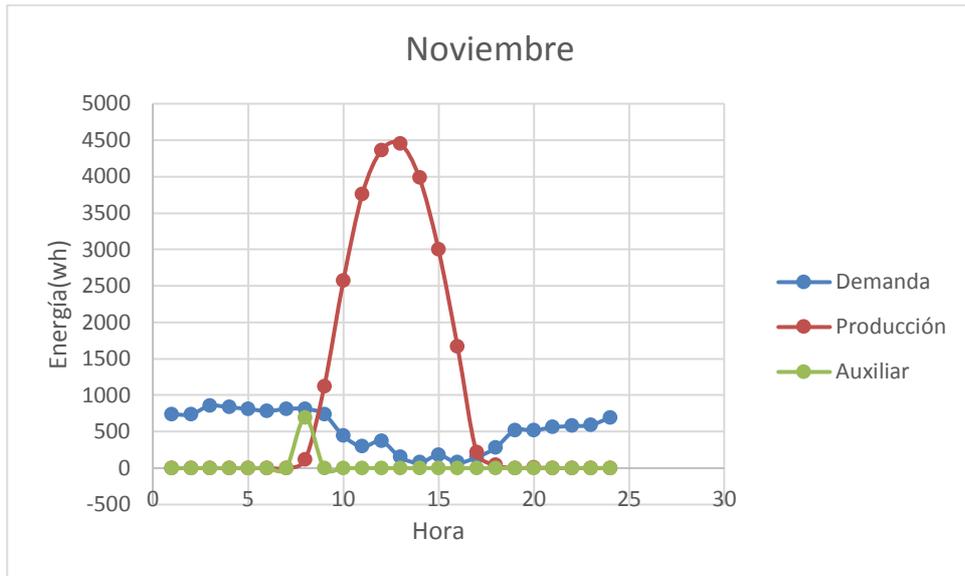


Figura 3.1.4g Comportamiento de la bomba de calor en Noviembre

En el mes de Noviembre ocurre lo mismo que en el mes de Marzo.



Figura 3.1.4h Comportamiento de la bomba de calor en Diciembre

En el mes de Diciembre se consigue satisfacer la demanda diurna pero no la nocturna como en los anteriores.

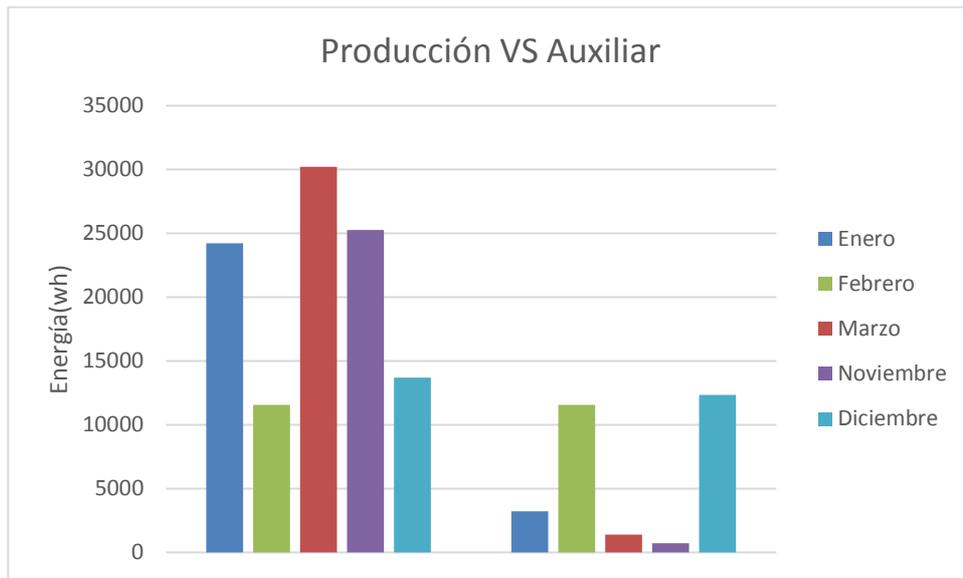


Figura 3.1.4i Producción VS Apoyo auxiliar diario

Este gráfico nos cuantifica la capacidad de cubrir la demanda de esta instalación de forma mensual, cabe destacar el escaso apoyo que requiere los meses de Enero, Marzo y Noviembre. En contrapartida los meses de Febrero y Diciembre necesitan un apoyo algo superior a 10000wh.

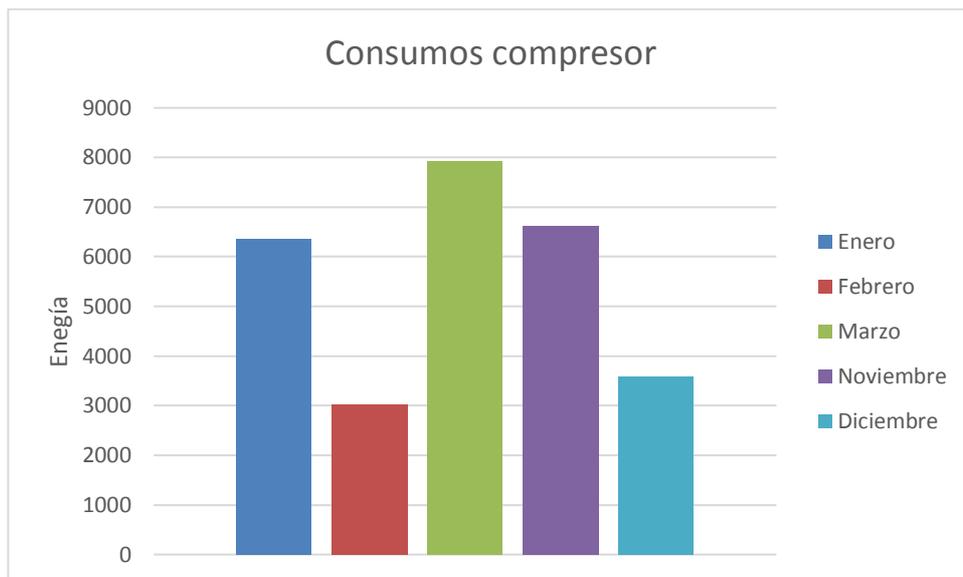


Figura 3.1.4j Consumo del compresor para la producción de calor (bomba de calor)

El consumo del compresor oscilará entre los 3000-8000 wh diario dependiendo de la demanda y sobre todo de la disponibilidad de sol para sacarle partido a la instalación, de ahí, Mayo es la que presenta un mayor consumo.

A la hora de considerar el almacenamiento térmico hay que tener en cuenta de que producimos agua a 65°C, por tanto del catálogo anterior [8] debemos seleccionar un material PCM orgánico adecuado para esa temperatura.

Material	A52
Densidad	810 kg/m ³
Calor latente	222 kJ/kg
Temperatura de fusión	52°C

Tabla 3.1.4c Propiedades físicas del A52

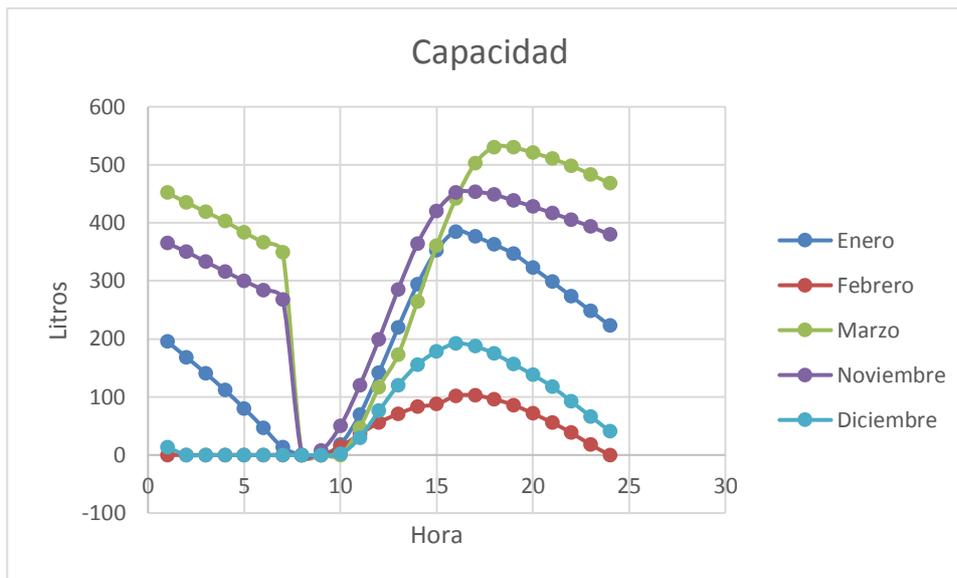


Figura 3.1.4k Volumen diario de A52

El depósito de material deberá ser superior a los 550 litros (445 kg).

Otro aspecto a tener en cuenta son los gastos en los que se mueve nuestro sistema:

Fluido de trabajo (R-245fa)	0,0013-0,027 kg/s
Agua caliente condensador(58°C)	0,011-0,22 kg/s
Agua fría en el evaporador(16°C)	0,01-0,17 kg/s

Tabla 3.1.4d Rango de gastos en el ciclo ORC bomba de calor (Producción calor)

Ventajas:

1. Se consigue satisfacer casi la totalidad de la demanda de producción.
2. Se trabajan con temperaturas que permiten utilizar agua a presión atmosférica.
3. Posibilidad de utilizar un material PCM con buenas características.
4. En todo momento el almacenamiento funciona de forma continua.
5. En meses como Marzo y Noviembre capacidad para producir ACS en paralelo.

Desventajas:

1. Gran variación de los gastos que puede ser un problema en el compresor y bombas.
2. Se requiere de una gran cantidad de A52 y un depósito superior a los 550 litros.
3. En el mes de Febrero es necesario un auxiliar.
4. Consumo eléctrico del compresor.

Producción de frío

En la producción de frío utilizaremos el mismo modificando únicamente la condensación que la realizaremos a 0,65 bar (3,5 °C) aumentando el rendimiento de intercambio en el condensador a la hora de producir agua a 7°C. Esto supondrá un aumento en el consumo del compresor.

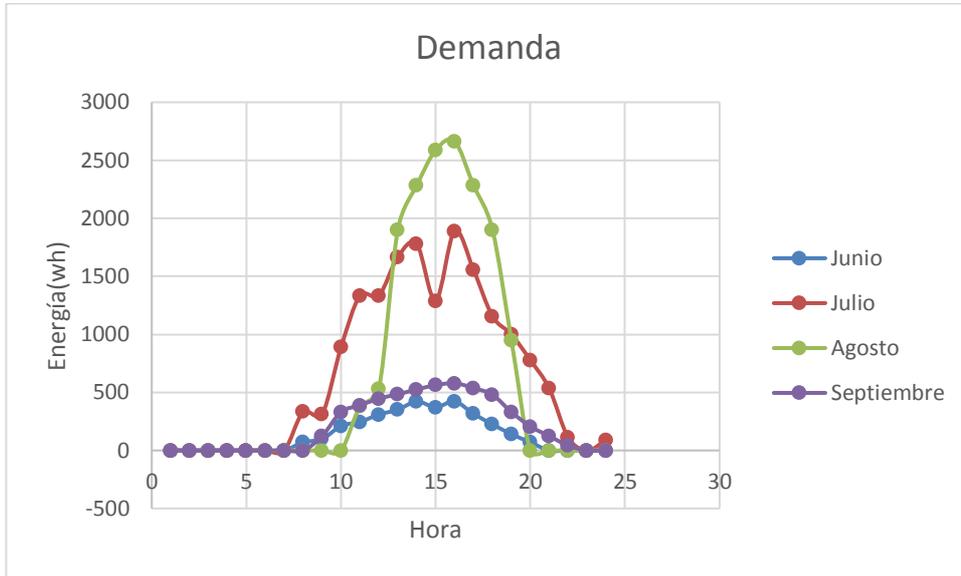


Figura 3.1.4l Demanda diaria de frío en Sevilla

Estas son las demandas de frío a satisfacer por la instalación en los meses estivales, una observación importante es que la demanda se comporta de forma similar a la producción, al estar vinculada de forma directa a la radiación solar, por tanto, no sería necesario un almacenamiento. A continuación pasamos a comentar el comportamiento mensual en este modo de operación:

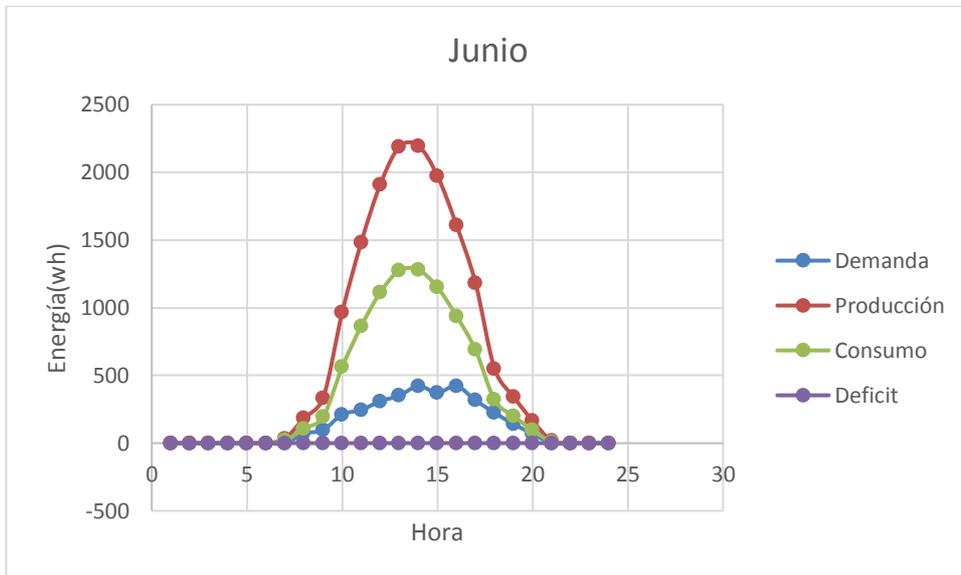


Figura 3.1.4m Comportamiento de la bomba de calor en Junio

En el mes de Junio se satisface la demanda con creces debido a que no es muy pronunciada, en este caso sería recomendable reducir la producción haciendo pasar menos gasto y reducir el consumo del compresor.

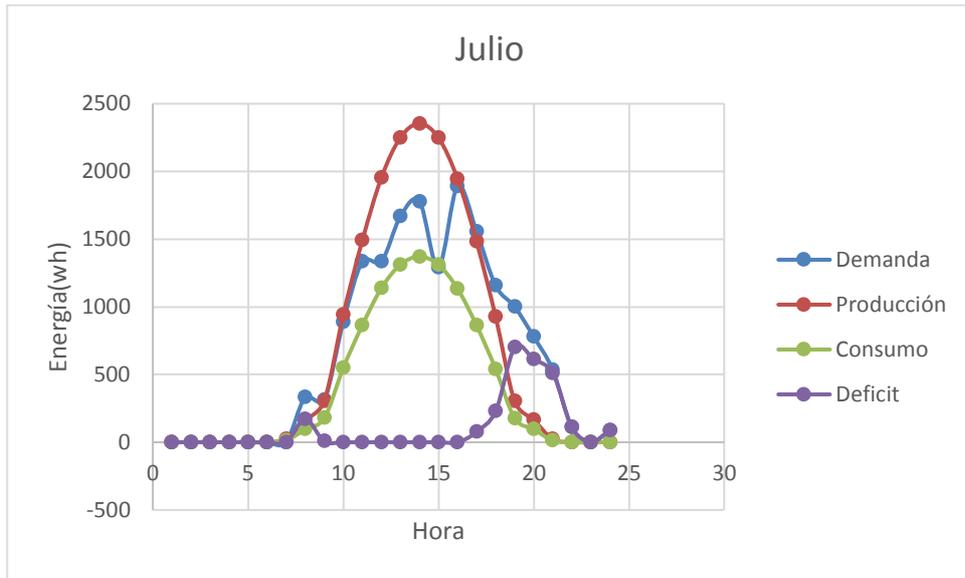


Figura 3.1.4n Comportamiento de la bomba de calor en Julio

En el mes de Julio la demanda crece significativamente y nuestro sistema es capaz de satisfacerlo exceptuando el intervalo de la tarde representado.

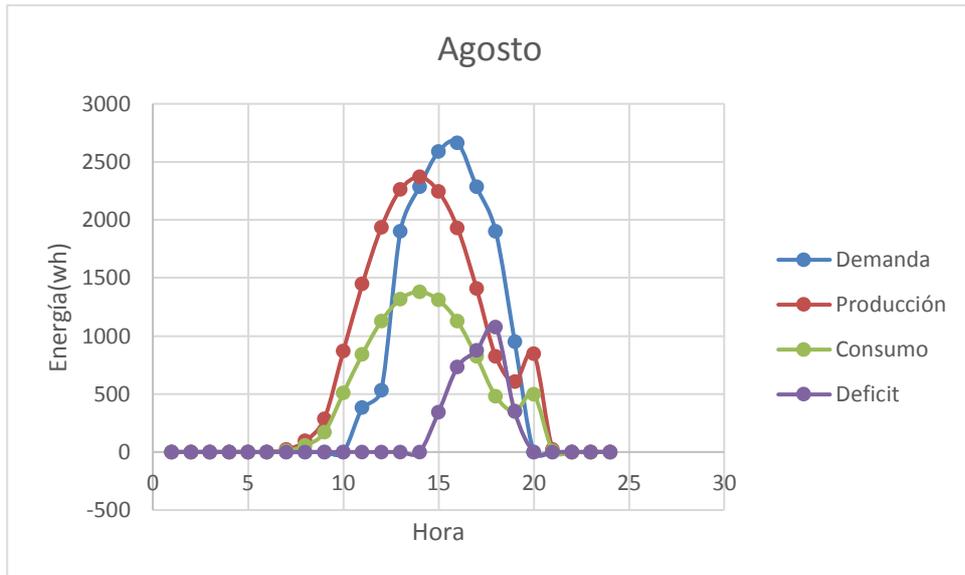


Figura 3.1.4o Comportamiento de la bomba de calor en Agosto

Se requiere apoyo de 15 a 20 horas debido a una demanda pronunciada en ese periodo.

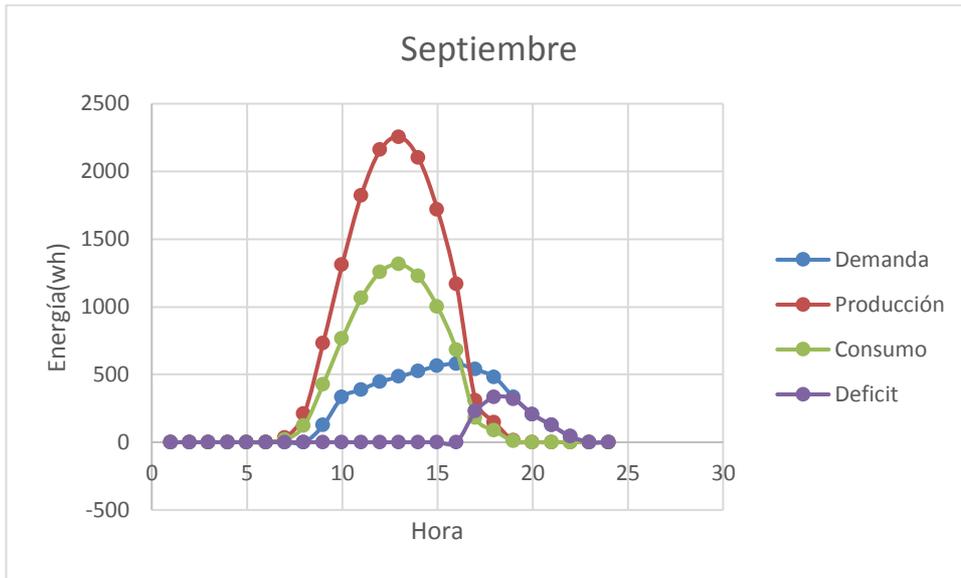


Figura 3.1.4p Comportamiento de la bomba de calor en Septiembre

El descenso de la demanda provoca que solo se necesite un aporte externo más reducido y de menos duración.

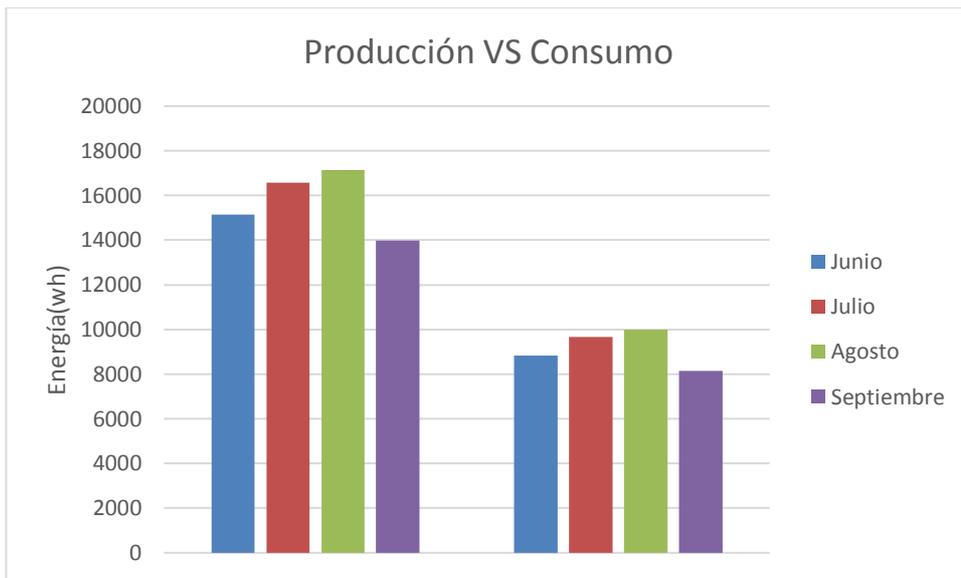


Figura 3.1.4q Producción frío VS Consumo del compresor

Este diagrama nos representa la producción y consumo diario de nuestra instalación en los meses que trabaja para producir frío, cabe destacar el alto consumo respecto a lo que se produce. Es uno de los aspectos más desfavorables de la instalación y su motivo principal es la compresión hasta 5 bar que se asignó para producir calor. Una solución sería reducir la relación de compresión en estos meses.

Gasto fluido de trabajo (R-245fa)	0,0012-0,017 kg/s
Gasto condensador (Agua)	0,005-0,083 kg/s
Gasto evaporador (Agua)	0,011-0,28 kg/s

Tabla 3.1.4e Rango de gastos en el ciclo ORC bomba de calor (Producción frío)

Los gastos tienen unos órdenes de magnitud apropiados para el correcto funcionamiento de este modo de operación. En horas punta el gasto de agua que pasa por el condensador es elevado debido a la poca diferencia de temperaturas entre los fluidos.

Ventajas:

1. Se consigue producir frío empleando el mismo ciclo que se utilizó para producir calor, tenemos un sistema versátil y flexible.
2. Se consigue satisfacer las demandas picos.

Desventajas:

1. Se requiere apoyo en los meses más severos, el sistema no es autosuficiente.
2. El consumo del compresor es considerable respecto a la producción, sería necesario desacoplar el sistema frío/calor para reducir dicho consumo.

4 DIMENSIONADO DE COMPONENTES

Una vez analizado el ORC en la ubicación de Sevilla en diferentes modos de operación y con distintas estrategias de actuación es turno de pasar a analizar los diferentes componentes de la instalación. En nuestro caso vamos a estudiar de forma más detallada elementos como el evaporador, los recalentadores, el condensador y el expander.

El dimensionado de los componentes se realizará respecto a las condiciones nominales de referencia del caso del ciclo con recalentamiento de 700 vatios de potencia nominal con estrategia de satisfacer la demanda eléctrica con baterías. El resultado del dimensionado de los componentes es una característica muy importante de la instalación, ya que, está ligado con el tamaño, y por tanto, con los costes.

4.1 Evaporador

El intercambiador más apropiado para este tipo de tecnología es el intercambiador de placas. Como su nombre nos indica los fluidos intercambian calor a partir de placas en lugar de tubos. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada una de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas poseen un área extremadamente grande de transferencia térmica a cada uno de los líquidos. Esto significa una ventaja sobre los intercambiadores de carcasa y tubo debido a que se requiere menos volumen para transferir el mismo calor, más económicos.

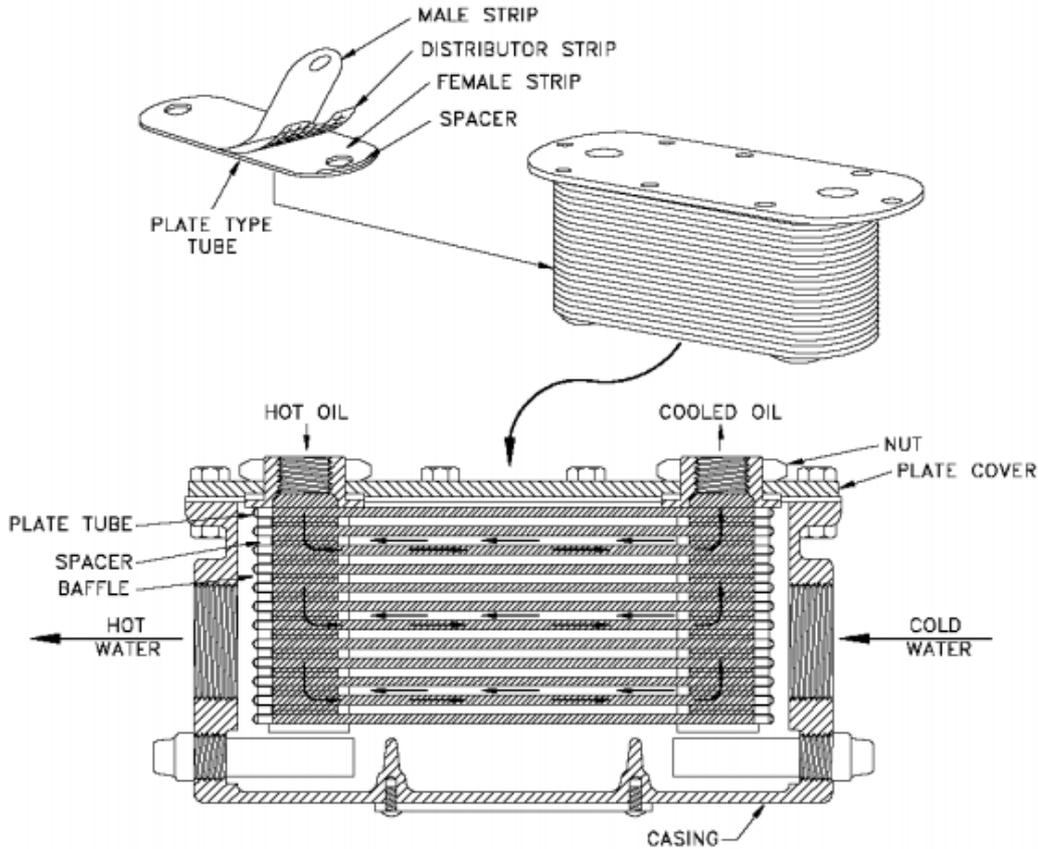


Figura 4.1 Intercambiador de placas

Para el dimensionado del evaporador vamos a emplear el método de diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).

Su coeficiente global de transferencia es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{partecaliente}} + \frac{1}{h_{ensuciamientocal}} \frac{espesor}{\lambda} \frac{1}{h_{ensuciamientof}} \frac{1}{h_{partefria}}$$

Consideraciones de diseño [9]

Superficie máxima por placa: 3,8 m²

Caudal máximo por placa: 50 m³/h

Espesor: 0,0005m

Máximo número de placas (aprox.):500

Despreciamos los coeficientes de película de ensuciamiento debido a que este tipo de intercambiador el ensuciamiento es mínimo debido a su carácter autolimpiable.

Diseño

En este apartado vamos a dimensionar el intercambiador de calor de placas de forma que cumpla con su propósito, evaporar el R-245fa. Para ello obtendremos las dimensiones de una placa individual como su espesor, longitud y anchura como también el número de placas que vamos a utilizar mediante el método DTLM.

Condiciones de los fluidos:

Temperatura R-245fa	130°C
Presión R-245fa	23,4 Bar
Temperatura de entrada aceite	165°C
Temperatura salida del aceite	150°C
Gasto R-245fa	0,03216 kg/s
Entalpía R-245fa a la entrada (h_{R245IN})	390400 J/kg
Entalpía R-245fa a la salida ($h_{R245OUT}$)	487882 J/kg

Tabla 4.1a Condiciones de operación del evaporador

El principal objetivo es evaporar el R-245fa mediante:

$$Q = m_{R245} * (h_{R245OUT} - h_{R245IN}) = m_{aceite} * Cp_{aceite} * (T_{aceiteIN} - T_{aceiteOUT})$$

Como utilizamos el método de DTLM:

$$DTLM = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{entrada}}{\Delta T_{salida}}\right)} = 18,2$$

$$Q = A_{hx} * U * DTLM * F$$

Como $DTLM < 30$ podemos considerar las temperaturas calóricas como la media entre la temperatura de entrada y de salida de cada fluido, siendo:

$$T_{calaceite} = 157,5^{\circ}C$$

$$T_{calR245} = 130^{\circ}C$$

Como hay cambio de fase en el intercambiador, suponemos $F=1$. Otro término fundamental es el coeficiente global de transferencia:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{aceite}} + \frac{espesor}{\lambda} + \frac{1}{h_{R245}}$$

-Cálculo del coeficiente de película del aceite

Como ya hemos calculado la temperatura calórica del aceite obtenemos sus propiedades a dicha temperatura:

Cp_{aceite}	2,5 kJ/kg°C
ρ_{aceite}	806 kg/m ³
μ_{aceite}	0,00451 Ns/m ²
k_{aceite}	0,132 w/mK
ν_{aceite}	0,0000056 m ² /s
Pr_{aceite}	84

Tabla 4.1b Propiedades calóricas del aceite

En primer lugar calculamos el Reynolds para conocer a que régimen trabajamos, para conocer la velocidad del fluido empleamos la ecuación de la continuidad:

$$m_{aceite} = \rho_{aceite} * V_{placa} * espesor * ancho * n_{placas}^o$$

Una vez que tenemos la velocidad por cada placa individual de aceite térmico obtenemos el número de Grashof:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{amb}) \cdot L^3}{\nu^2}$$

Donde β es el coeficiente de expansión térmica, T_s es la temperatura de la superficie y ν la viscosidad cinemática.

Al tratarse de un conducto rectangular en lugar de circular en lugar de calcular el diámetro húmedo calculamos la longitud característica:

$$L = \frac{V}{A_t}$$

El número de Rayleigh se obtiene a partir del Grashof y el Prandtl:

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

Una vez obtenido el Grashof y el Rayleigh podemos obtener el Nusselt:

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{1 + ((0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2$$

Conociendo el Nusselt, tenemos el coeficiente de película:

$$Nu = \frac{h_{aceite} * L}{k_{aceite}} \rightarrow h_{aceite}$$

Los resultados son:

Área de transferencia	$A_t = 0,1 \text{ m}^2$
Longitud característica	$L = 0,0005 \text{ m}$
Grashof aceite	$Gr_{aceite} = 6,745 * 10^{-9}$
Nusselt aceite	$Nu_{aceite} = 0,848$
Rayleigh	$Ra_{aceite} = 5,66 * 10^{-7}$
Coefficiente película aceite	$h_{aceite} = 224,3 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

Tabla 4.1c Longitudes características y Parámetros del aceite

-Cálculo del coeficiente de película del R-245fa

Para obtener el coeficiente de película de nuestro fluido de trabajo en el intercambiador realizamos el mismo proceso que con el aceite y las dimensiones son las mismas al utilizarse el mismo tipo de placa:

Prandtl	$Pr = 3,795$
Grashof	$Gr_{R245} = 12,49$
Rayleigh	$Ra_{R245} = 47,41$
Nusselt	$Nu_{R245} = 1,255$
Coefficiente de película R-245fa	$h_{R245} = 95,67 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

Tabla 4.1d Propiedades calóricas del R-245fa

Una vez conocidos los coeficientes de películas podemos definir el coeficiente global de transferencia, que junto a la DTLM anteriormente calculado obtenemos el área de transferencia necesario y el número de placas.

Coeficiente global de transferencia	$U = 66,92 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$
DTLM	$DTLM = 26,8$
F	$F = 1$
Calor transferido	$Q = 3135 w$
Área de transferencia intercambiador	$A_{hx} = 1,748 m^2$
Número de placas	$n_{placas} = 17$

Tabla 4.1e Características del evaporador

4.2 Recalentamiento

Tal y como hemos mencionado en el diseño de la turbina debemos realizar una expansión escalonada con recalentamiento intermedio para evitar el bloqueo en la descarga. Para el dimensionado de estos sucesivos recalentamientos recurrimos a los mismos principios utilizados en el evaporador.

Primer recalentamiento

Condiciones de los fluidos:

Temperatura de entrada R-245fa	97,56°C
Presión R-245fa	10 Bar
Temperatura de salida R-245fa	100°C
Temperatura de entrada aceite	165°C
Temperatura salida del aceite	150°C
Gasto R-245fa	0,03216 kg/s
Entalpía R-245fa a la entrada (h_{R245IN})	477775 J/kg
Entalpía R-245fa a la salida ($h_{R245OUT}$)	480748 J/kg

Tabla 4.2a Condiciones de operación en el 1º recalentamiento

Los parámetros característicos de nuestro intercambiador es:

Área de transferencia	$A_t = 0,1 \text{ m}^2$
Longitud característica	$L = 0,0005 \text{ m}$
Grashof aceite	$Gr_{aceite} = 4,94 * 10^{-9}$
Nusselt aceite	$Nu_{aceite} = 0,848$
Rayleigh	$Ra_{aceite} = 4,14 * 10^{-7}$
Coefficiente película aceite	$h_{aceite} = 224 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$

Tabla 4.2b Longitudes características y Parámetros del aceite

-Cálculo del coeficiente de película del R-245fa

Para obtener el coeficiente de película de nuestro fluido de trabajo en el intercambiador realizamos el mismo proceso que con el aceite y las dimensiones son las mismas al utilizarse el mismo tipo de placa:

Prandtl	$Pr = 0,78$
Grashof	$Gr_{R245} = 1,57$
Rayleigh	$Ra_{R245} = 1,24$
Nusselt	$Nu_{R245} = 1,033$
Coefficiente de película R-245fa	$h_{R245} = 42,59 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$

Tabla 4.2c Parámetros calóricos del R245

Una vez conocidos los coeficientes de películas podemos definir el coeficiente global de transferencia, que junto a la DTLM anteriormente calculado obtenemos el área de transferencia necesario y el número de placas.

Coefficiente global de transferencia	$U = 35,74 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$
DTLM	$DTLM = 59,63$
F	$F = 0,5$
Calor transferido	$Q = 95,62 \text{ w}$
Área de transferencia intercambiador	$A_{hx} = 0,09 \text{ m}^2$
Número de placas	$n_{placas} = 1$

Tabla 4.2d Características del 1º recalentamiento

De la misma forma se dimensiona el segundo y tercer escalonamiento obteniendo:

	Primer Escalonamiento	Segundo Escalonamiento	Tercer Escalonamiento
Temperatura de entrada R-245fa	97,56°C	88,78°C	85°C
Presión R-245fa	10 bar	5 bar	2,7 bar
Temperatura de salida R-245fa	100°C	95°C	95°C
Temperatura de entrada aceite	165°C	165°C	165°C
Temperatura salida del aceite	150°C	150°C	150°C
Coefficiente global de transferencia	$U = 35,7 \frac{w}{m^2 * ^\circ C}$	$U = 32,97 \frac{w}{m^2 * ^\circ C}$	$U = 31,8 \frac{w}{m^2 * ^\circ C}$
DTLM	59,6 °C	68,4°C	72,24 °C
Calor transferido	Q=95,62 w	Q=214,4 w	Q=328 w
Área de transferencia	$A_{hx} = 0,09 m^2$	$A_{hx} = 0,19 m^2$	$A_{hx} = 0,28 m^2$
Número de placas	1	2	3

Tabla 4.2e Dimensionamiento del recalentador

4.3 Condensador

El condensador es uno de los elementos más importante de la instalación desde el punto de vista económico, técnico y energético. En este tipo de instalaciones los condensadores suelen ser de placas o carcasa y tubo.

A continuación se realizará un análisis de diseño de estos dos tipos de intercambiador para la instalación resaltando sus características que lo hacen singulares el uno del otro.

Condensador de placas

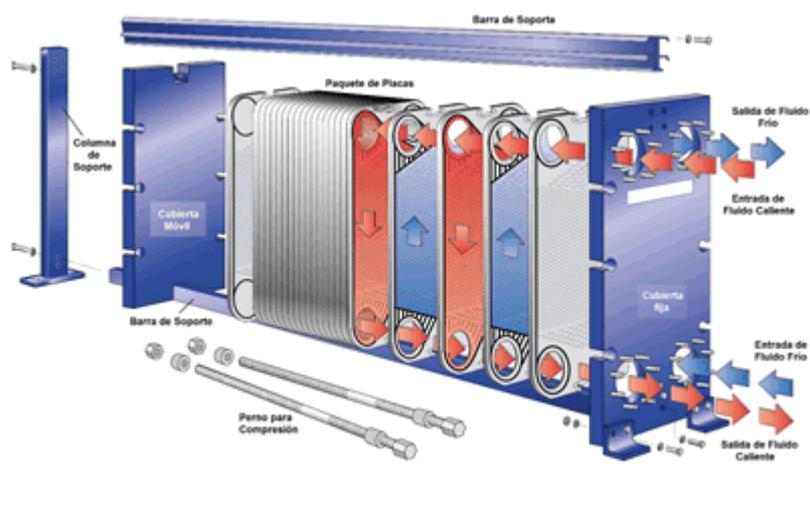


Figura 4.3a Intercambiador de placas

En primer lugar caracterizaremos el intercambiador de placas de la misma forma que lo hemos realizado en los casos anteriores.

Condiciones de los fluidos:

Temperatura del R-245fa	23,5°C
Presión R-245fa	1,4 Bar
Temperatura de entrada agua	14°C
Temperatura salida del agua	17°C
Gasto R-245fa	0,03216 kg/s

Tabla 4.3a Condiciones de operación en el Condensador

Los parámetros característicos de nuestro intercambiador es:

Área de transferencia	$A_t = 0,1 \text{ m}^2$
Longitud característica	$L = 0,0005 \text{ m}$
Grashof agua	$Gr_w = 5,27 * 10^{-9}$
Nusselt agua	$Nu_w = 0,839$
Rayleigh	$Ra_w = 4,22 * 10^{-7}$
Coefficiente película agua	$h_w = 971,3 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$

Tabla 4.3b Longitudes características y Parámetros del agua en el condensador con placas

-Cálculo del coeficiente de película del R-245fa

Para obtener el coeficiente de película de nuestro fluido de trabajo en el intercambiador realizamos el mismo proceso que con el aceite y las dimensiones son las mismas al utilizarse el mismo tipo de placa:

Prandtl	$Pr = 6,7$
Grashof	$Gr_{R245} = 0,11$
Rayleigh	$Ra_{R245} = 0,07$
Nusselt	$Nu_{R245} = 0,97$
Coefficiente de película R-245fa	$h_{R245} = 93,3 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$

Tabla 4.3c Parámetros calóricos del R245 en el condensador de placas

Una vez conocidos los coeficientes de películas podemos definir el coeficiente global de transferencia, que junto a la DTLM anteriormente calculado obtenemos el área de transferencia necesario y el número de placas.

Coefficiente global de transferencia	$U = 84,9 \frac{w}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$
DTLM	$DTLM = 7,9$
F	$F = 1$
Calor transferido	$Q = 6149 \text{ w}$
Área de transferencia intercambiador	$A_{hx} = 9,11 \text{ m}^2$
Número de placas	$n_{placas} = 91$

4.3d Características del condensador de placas

Tabla

Condensador carcasa y tubo

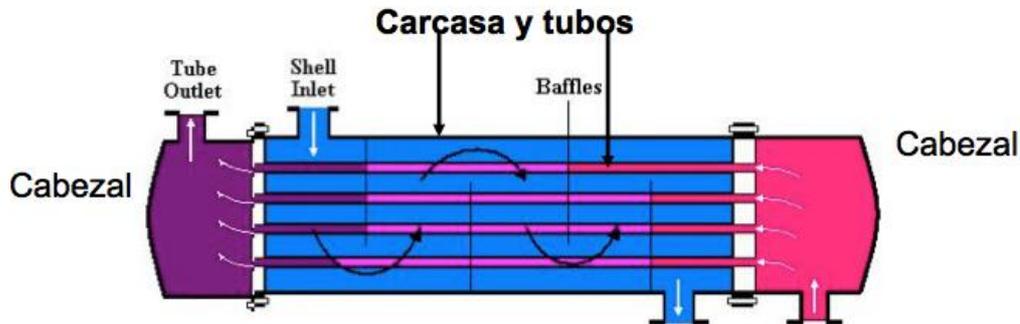


Figura 4.3b Intercambiador carcasa y tubo

En nuestro caso vamos a utilizar tubos 16 BWG de 1/2" [10], por tanto:

Diámetro interior	$D_i = 0,0094 \text{ m}$
Diámetro exterior	$D_e = 0,0127 \text{ m}$

Tabla 4.3e Dimensión de los tubos en el condensador

En primer lugar designamos una longitud de tubos, número de ellos y número de pasos para comprobar mediante la ecuación de la continuidad que la velocidad del agua no supere los 2m/s valor a partir del cual la fricción es más protagonista.

Longitud de tubos	$l_t = 8 \text{ m}$
Número de tubos	$n_t = 8$
Número de pasos	$n_p = 2$

Tabla 4.3f Configuración de los tubos en el condensador

$$m_w = \rho_w * \text{Vel} * \frac{D_i^2}{4} * \frac{n_t}{n_p} = 0,0229 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \rightarrow \text{Vel} = 1,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En segundo lugar debemos obtener el Reynolds para conocer en que régimen estamos si laminar y turbulento, para ello debemos conocer la viscosidad cinemática, el diámetro interno, la velocidad y la densidad.

$$Re = \frac{\rho_w * \text{Vel} * D_i}{\mu} = 10411 > 10000 \rightarrow \text{Turbulento completamente desarrollado}$$

Al ser este tipo de régimen y tener un número de Prandtl de 8 la expresión del Nusselt es:

$$Nu_w = 0,023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^{0,4} = 85,6$$

Por tanto, el coeficiente de película del agua:

$$Nu_w = \frac{h_w * D_i}{k_w} \rightarrow h_w = 5329 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} = h_{int}$$

A partir de los coeficientes de película podemos calcular el coeficiente global de transferencia:

$$\frac{1}{U} = A_e * \left(\frac{1}{A_{int} * h_{int}} + \frac{1}{A_{ext} * h_{ext}} \right) \rightarrow U = 1327 \frac{w}{(m^2 * k)}$$

Una vez definido las dos opciones, valoramos los parámetros fundamentales:

	Placas	Carcasa y tubo
Coefficiente global de transferencia	$U = 84,87 \frac{w}{m^2 * k}$	$U = 1327 \frac{w}{m^2 * k}$
Área de transferencia	$A = 9,11 m^2$	$A = 0,41 m^2$
Calor transferido	$Q = 6149 W$	$Q = 4376 W$

Tabla 4.5g Prestaciones del condensador carcasa y tubo VS condensador de placas

El intercambiador carcasa y tubo tiene mejores prestaciones a la hora de condensar nuestro fluido de trabajo debido a su alto coeficiente global de transferencia que permite transmitir el calor en menos unidad de área, esto supondrá un intercambiador de menor dimensión y por tanto, más económico.

4.4 Turbina



Figura 4.4a Turbina radial

En los ciclos orgánicos de rankine los expanders pueden ser de tipo scroll o radial, en nuestro caso vamos a realizar un diseño de una turbina radial que trabaje en condiciones nominales (700 W) que permita una flexibilidad para un funcionamiento correcto en carga parcial.

En primer lugar vamos a estudiar la termodinámica de nuestro ciclo para conocer el gasto que necesitamos turbinar para producir la planificado teniendo en cuenta las condiciones a las que trabajaría nuestra instalación.

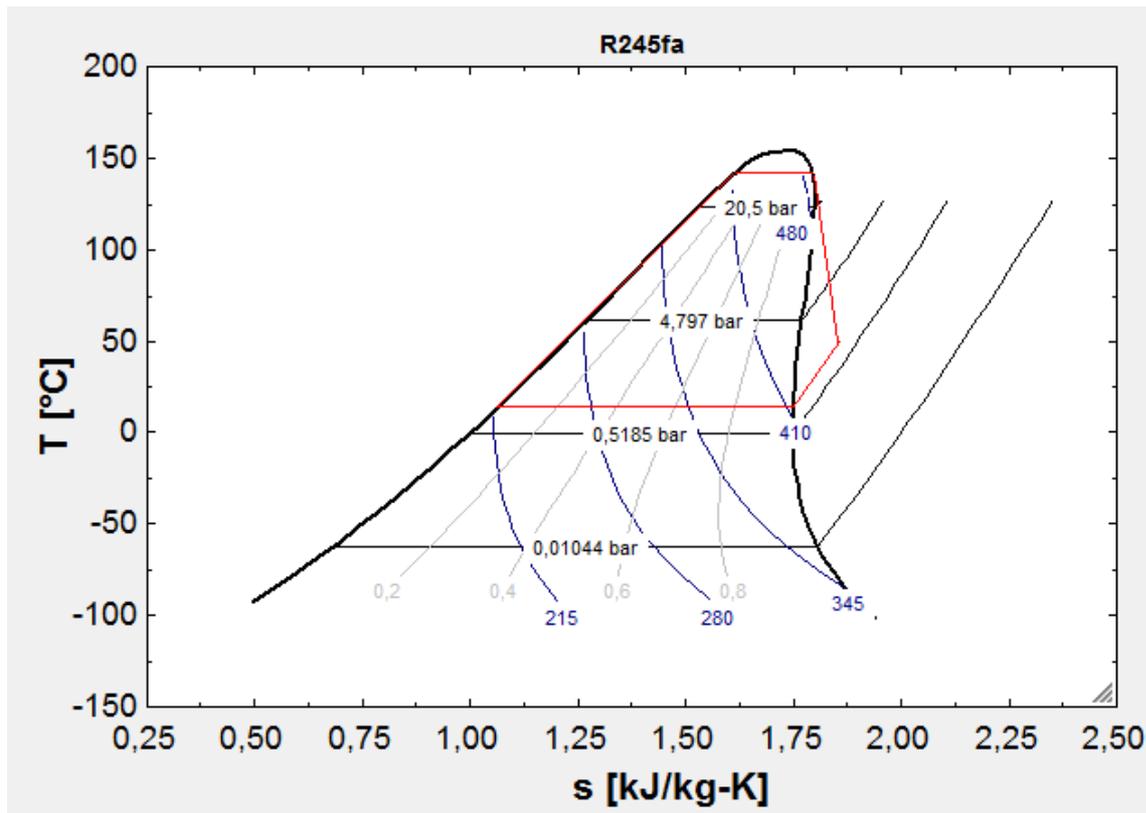


Figura 4.4b Diagrama T-S del ciclo con un escalonamiento

Temperatura entrada turbina	$T_{03} = 90^{\circ}C$
Presión entrada turbina	$P_{03} = 10,09 \text{ bar}$
Entalpía entrada turbina	$H_{03} = 468120 \text{ j/kg}$
Temperatura salida de turbina	$T_{04} = 41,6^{\circ}C$
Presión salida de turbina	$P_{04} = 1,1 \text{ bar}$
Entalpía salida turbina	$H_{04} = 439725 \text{ k/kg}$

Tabla 4.4a Condiciones de entrada y salida del expander

Conociendo estos datos obtenidos del ciclo, calculamos el gasto a turbinar:

$$W_t = m * (H_{03} - H_{04}) \rightarrow m = 0,02289 \frac{Kg}{s}$$

Una vez establecido las condiciones a la que opera la turbina debemos determinar la geometría y los triángulos de velocidades que lo hagan posible. Para facilitar su diseño debido a que se trata de una aplicación de bajas temperaturas y rendimientos orientado a bajo coste realizaremos una serie de hipótesis como la entrada radial al rotor del fluido con un grado de reacción 0,5 produciéndose una expansión del fluido tanto en el estator como en el rotor. Otra hipótesis que impondremos es el del coeficiente del flujo (adimensional) que le daremos un valor de 0,7.

Hipótesis:

Entrada axial a rotor	$\beta_2 = 0^\circ$
Grado de reacción	$R=0,5$
Coefficiente de flujo	$\Phi = 0,7$

Tabla 4.4b Hipótesis de diseño

Definimos los triángulos:



Figura 4.4c Triángulos de velocidades

$$C_2^2 = U_2^2 + W_2^2$$

$$W_3^2 = U_3^2 + C_3^2$$

Siendo la velocidad de arrastre a la entrada y salida del rotor en función del radio:

$$U_2 = \Omega * r_2$$

$$U_3 = \Omega * r_3$$

Como conocemos el grado de reacción otra expresión útil es:

$$R = \frac{(W_3^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_3^2)}{2 * U_2^2}$$

Y por último vinculamos directamente el triángulo a la potencia de la turbina:

$$W_t = H_{03} - H_{04} = K_f * U_2^2 \rightarrow K_f = 0,96(\text{Coeficiente de trabajo})$$

U_2	$172 \frac{m}{s}$
C_2	$209,9 \frac{m}{s}$
W_2	$120,4 \frac{m}{s}$
U_3	$82,6 \frac{m}{s}$
C_3	$120,4 \frac{m}{s}$
W_3	$146 \frac{m}{s}$
RPM	13806

Tabla 4.4c Triángulos de velocidades del expander

Definimos la geometría:

La expresión principal a la hora de definir la geometría es la ecuación de la continuidad:

$$m = \rho_2 * C_{r2} * (2 * \pi * r_2 - Z * \delta) * b_2$$

Debido a que la entrada es radial la velocidad radial coincide con la velocidad relativa $\rightarrow C_{r2} = W_2$

$\rho_2 \rightarrow$ Densidad a la entrada del rotor

$r_2 \rightarrow$ Radio a la entrada al rotor

$Z \rightarrow$ Número de álabes

$\delta \rightarrow$ Espesor del álabe

$b_2 \rightarrow$ Altura a la entrada del rotor

Una hipótesis recomendada de diseño es que $Z * \delta$ es el 5% de la sección de entrada al rodete.

Por último definimos una relación entre radios tales que:

$$\frac{r_{ext}}{r_{int}} = 2,9$$

$$\frac{r_2}{r_{ext}} = 1,4$$

$$r_3 = \frac{r_{int} + r_{ext}}{2}$$

Siendo el radio interior y el exterior el radio de raíz y de cabeza a la salida de la turbina respectivamente.

Aplicando estas hipótesis y expresiones obtenemos:

Radio a la entrada al rotor	$r_2 = 0,119 \text{ m}$
Radio de raíz salida del rotor	$r_{int} = 0,0293 \text{ m}$
Radio de cabeza salida del rotor	$r_{ext} = 0,0849 \text{ m}$
Radio medio salida del rotor	$r_3 = 0,057 \text{ m}$
Altura álabes de entrada al rotor	$b_2 = 0,03 \text{ m}$
Espesor de los álabes	$\delta = 0,0008 \text{ m}$
Número de álabes	$Z = 17,68$

Tabla 4.4d Geometría del rotor

Una vez definida las condiciones en las que trabaja nuestra turbina, su triángulo de velocidades y su geometría se debe conocer un parámetro fundamental a la hora de conocer si nuestra turbina funcionaría o se bloquearía, este parámetro es el número de Mach relativo a la salida de nuestra turbina.

$$M_{w3} = \frac{w_3}{\sqrt{R * T_3 * \gamma}} = 1,61$$

Tal y como hemos planteado el expandir se produce bloqueo en la descarga del mismo, el principal motivo es que trabajamos con una relación de expansión muy grande (33,8/1,1) para un solo escalonamiento.

La solución a este problema es dividir la expansión en varios escalonamientos con recalentamiento intermedio, de esta forma reducimos dicha relación de expansión por escalonamiento reduciendo así el número de Mach de descarga que nos garantiza la ausencia de bloqueo en esa zona. De esta forma nuestro ciclo sería de la siguiente forma:

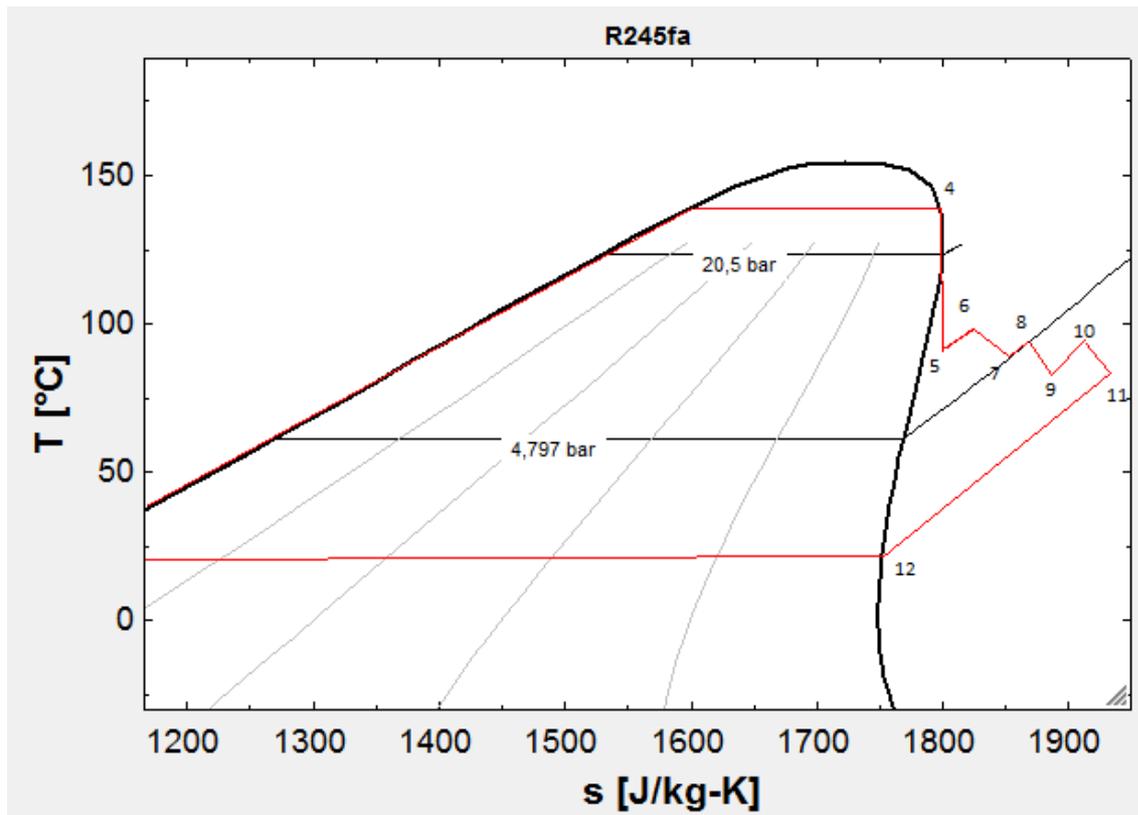


Figura 4.4d Diagrama T-S con 4 escalonamientos

A partir de las expresiones anteriores recalculamos los nuevos escalonamiento con las nuevas condiciones.

Primer escalonamiento

Condiciones de operación:

Presión a la entrada	$P_{04} = 33,81 \text{ bar}$
Temperatura a la entrada	$T_{04} = 150^{\circ}\text{C}$
Entalpía a la entrada	$h_{04} = 484514 \frac{\text{j}}{\text{kg}}$
Presión a la entrada del rotor	$P_r = 18,39 \text{ bar}$
Presión a la salida	$P_{05} = 10 \text{ bar}$
Temperatura a la salida	$T_{05} = 92,61^{\circ}\text{C}$
Entalpía a la salida	$h_{05} = 471655 \frac{\text{j}}{\text{kg}}$
Potencia	$W = 204,2 \text{ w}$

Tabla 4.4e Condiciones de entrada y salida 1º escalonamiento

Triángulo de velocidades:

U_b	$115,7 \frac{m}{s}$
C_b	$127,1 \frac{m}{s}$
W_b	$52,44 \frac{m}{s}$
U_c	$55,6 \frac{m}{s}$
C_c	$52,44 \frac{m}{s}$
W_c	$76,42 \frac{m}{s}$
RPM	10981
R	0,5
M_{wc}	0,72

Tabla 4.4f Triángulos de velocidades en el 1º escalonamiento

Geometría del escalonamiento:

Coefficiente de flujo	$\Phi = 0,45$
Radio a la entrada al rotor	$r_b = 0,1m$
Radio de raíz salida del rotor	$r_c = 0,048 m$
Radio de cabeza salida del rotor	$r_{ext} = 0,071 m$
Radio medio salida del rotor	$r_{int} = 0,024 m$
Altura álabes de entrada al rotor	$b_2 = 0,025 m$
Espesor de los álabes	$\delta = 0,004 m$
Número de álabes	17

Tabla 4.4g Geometría del rotor en el 1º escalonamiento

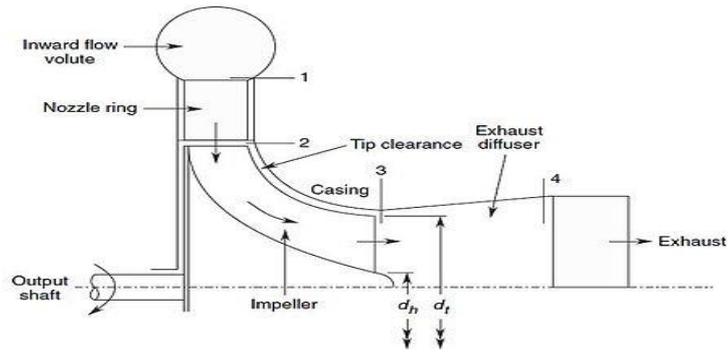


Figura 4.4e Geometría del rotor

Utilizando el mismo procedimiento realizamos los siguientes tres escalonamientos:

	1° Escalonamiento	2° Escalonamiento	3° Escalonamiento	4° Escalonamiento
Presión a la entrada	33,81 bar	10 bar	5 bar	2,7 bar
Temperatura a la entrada	150°C	100°C	95°C	95°C
Presión a la salida	10 bar	5 bar	2,7 bar	1,4 bar
Temperatura a la salida	92,6°C	88,8°C	85,1°C	84,4°C
Potencia	204,2w	174,3w	153,3w	163,2
RPM	10981	18981	10981	10981
Mach a la descarga	$M_{wc} = 0,72$	$M_{wc} = 0,8$	$M_{wc} = 0,78$	$M_{wc} = 0,8$
Coefficiente de flujo	$\Phi = 0,45$	$\Phi = 0,5$	$\Phi = 0,5$	$\Phi = 0,5$
Radio a la entrada al rotor	$r_b = 0,1m$	$r_b = 0,092m$	$r_b = 0,087m$	$r_b = 0,089m$
Radio de raíz salida del rotor	$r_c = 0,048 m$	$r_c = 0,041 m$	$r_c = 0,039m$	$r_c = 0,04 m$
Radio de cabeza salida del rotor	$r_{ext} = 0,071 m$	$r_{ext} = 0,062 m$	$r_{ext} = 0,058 m$	$r_{ext} = 0,059 m$
Radio medio salida del rotor	$r_{int} = 0,024 m$	$r_{int} = 0,021 m$	$r_{int} = 0,02 m$	$r_{int} = 0,02 m$
Altura álabes de entrada al rotor	$b_2 = 0,025 m$	$b_2 = 0,03m$	$b_2 = 0,03 m$	$b_2 = 0,03 m$
Espesor de los álabes	$\delta = 0,004 m$			
Número de álabes	17	16	16	16

Tabla 4.4h Condiciones de trabajo y geometría de los escalonamientos de la turbina

La dimensión de los distintos escalonamientos es muy similar al tratarse de gastos muy bajos, por tanto, no se aprecia tanto la diferencia de dimensión ligada a la expansión progresiva. El coeficiente de flujo está limitado con el número de Mach a la descarga, por ello se establece 0,5. En caso de aumentar existiría riesgo de bloqueo y como la geometría de este tipo de turbina no es significativa en los costes de la instalación es un coeficiente de flujo aceptable.

5 EXTRAPOLACIÓN DEL SISTEMA A DIFERENTES LOCALIZACIONES

Una vez analizado los diferentes modos de operación en la ubicación de referencia (Sevilla), sería interesante comprobar como se comportaría los diferentes sistemas estudiados en distintas ubicaciones permitiendo comparar parámetros relevantes entre cada una de ellas como el de la producción, horas de funcionamiento, potencia nominal y gastos.

En las siguientes ubicaciones consideraremos que el foco frío se mantiene respecto al de Sevilla, agua subterránea a una temperatura de 14-15°C. Todo lo contrario en el foco caliente, donde la variación de la potencia solar horaria es un parámetro clave.

5.1 Extrapolación en zonas de clima mediterráneo para ORC con recuperador

En este apartado analizaremos el modo de operación del ciclo con recuperador de calor en la salida de la turbina descrito anteriormente en lugares de clima mediterráneo como Atenas, Nápoles y Marsella comparándolo con nuestro sistema de referencia.



Figura 5.1a Ubicación de las zonas de clima mediterráneo

En primer lugar debemos obtener uno de los parámetros más importantes mediante el SAM nrel, la potencia solar en cada ubicación que se somete a estudio.

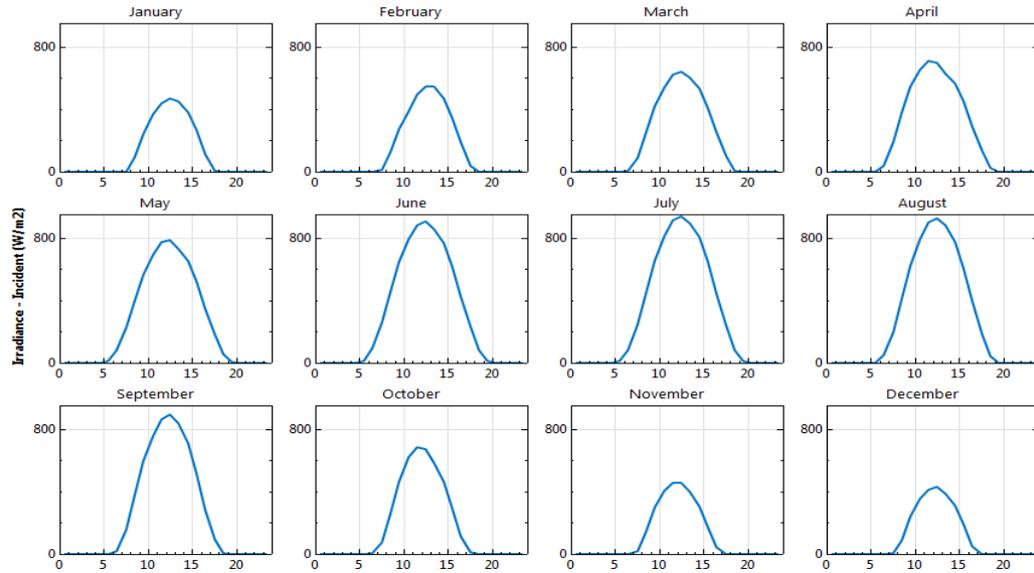


Figura 5.1.1a Radiación típica diaria de cada mes en Atenas

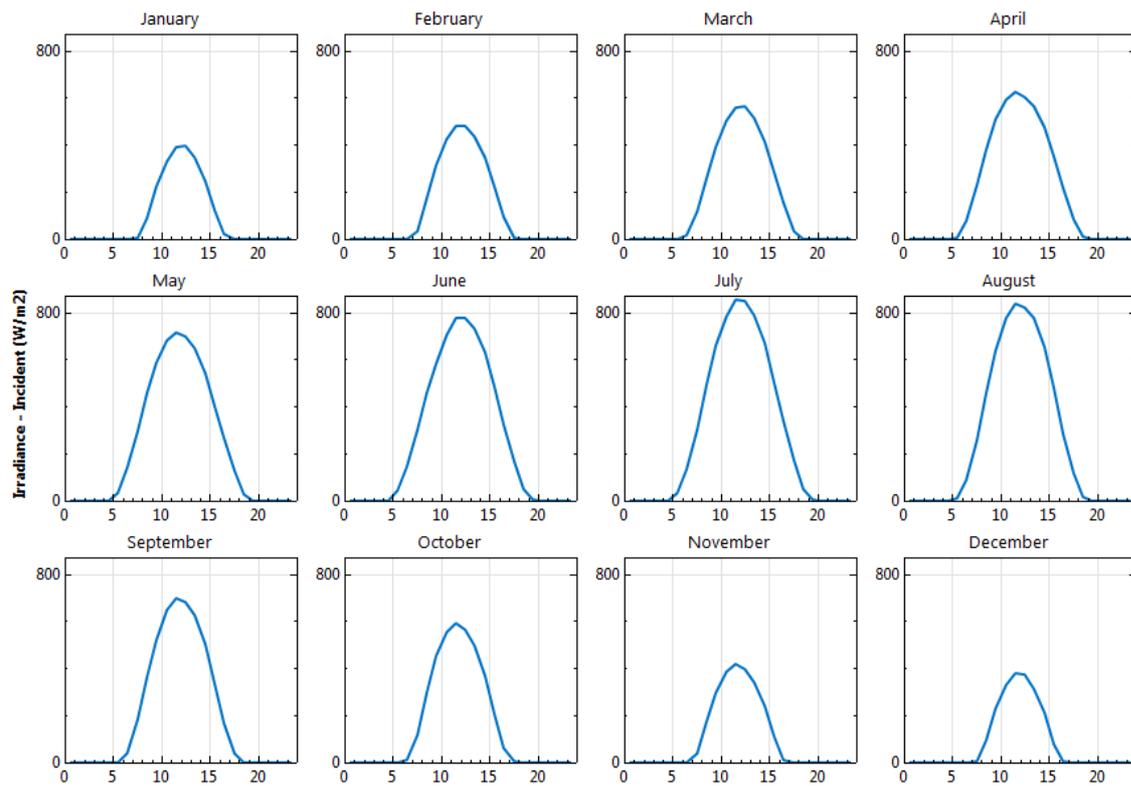


Figura 5.1.1c Radiación típica diaria de cada mes en Nápoles

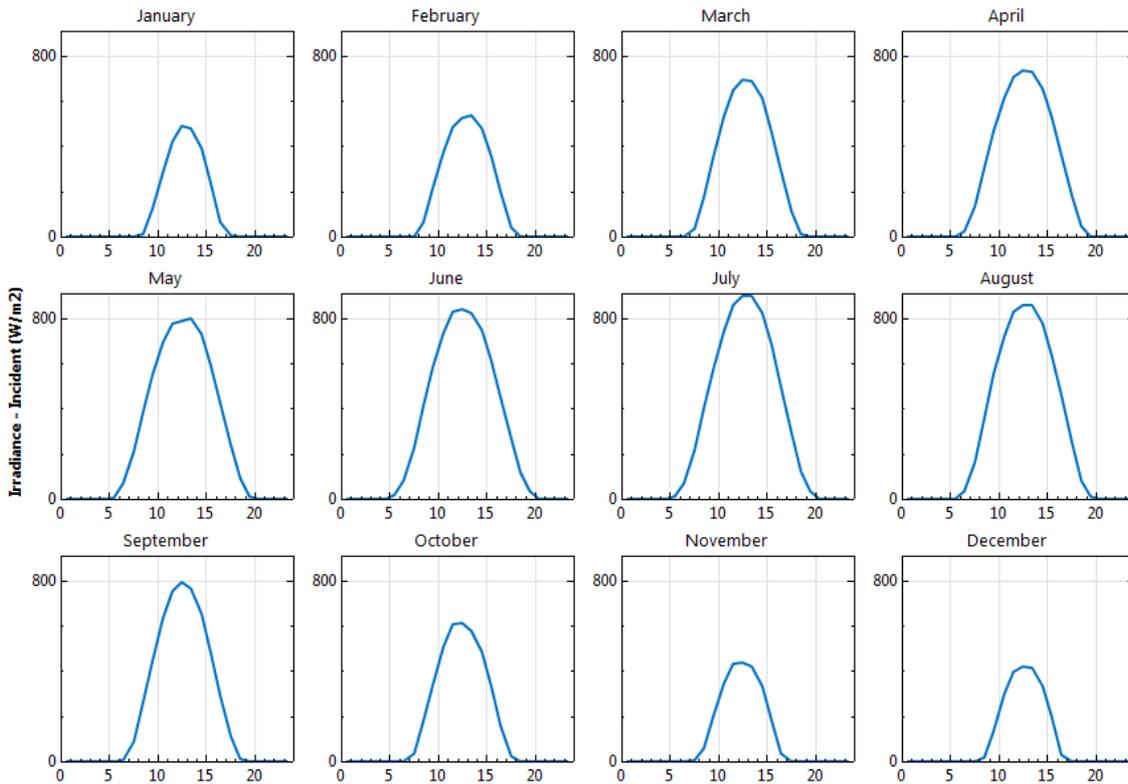


Figura 5.1d Radiación típica diaria de cada mes en Marsella

En estas imágenes se muestra que las ubicaciones tienen unos perfiles de radiación muy similares entre ellas. Vamos a suponer que la demanda eléctrica es la misma al ser ubicaciones de cultura y clima similares.

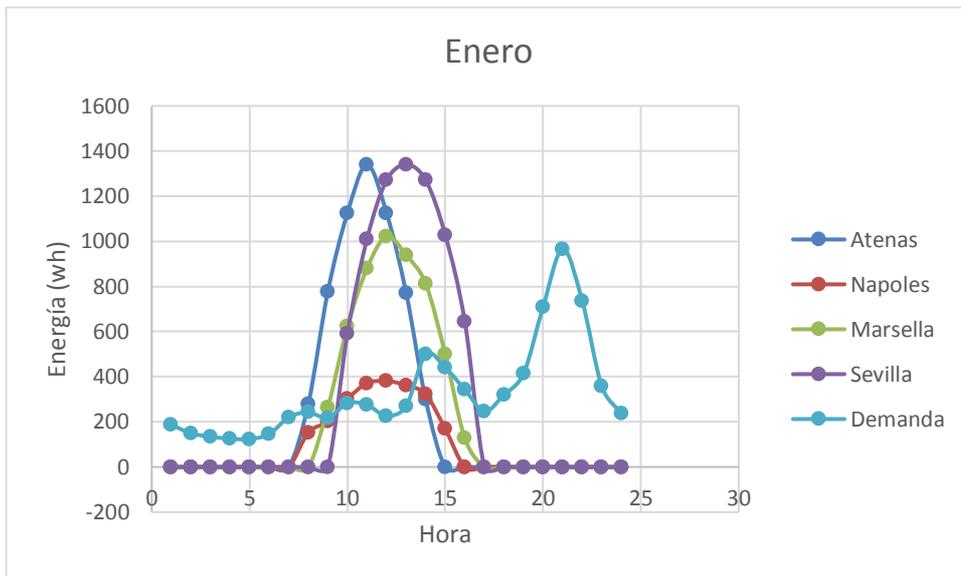


Figura 5.1e Producción de energía en las zonas mediterráneas en Enero

En el mes de Enero Atenas es la única que llega a producir la energía pico que Sevilla, pese a tener menos horas a plena carga. En el caso de Marsella tiene un comportamiento de variación de carga similar a Sevilla, a más baja energía. Por último Nápoles, que consigue satisfacer la demanda únicamente 5 horas.

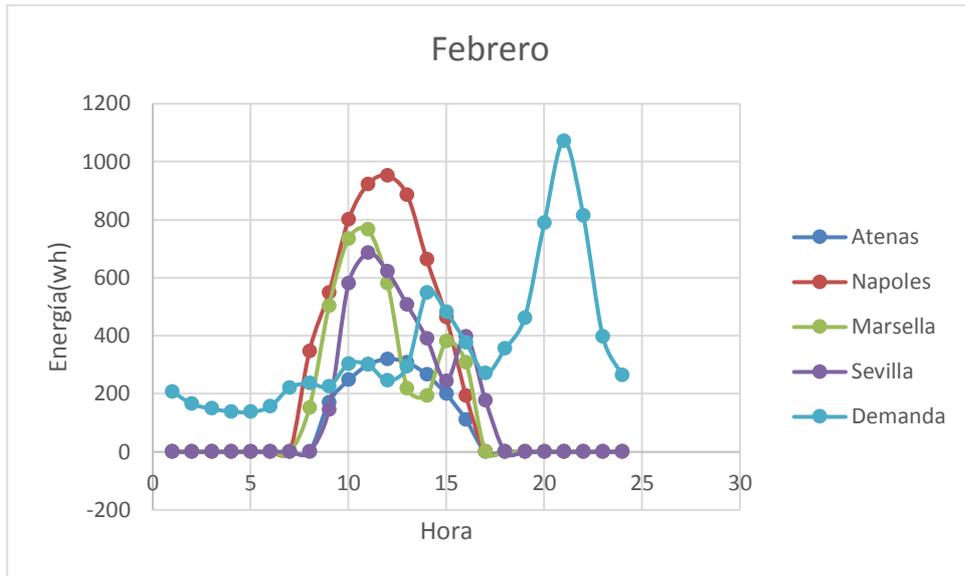


Figura 5.1f Producción de energía en las zonas mediterráneas en Febrero

En Febrero la ubicación más destacada es Nápoles cuya producción es muy superior a la de referencia que le permite satisfacer la demanda diurna a diferencia del resto de ubicaciones. La instalación en Atenas solo satisface la demanda durante 3 horas.

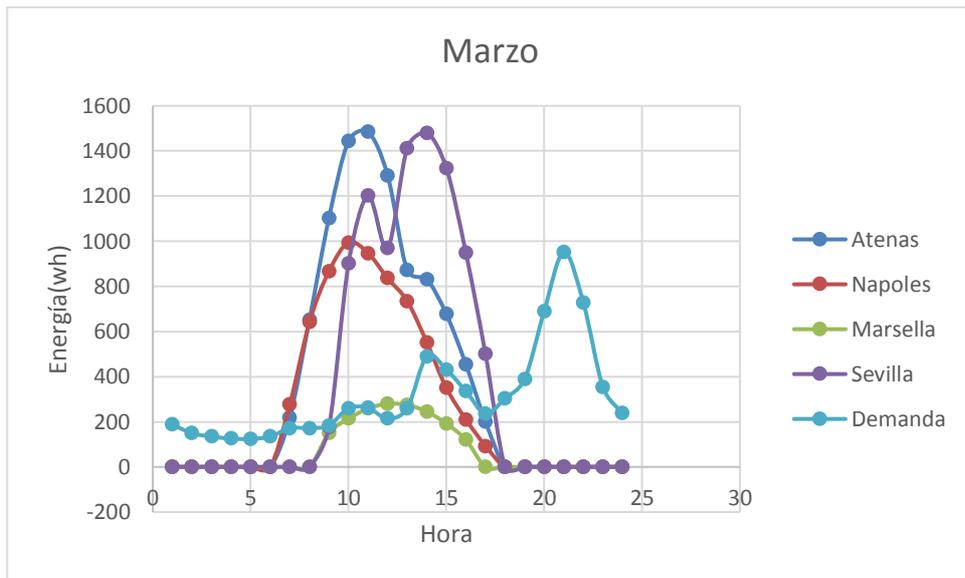


Figura 5.1g Producción de energía en las zonas mediterráneas en Marzo

En el mes de Marzo Atenas cumple con la demanda diaria, Nápoles satisface la diurna necesitando apoyo por la noche. Marsella debido a su pobre producción no cumple con los objetivos.

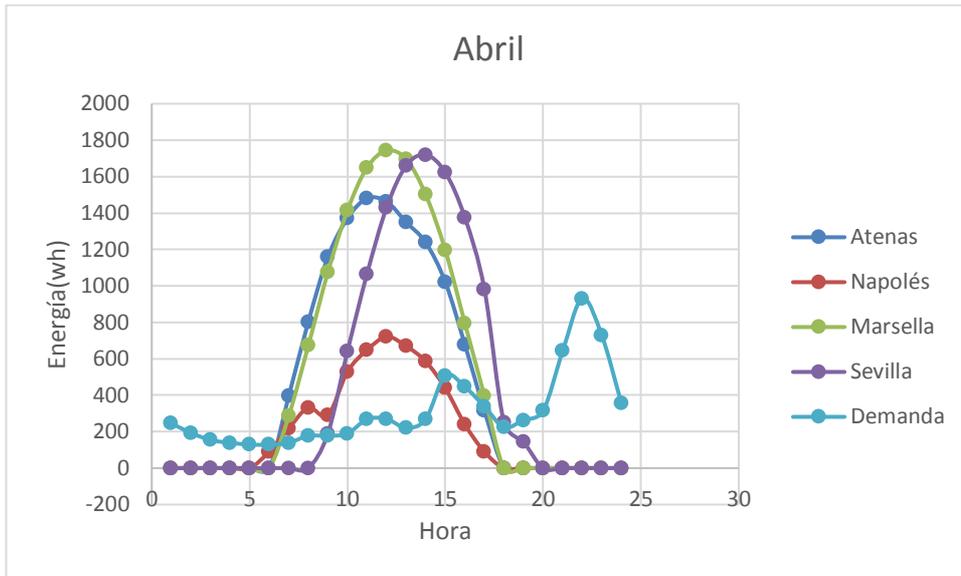


Figura 5.1h Producción de energía en las zonas mediterráneas en Abril

En el mes de Abril en Atenas y Marsella al igual que nuestra ubicación de referencia se satisface la demanda, incluso con energía sobrante al finalizar el día. Todo lo contrario ocurre en Nápoles.

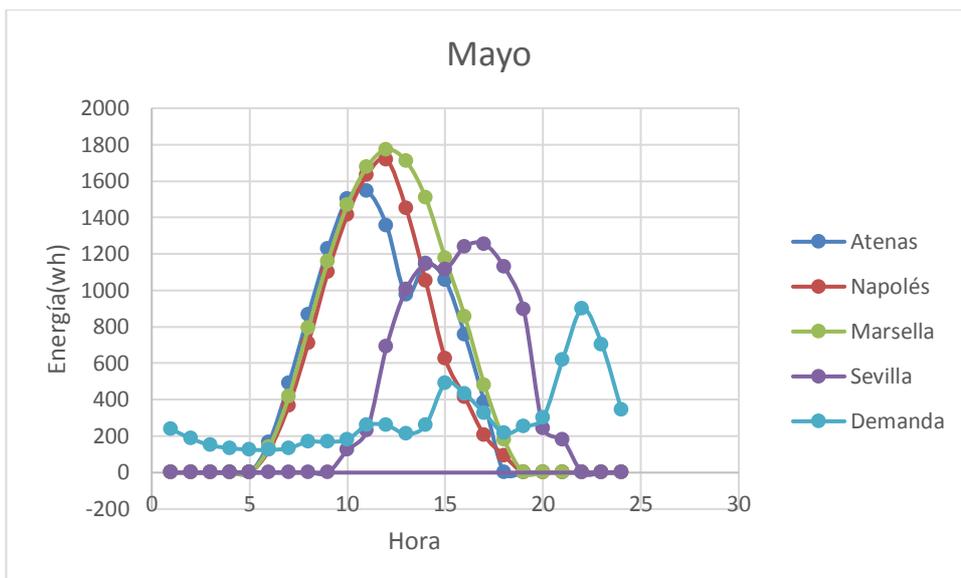


Figura 5.1i Producción de energía en las zonas mediterráneas en Mayo

En Mayo se satisface la demanda e incluso hay excedente de energía que puede ser utilizada en ACS o producción de frío como hemos demostrado anteriormente.

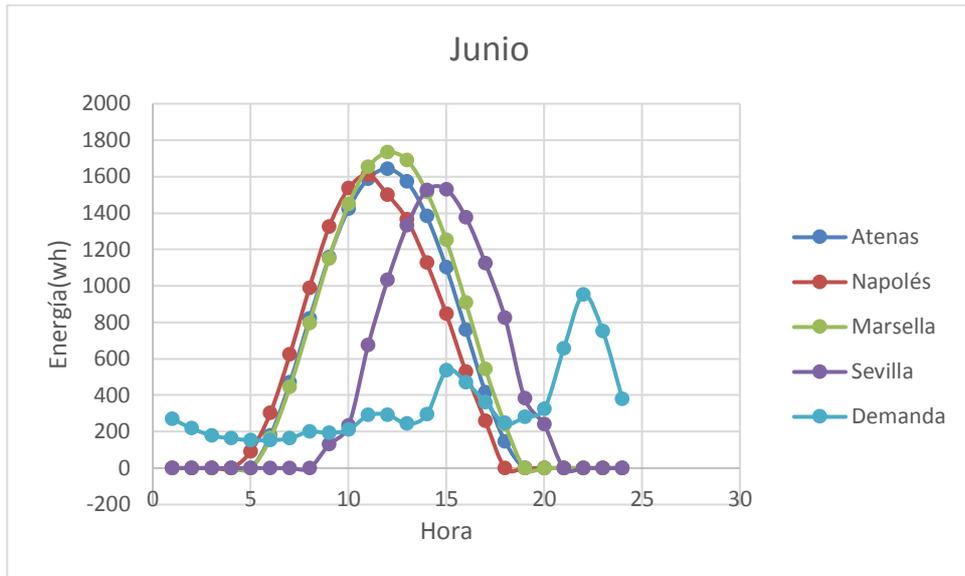


Figura 5.1j Producción de energía en las zonas mediterráneas en Junio

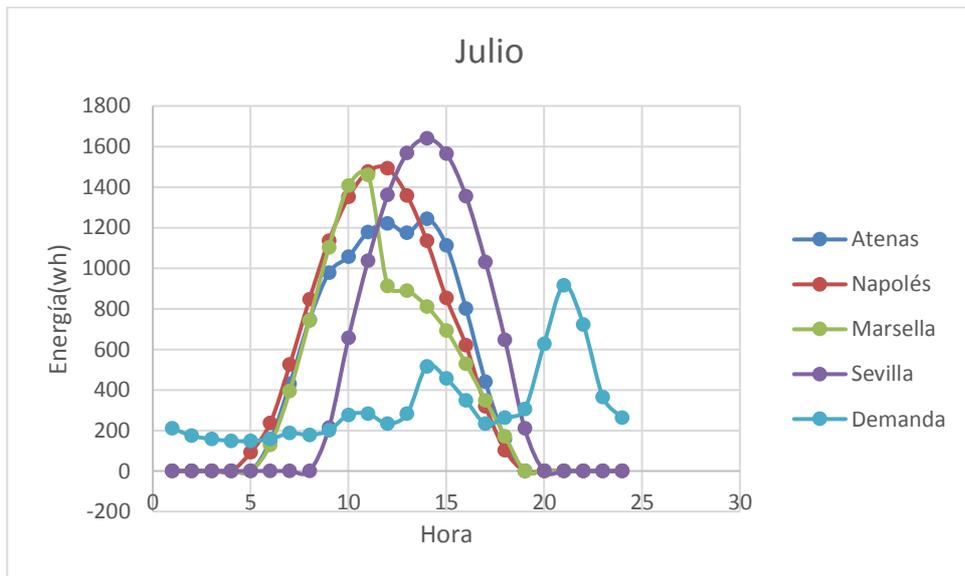


Figura 5.1k Producción de energía en las zonas mediterráneas en Julio

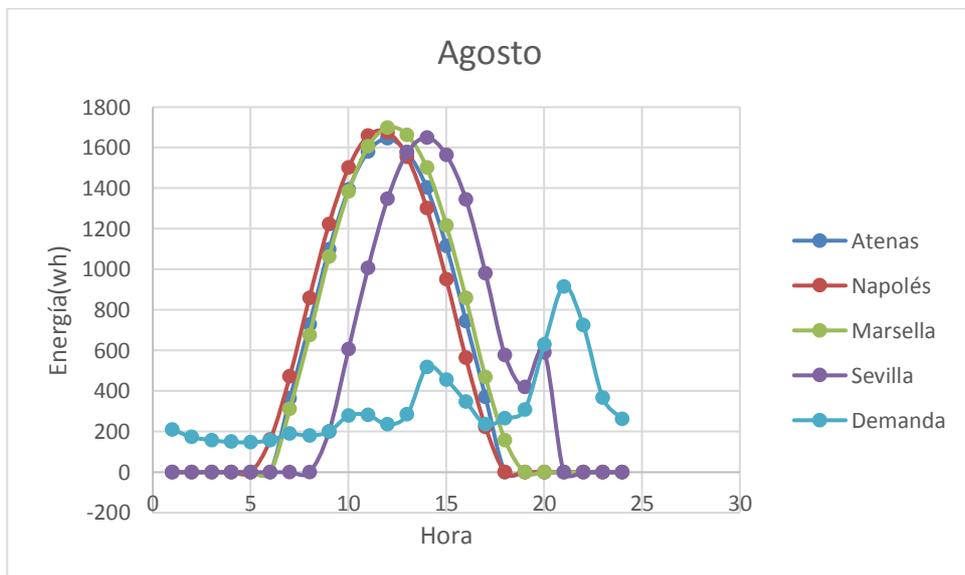


Figura 5.1l Producción de energía en las zonas mediterráneas en Agosto

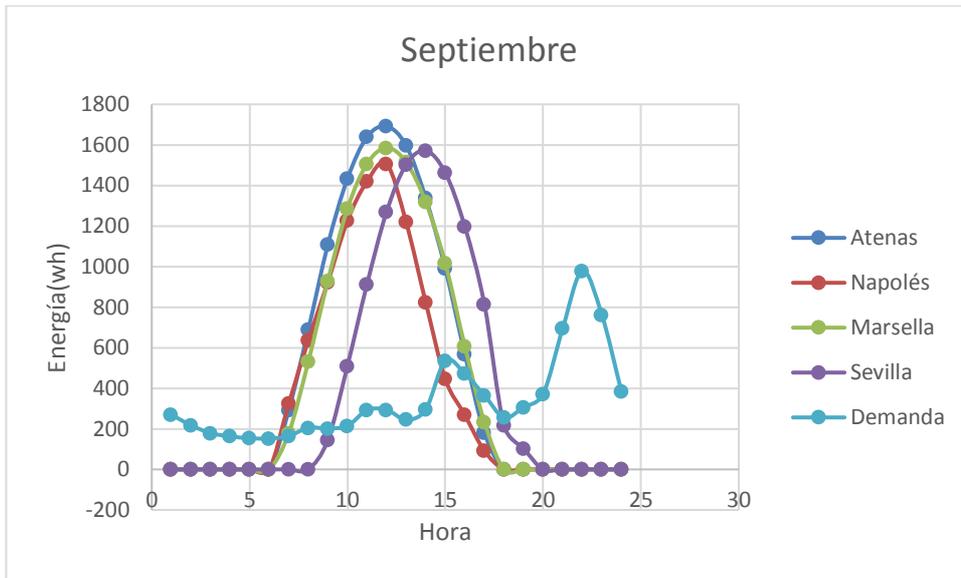


Figura 5.1m Producción de energía en las zonas mediterráneas en Septiembre

En los meses estivales ocurre lo mismo que en el mes de Mayo, en todas las ubicaciones es posible una producción paralela de ACS y/o producción de frío.

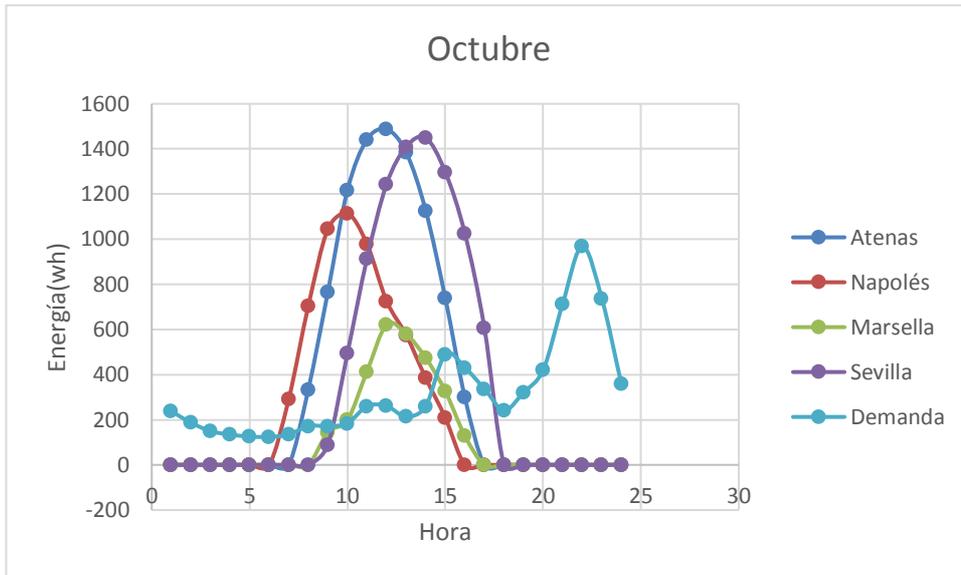


Figura 5.1n Producción de energía en las zonas mediterráneas en Octubre

En el mes de Octubre al igual que la ubicación de referencia Atenas satisface la demanda en su totalidad, Nápoles la demanda diurna y Marsella únicamente 8 horas.

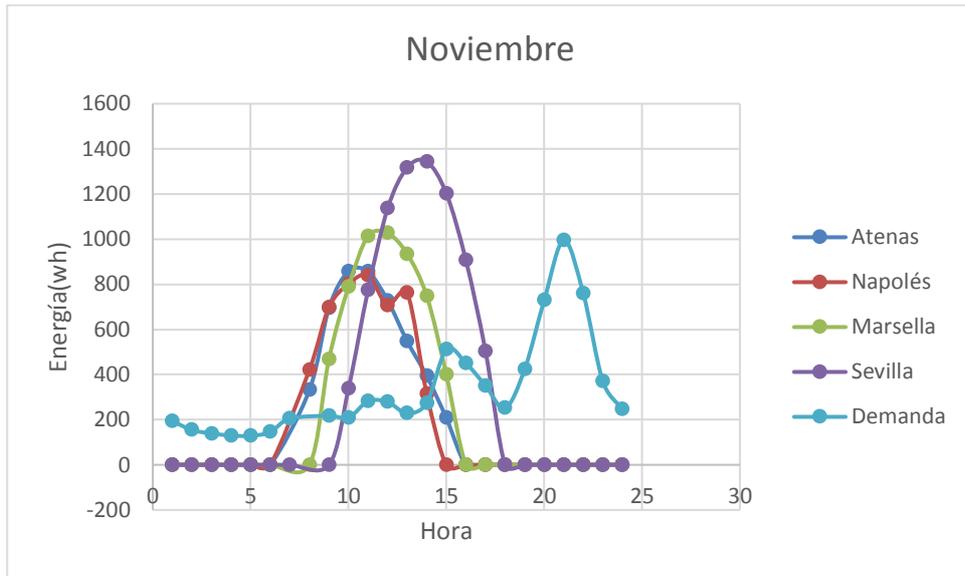


Figura 5.1o Producción de energía en las zonas mediterráneas en Noviembre

En este mes ninguno logra comportarse de forma similar a la instalación referencia. En estas ubicaciones se consigue satisfacer la demanda hasta las 19-20 horas, posteriormente se necesita un auxiliar.

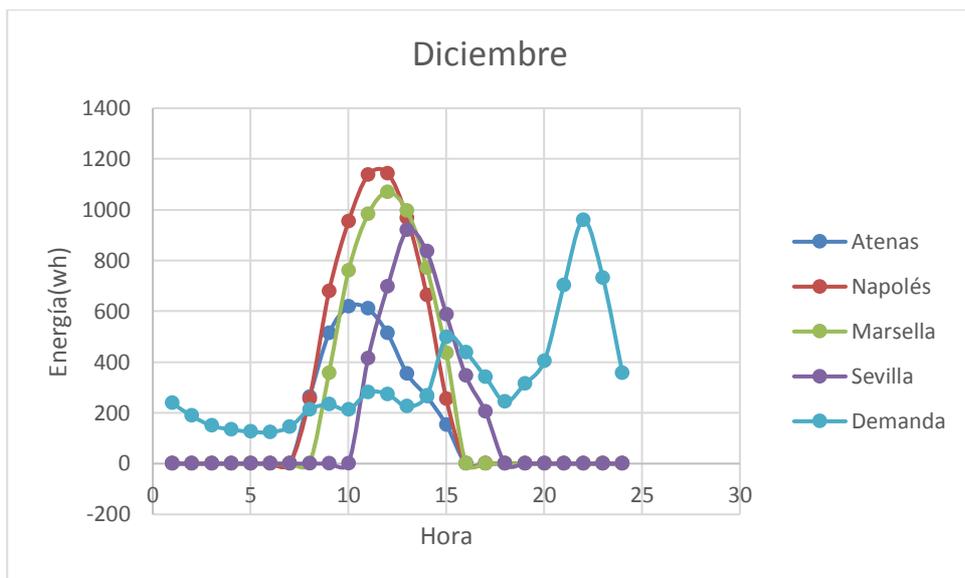


Figura 5.1p Producción de energía en las zonas mediterráneas en Diciembre

Por último en Diciembre, al igual que la instalación de referencia en Nápoles y Marsella se satisface la demanda diurna.

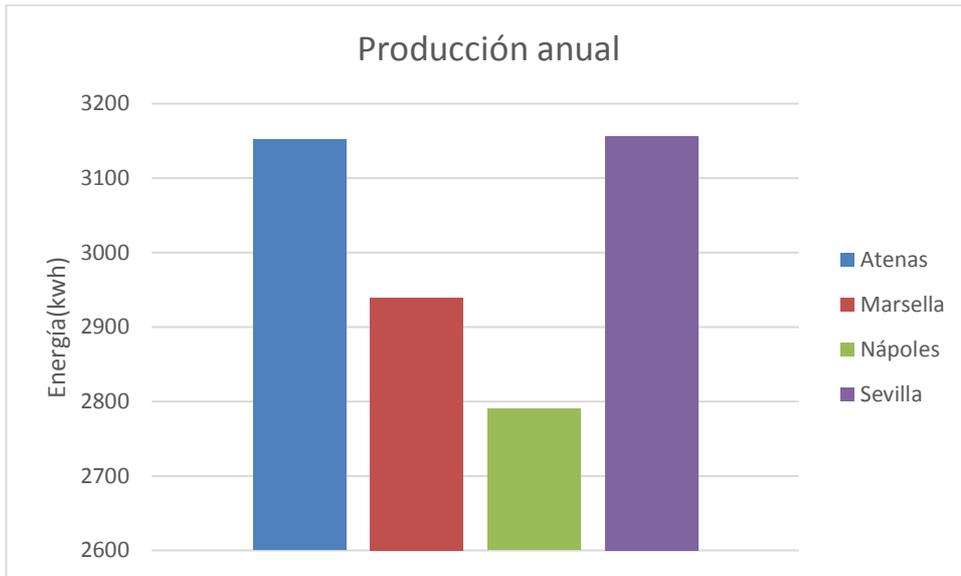


Figura 5.1q Producción anual de las zonas mediterráneas

Un parámetro que nos indica de la capacidad de las instalaciones a grandes rasgos es la producción anual. En esta imagen se interpreta que Atenas tiene una capacidad similar a nuestra instalación de referencia, el principal problema de esta ubicación es que pese a tener una producción similar a Sevilla su producción es más desigual. En invierno la producción es inexistente y en verano superior a la referencia. Sin embargo, en Marsella y Nápoles pese a tener una producción anual inferior, tiene un comportamiento más plano siendo capaz de tener una producción aceptable en los meses más desfavorables.

Atenas

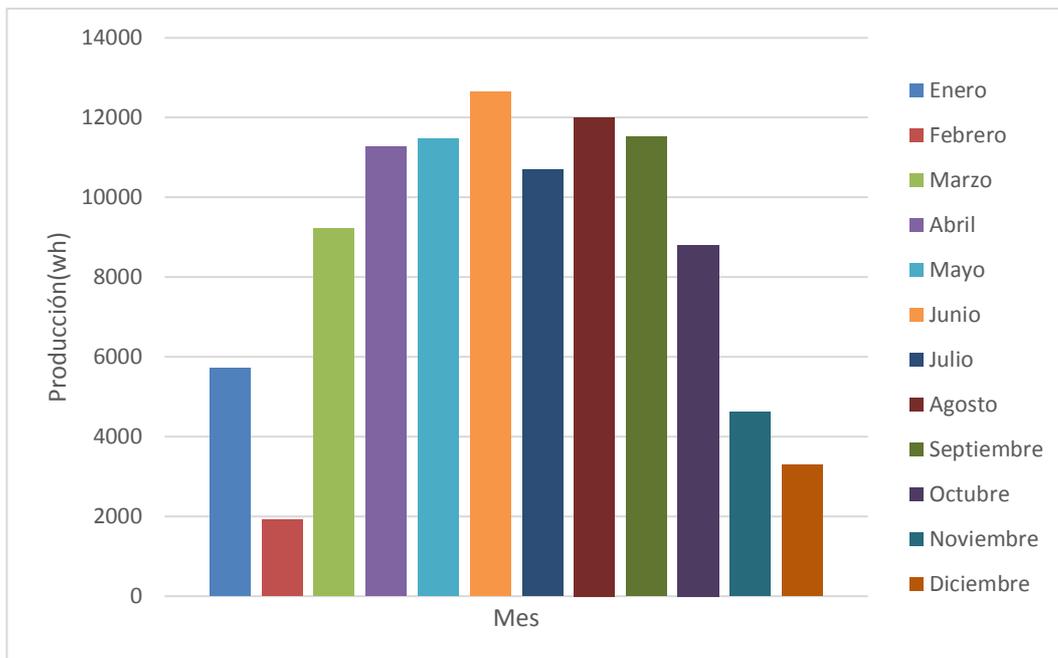


Figura 5.1r Producción diaria en Atenas

Atenas es un buen lugar para una instalación por este tipo porque tiene fuente solar suficiente para producir una media de 9000wh o más durante ocho meses del año exceptuando los meses de invierno.

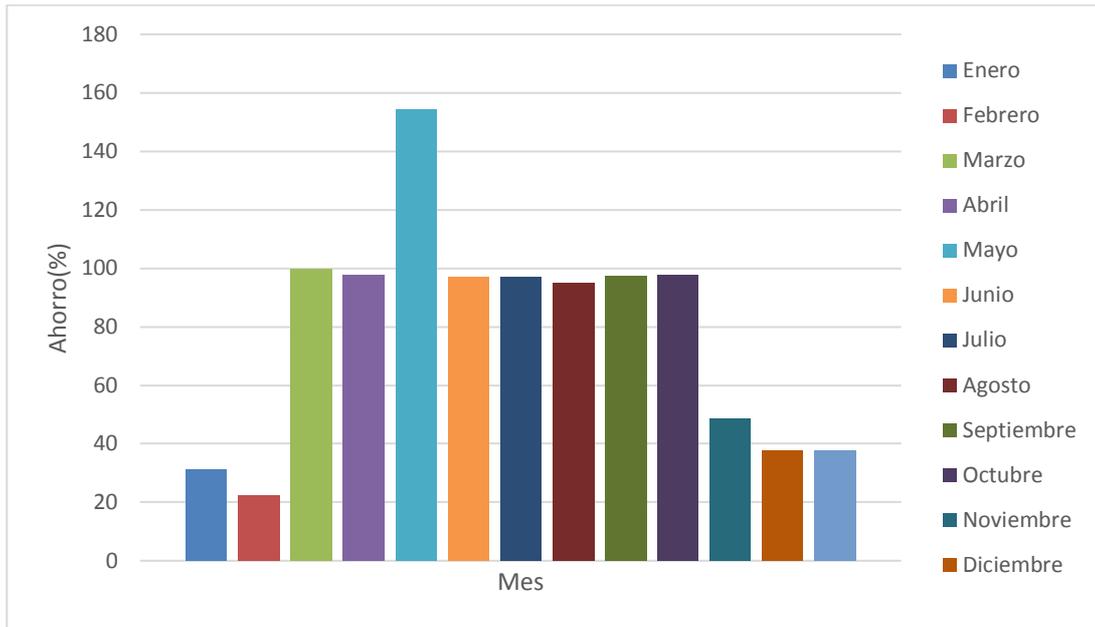


Figura 5.1s Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Atenas

Se consigue satisfacer la demanda prácticamente de forma completa en siete de los 12 meses del año. En los meses estivales se puede producir frío para combatir las condiciones climatológicas.

Nápoles

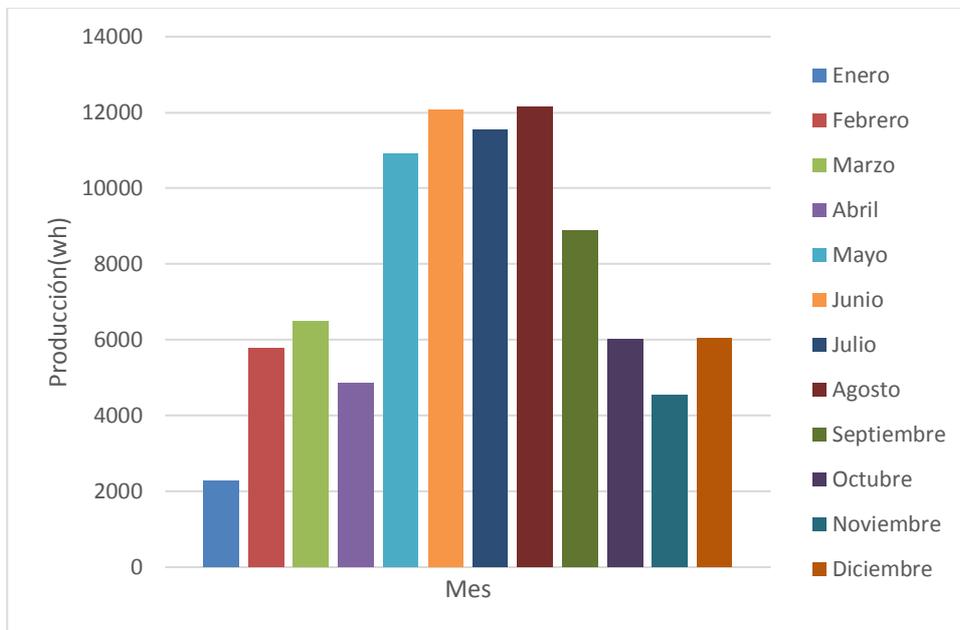


Figura 5.1t Producción diaria en Nápoles

En Nápoles se consigue producir 9000wh o más durante los meses que transcurren entre Mayo y Septiembre, luego hay cuatro meses de una producción que oscila los 6000wh que puede satisfacer parcialmente la demanda eléctrica. En el mes de Enero se requerirá gran apoyo de red.

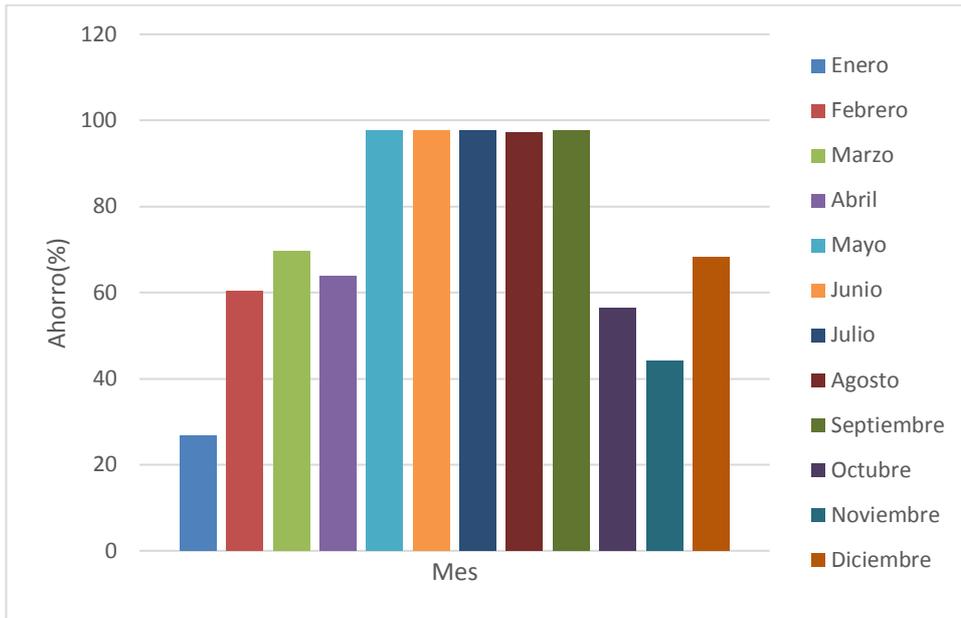


Figura 5.1u Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Nápoles

En Nápoles la producción es más plana por lo que supone una ventaja para el funcionamiento de nuestra instalación, además tiene buenos rangos de producción mensuales a excepción de Enero.

Marsella

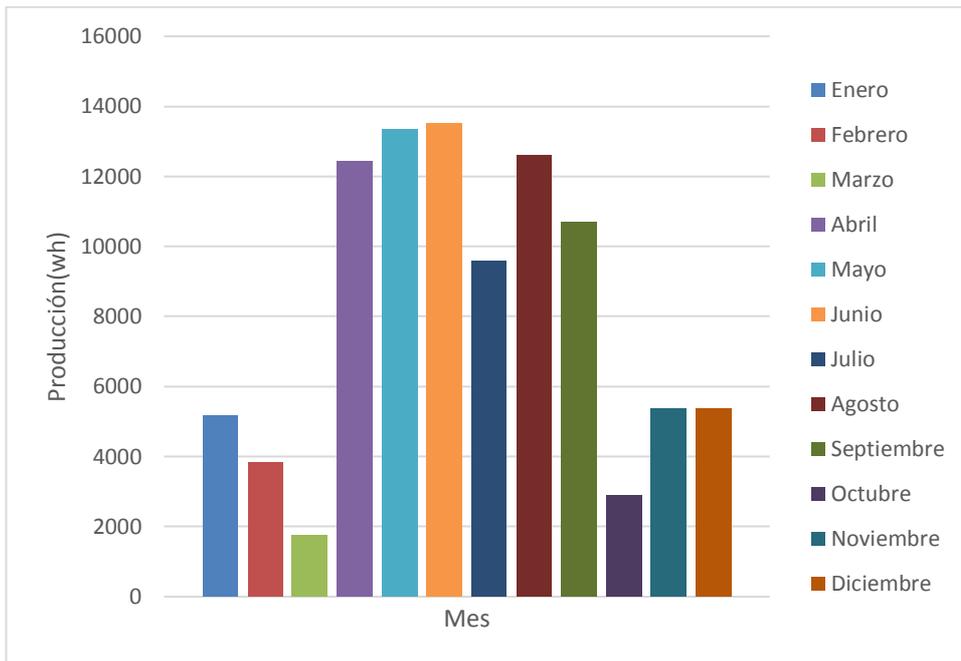


Figura 5.1v Producción diaria en Marsella

En Marsella la producción anual esta caracterizada por tener diferencias extremas de rango de producción entre los meses cálidos y fríos. En los meses cálidos producciones muy superiores a los 9000wh y en los fríos apenas llegan a los 5000wh. Los meses de Marzo y Octubre muy pobres en productividad.

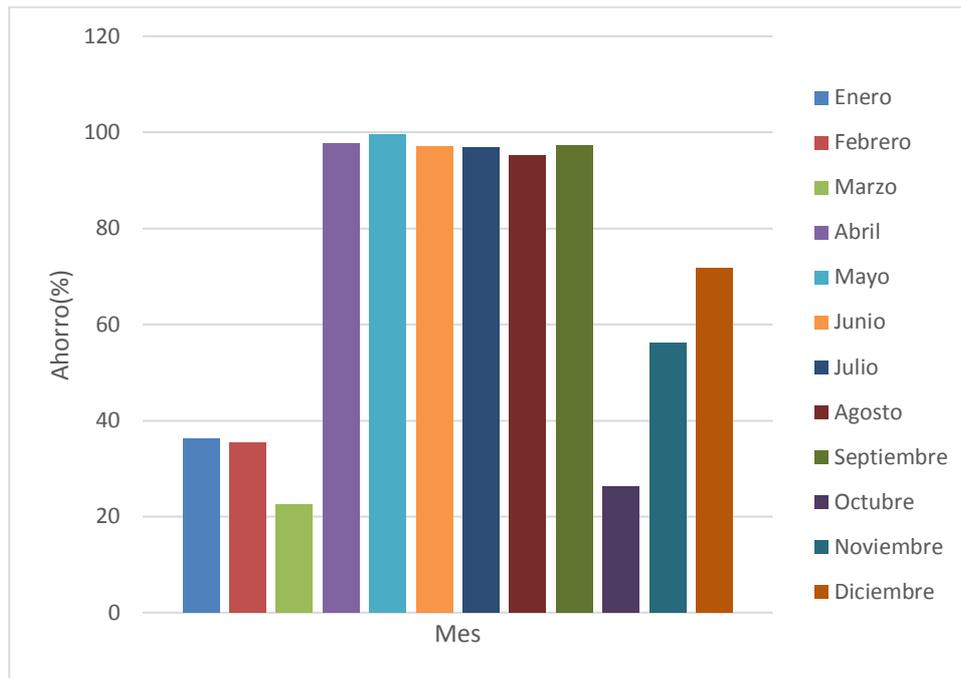


Figura 5.1w Porcentaje de ahorro de consumo eléctrico mensual en Marsella

En Marsella la producción varía mucho mensualmente, siendo un factor desfavorable para la instalación. Además, se caracteriza por una baja producción durante la mitad del año viéndose en dificultad de satisfacer la demanda.

5.2 Extrapolación en zonas de sudamérica e India del ORC con recuperador

En este apartado vamos analizar como respondería la instalación en las siguientes ubicaciones y a que condiciones estarán expuesta. En este análisis comentaremos aspectos importantes en la instalación como la producción mensual, anual, la potencia nominal de la instalación, horas de funcionamiento y variación de carga en dichas horas.

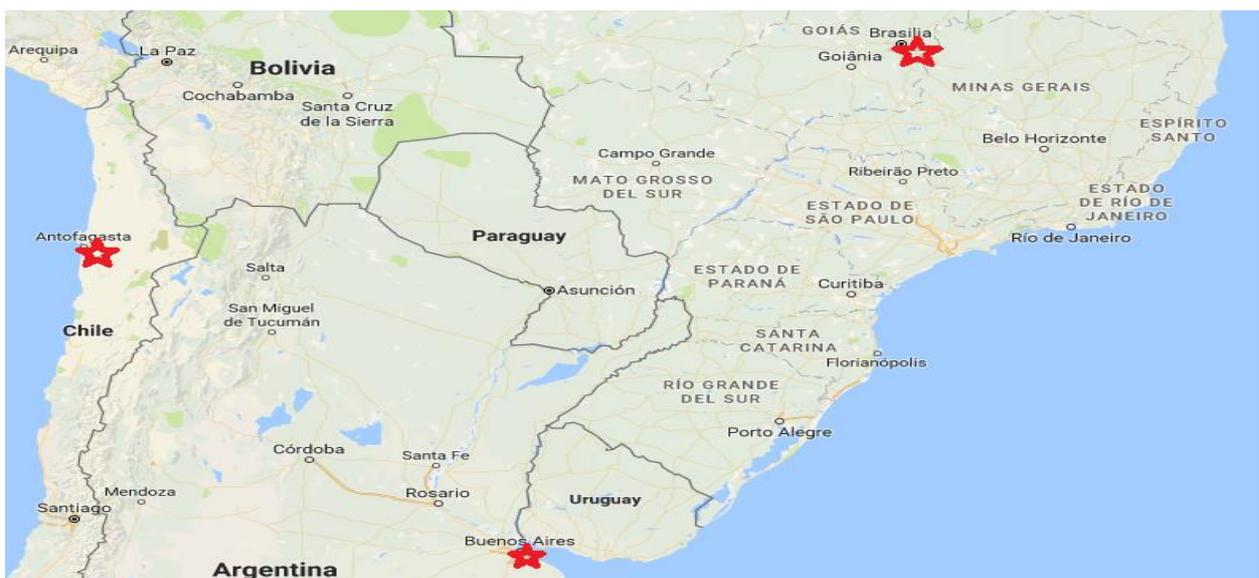


Figura 5.2 Zonas de Sudamérica estudiadas

Los lugares que hemos seleccionado son Brasilia, Buenos Aires, Antofagasta y Bombay.

5.2.1 Brasilia

La primera ubicación sudamericana que vamos a estudiar es la capital de Brasil situada en la latitud $-15,87^\circ$ N, longitud $-47,93^\circ$ E a 1000 metros de altitud, donde la radiación se comporta anualmente de la siguiente forma:

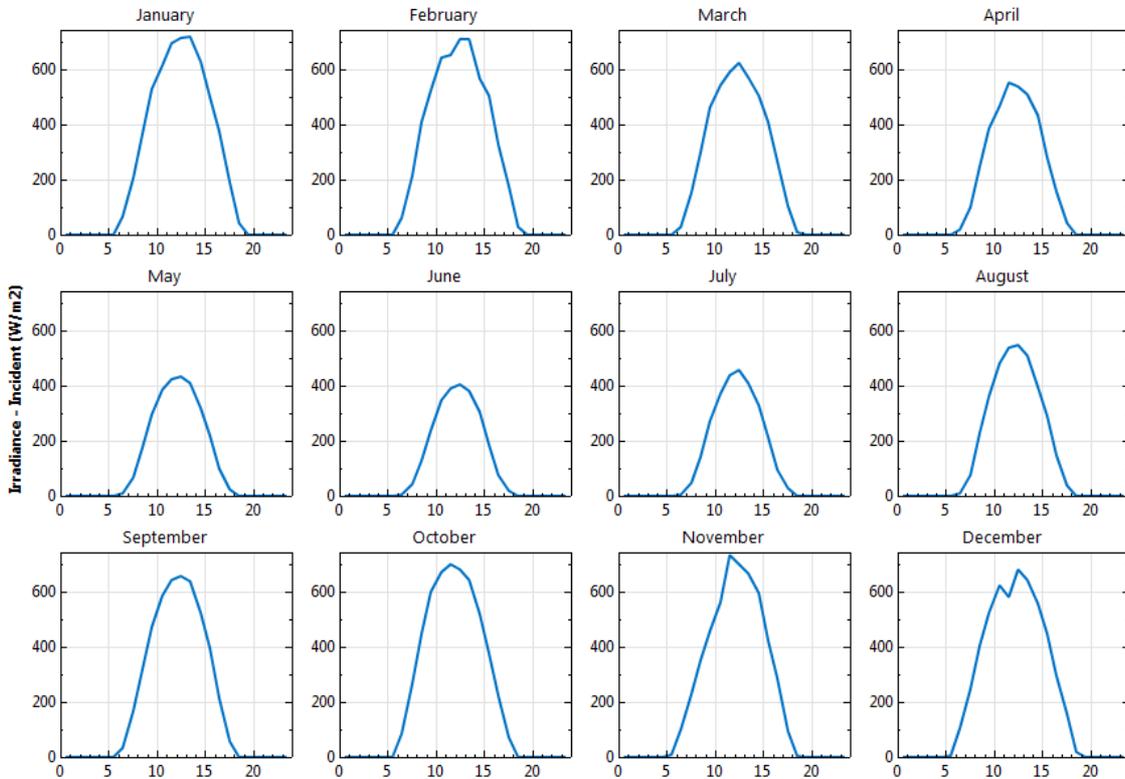


Figura 5.2a Radiación típica diaria de cada mes en Brasilia

En Brasilia normalmente se obtienen picos diarios por encima de los 600 w/m^2 , salvo en los meses de septiembre, octubre y noviembre donde apenas llega a los 400 w/m^2 . En estos meses se verá afectada la producción de forma considerada.

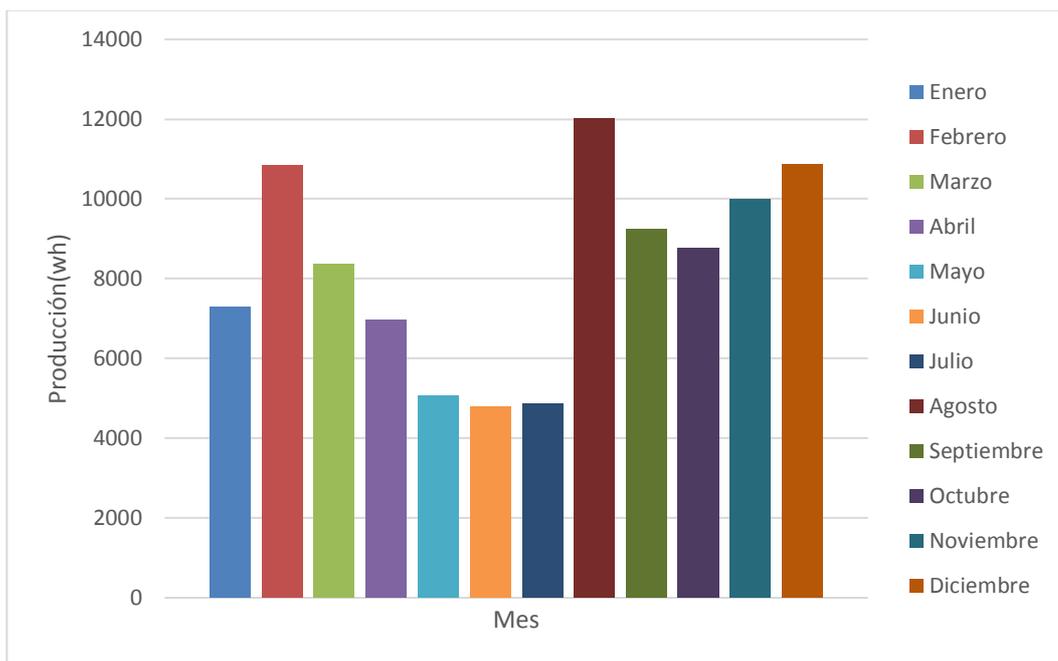


Figura 5.2b Producción diaria en Brasilia

Este gráfico nos representa la producción diaria normal en cada mes del año, exceptuando los meses de Mayo, Junio y Julio la capacidad productiva diaria oscila entre los 7000-12000 wh. Esta cantidad de energía nos valdría para satisfacer una demanda siempre y cuando se optimice el almacenamiento. Por tanto, Brasilia podría ser un lugar interesante para este tipo de instalación.

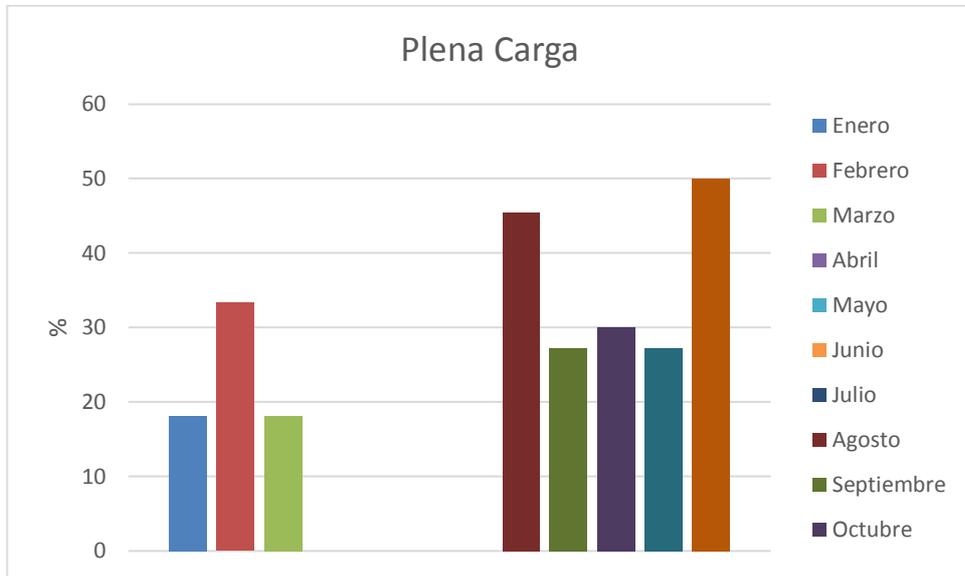


Figura 5.2c Tiempo de funcionamiento a plena carga en Brasilia

Una vez estudiado el comportamiento horario de la instalación en esta ubicación podemos obtener a que suele trabajar mensualmente, a partir del número de horas diarias que trabaja y a cuantas de ellas se hace a plena carga. La producción nominal ha sido establecida en 1,15 kwh, este valor ha sido adjudicado a posteriori de conocer los rangos de energía horaria.

Otros parámetros de carácter anual que pueden resultar de interés para evaluar la potencialidad de nuestra instalación en Brasilia son la producción anual, las horas de funcionamiento y porcentaje a plena carga.

Producción (kwh)	3006,75
Horas Funcionamiento	3859
Horas Plena Carga	850
PC(%)	22,02

Tabla 5.2a Parámetros anuales en Brasilia

5.2.2 Buenos Aires

La segunda ubicación sudamericana que vamos a estudiar es Buenos Aires situada en la latitud $-34,82^\circ$ N, longitud $-58,5^\circ$ E a 20 metros de altitud. La radiación en esta ubicación se comporta de la siguiente forma:

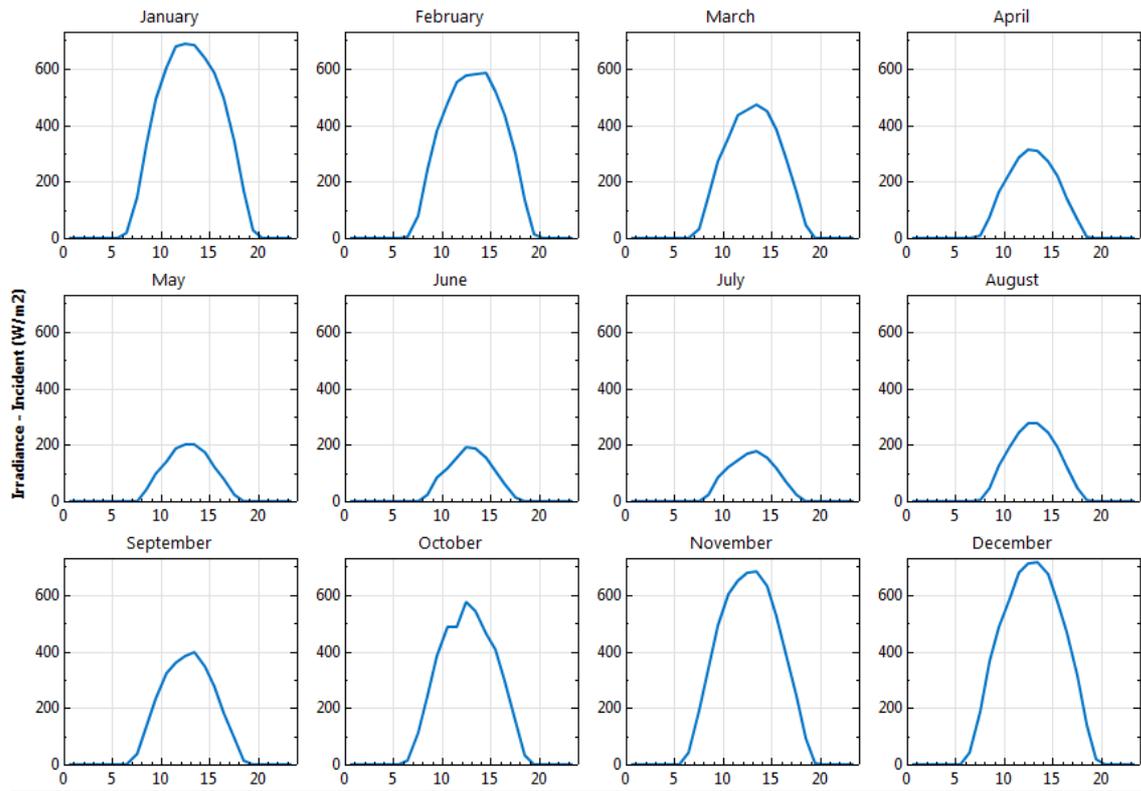


Figura 5.2d Radiación típica diaria de cada mes en Buenos Aires

Esta figura nos muestra cómo evoluciona el foco caliente de nuestro ORC en Buenos Aires a lo largo del año. Esta localización se caracteriza por tener potencias superiores a los $600\text{w}/\text{m}^2$ en horas pico durante los meses de clima cálido. El principal problema de esta localización son los meses que transcurren entre Mayo y Agosto donde la potencia pico apenas llega a $200\text{w}/\text{m}^2$ penalizando este tipo de instalación, tal y como analizaremos a continuación.

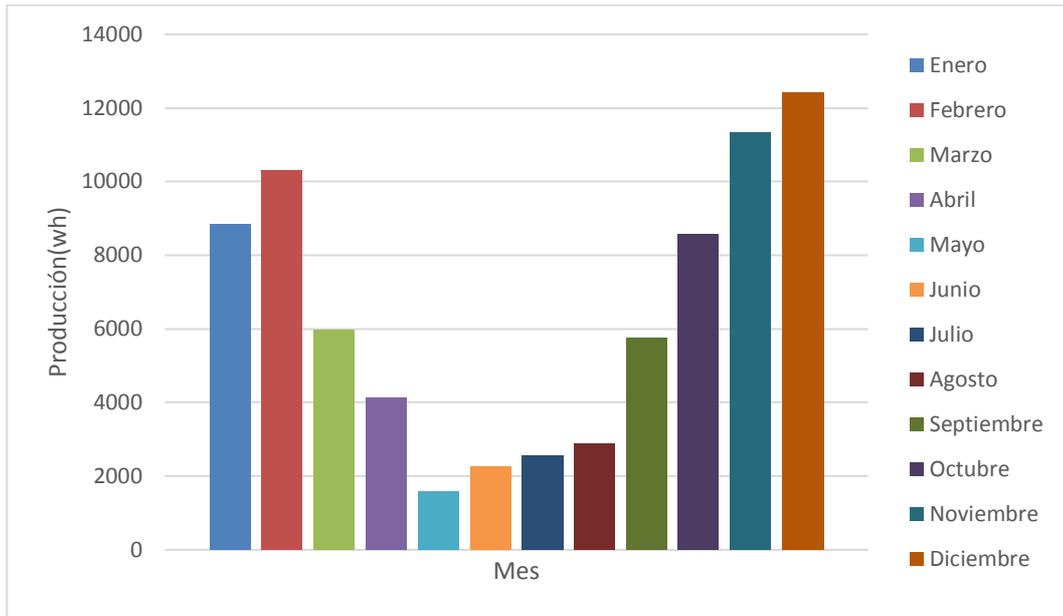


Figura 5.2e Producción diaria en Buenos Aires

En Buenos aires se consigue producir diariamente un mínimo de 9000 wh en los meses cálidos siendo un valor óptimo para satisfacer demandas eléctricas ya sea de forma parcial o total. En los meses de Marzo, Abril y Septiembre se obtiene unos valores aceptables que oscilan entre los 4000-6000 wh diarios. En los meses de invierno el sistema apenas puede llegar a producir 2000 wh siendo un valor muy pobre para el tipo de demanda al que está sometida una vivienda unifamiliar.

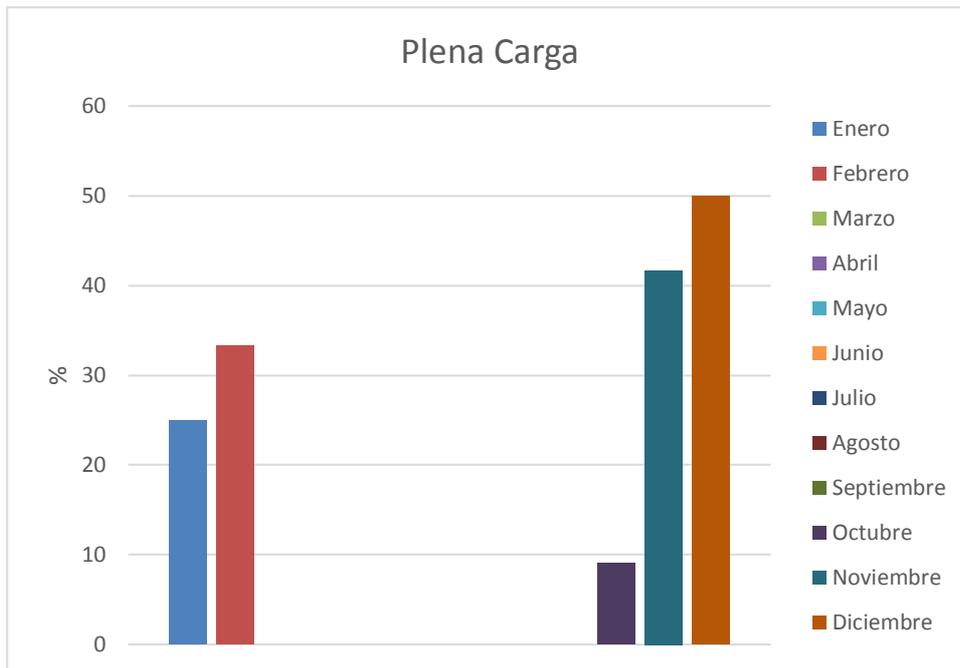


Figura 5.2f Tiempo de funcionamiento a plena carga en Buenos Aires

Este es uno de los principales inconvenientes de este tipo de instalaciones en este tipo de clima, ya que, en los meses que transcurren entre Marzo y Octubre no se trabaja a plena carga siendo una cantidad de tiempo razonable para que pueda reducirse la vida útil del sistema de una forma considerada.

Producción (kwh)	2319,1076
Horas Funcionamiento	3646
Horas Plena Carga	572

PC(%)

15,6884257

Tabla 5.2b Parámetros anuales en Buenos Aires

En esta tabla podemos apreciar los resultados anuales estimados en el que podemos concluir que la producción se encuentra muy por debajo del resto de ubicaciones analizadas en este trabajo.

5.2.3 Antofagasta

La tercera ubicación en sudamérica que vamos a estudiar es Antofagasta situada al Norte de Chile con latitud -27,43° N, longitud -70,43° E a 120 metros de altura donde la radiación anual evoluciona de la siguiente forma:

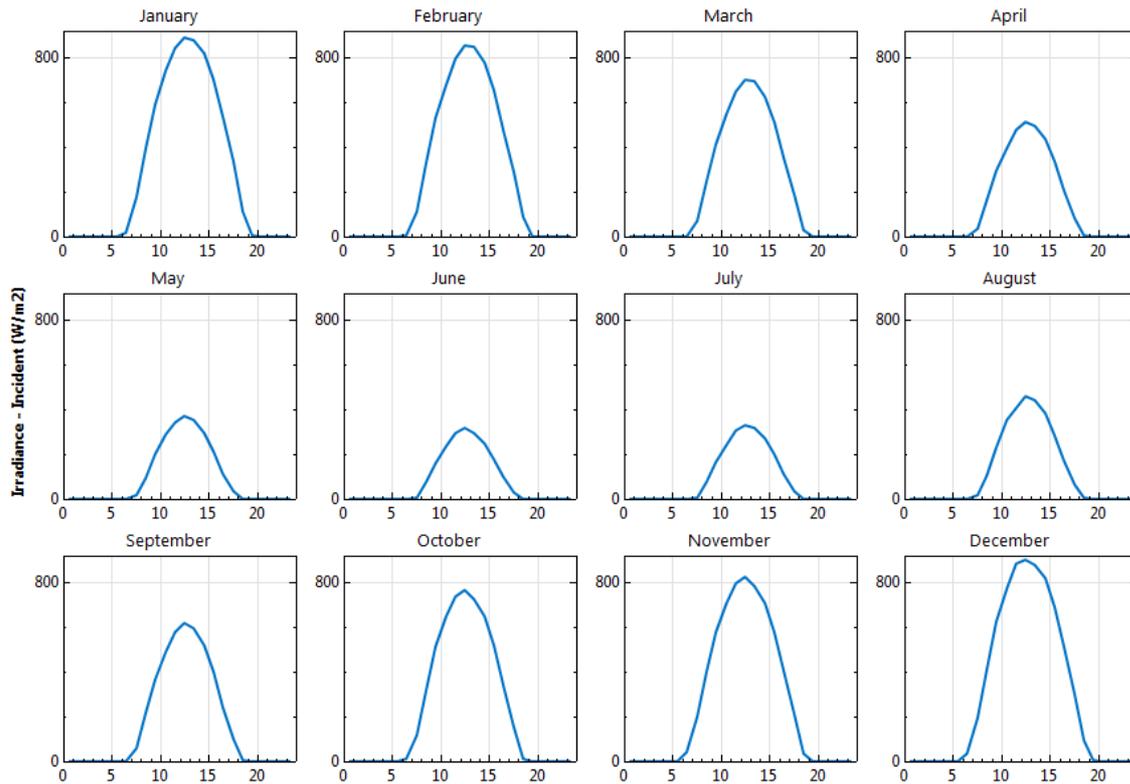


Figura 5.2g Radiación típica diaria de cada mes en Antofagasta

Antofagasta se caracteriza por tener medio año de alta radiación superior a los 800 w/m^2 y otro medio donde es inferior a los 400 w/m^2 . A continuación vamos a ver como afecta este aspecto a la instalación.

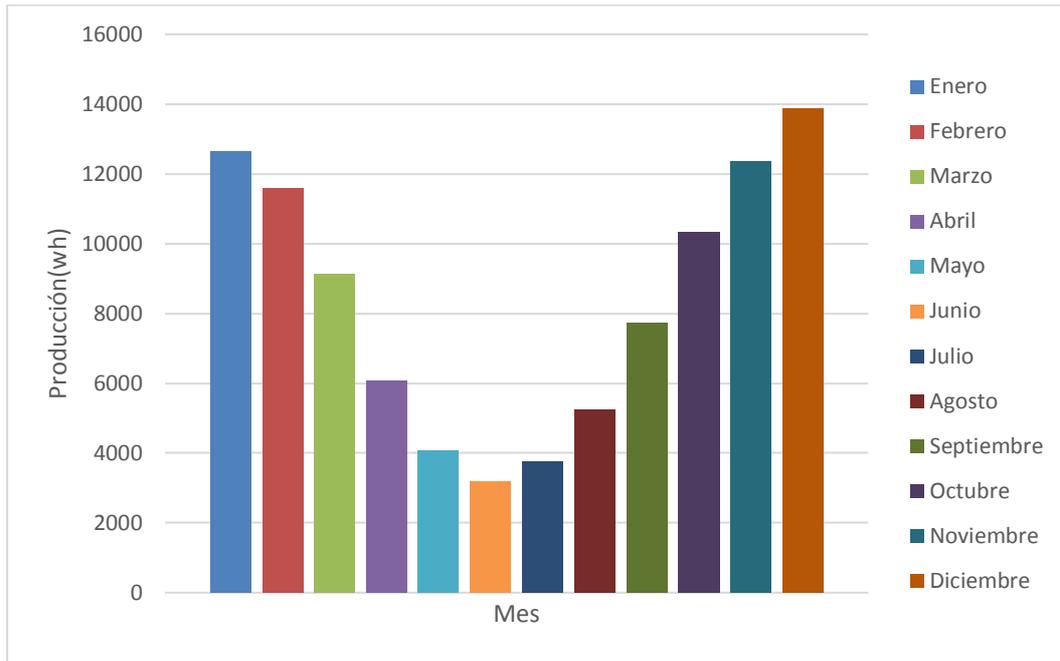


Figura 5.2h Producción diaria en Antofagasta

En este gráfico se observa la heterogénea producción de la instalación en esta ubicación a lo largo del año comprendiendo valores entre los 3000-14000 wh, esto supone un problema a la hora de dimensionar la instalación.

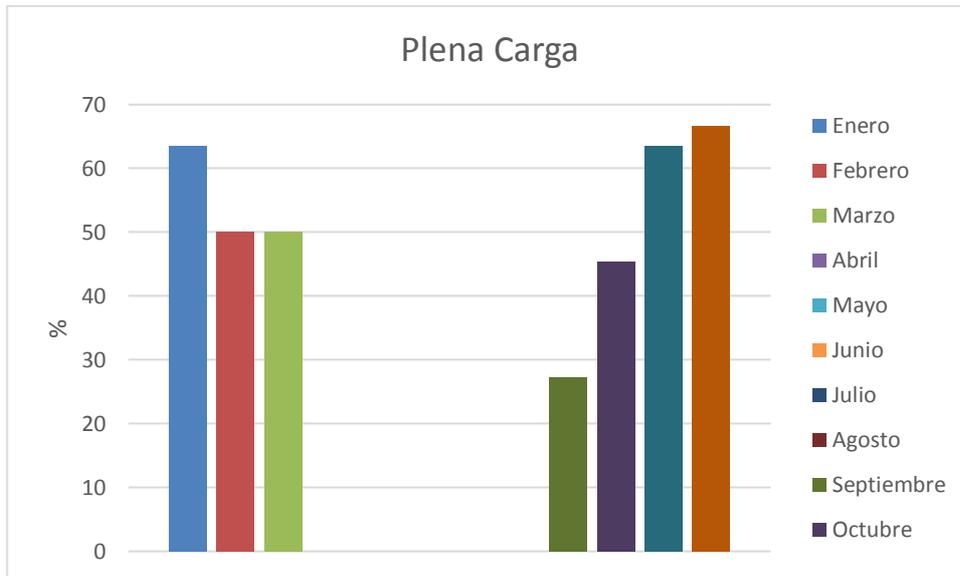


Figura 5.2i Tiempo de funcionamiento a plena carga en Antofagasta

Para una producción nominal 1150 wh este gráfico representa el porcentaje de tiempo que se trabaja a plena carga. Solo en medio año obtenemos una respuesta óptima tal y como hemos adelantado anteriormente.

Los parámetros anuales fundamentales son:

Producción(kwh)	3036
Horas de Funcionamiento	3768
Horas Plena Carga	1243
PC(%)	32,9883227

Tabla 5.2c Parámetros anuales en Antofagasta

5.2.4 Bombay

En último lugar vamos analizar otra ubicación situada en una zona con distinto clima como la India. Su ubicación geográfica es latitud 19,12° N, longitud 72,85° E a 14 metros de altura donde su evolución radiante anual es la siguiente:

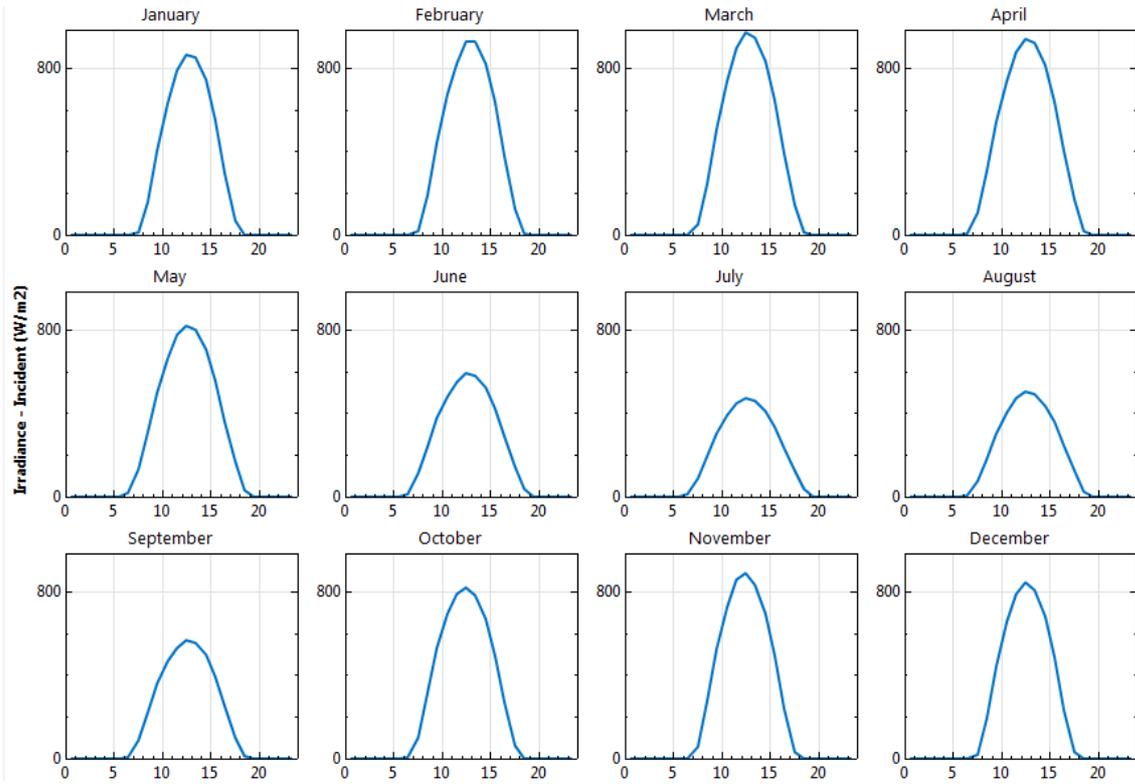


Figura 5.2j Radiación típica diaria de cada mes en Bombay

En Bombay se observa el gran potencial que puede tener este tipo de instalaciones con picos de radiación superior a los 800 w/m² prácticamente durante todo el año, a excepción de los meses de Junio, Julio y Agosto donde la baja radiación y la frecuencia de lluvias en este periodo del año es un hándicap para esta tecnología.

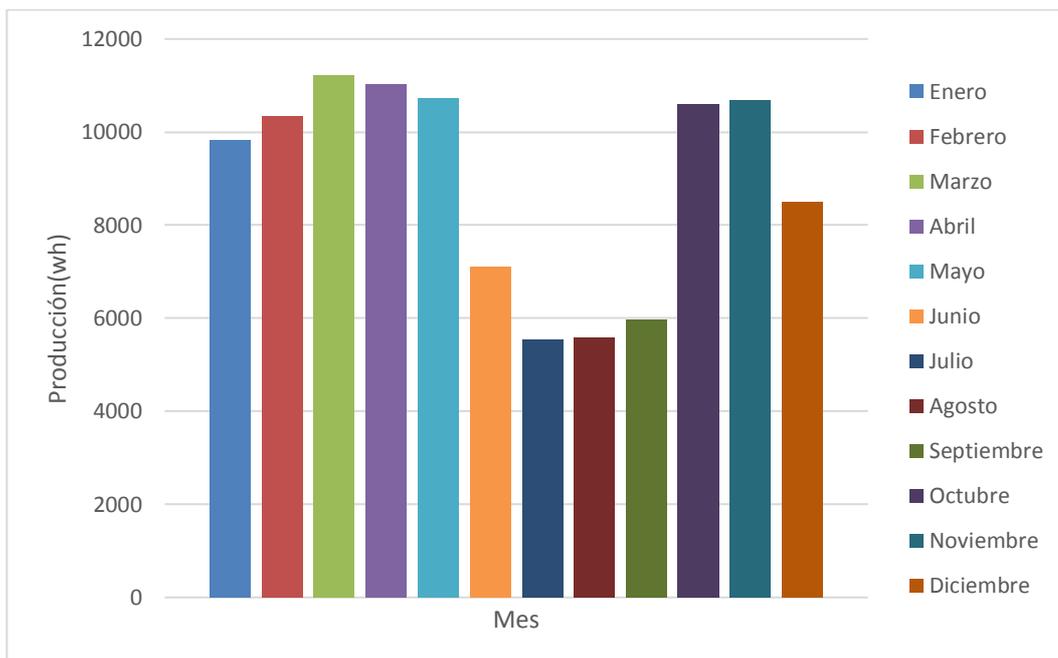


Figura 5.2k Producción diaria en Bombay

La producción diaria es muy óptima para satisfacer la demanda eléctrica de todos los meses del año a excepción de los meses de lluvia. La capacidad productiva ronda entre 9000-11000 wh diario, siendo un rango lo suficientemente estrecho para que los equipos con un dimensionado determinado actúen de forma correcta durante dichos meses.

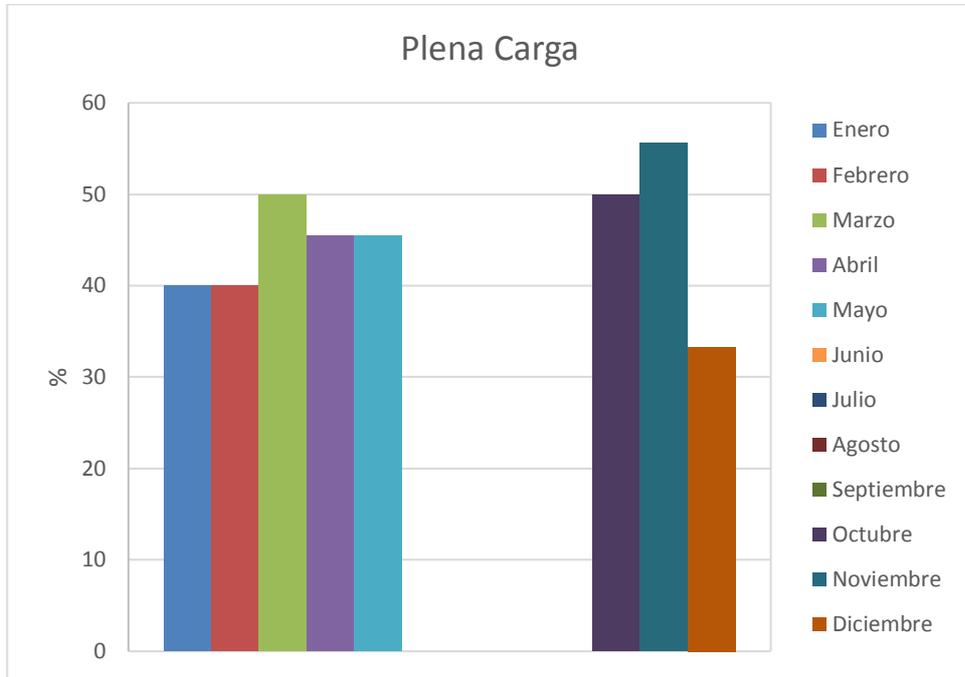


Figura 5.2l Tiempo de funcionamiento a plena carga en Bombay

Desde el punto de vista de la carga Bombay también presenta una buena respuesta trabajando a más del 40% del tiempo a plena carga provocando una producción a un rendimiento óptimo y una mayor durabilidad de los equipos al estar sometido a menos estrés.

Los parámetros anuales que destacamos son:

Producción (kwh)	3257,3
Horas de Funcionamiento	3741
Horas Plena Carga	1094
PC(%)	29,24

Tabla 5.2b Parámetros anuales en Bombay

Conclusiones

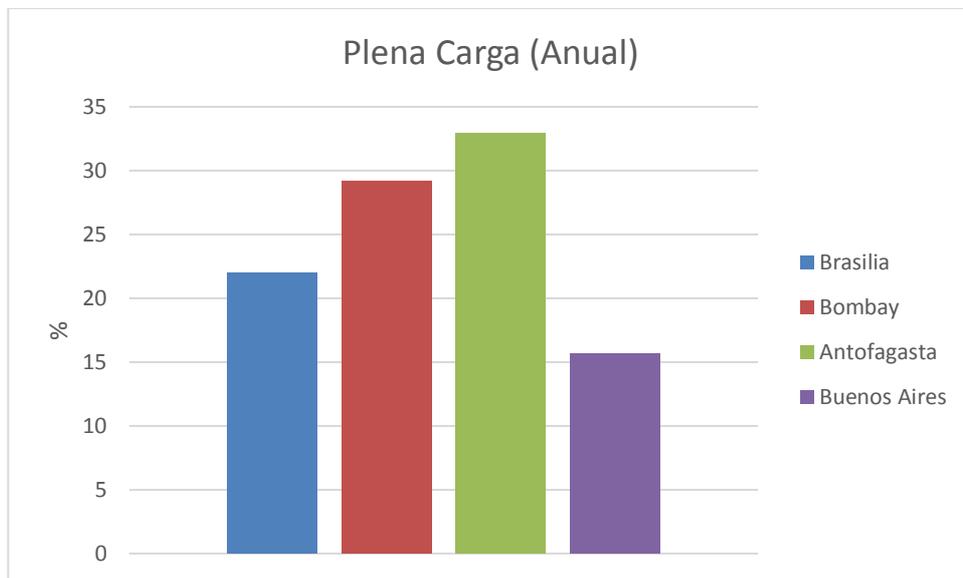


Figura 5.2m Comparación de porcentaje de horas a plena carga entre Brasilia, Bombay e Antofagasta

En esta gráfica se muestra el porcentaje de tiempo en el que la instalación trabajaría a plena carga respecto al tiempo que está en funcionamiento, cabe a destacar que pese a que la que mayor porcentaje es la instalación ubicada en Antofagasta la otra parte del tiempo opera a rangos excesivamente bajos comparados con las condiciones nominales, por tanto, es la opción más desfavorable de las tres por motivos aclarados anteriormente. Por otro lado, destacamos el aceptable comportamiento de la instalación de Brasilia y el excelente en Bombay aproximándose al 30%, valor muy bueno teniendo en cuenta que es una instalación ligada a la radiación solar.

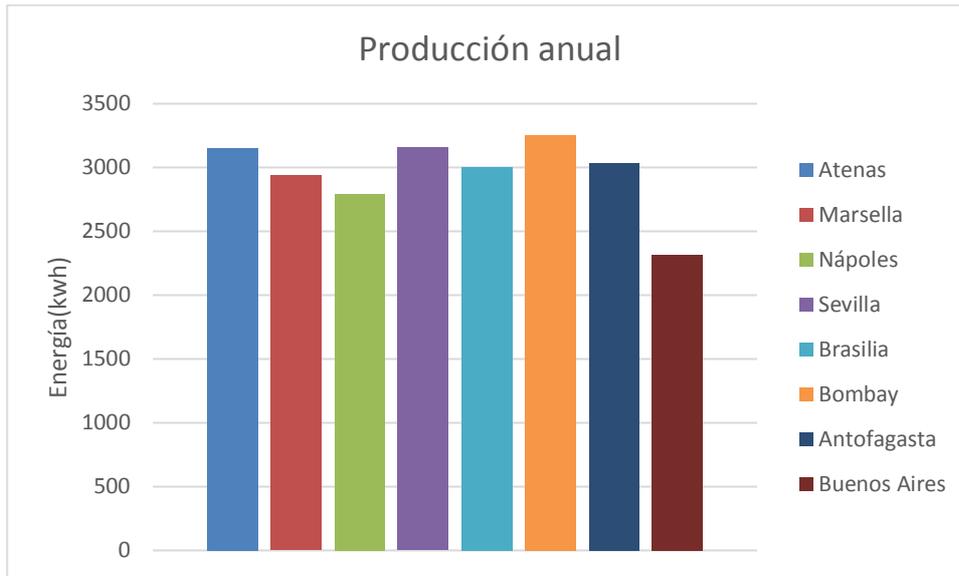


Figura 5.2n Comparativa de la producción anual de todas las ubicaciones analizadas

Otra representación que resulta interesante es la de la producción anual donde Brasilia tiene una capacidad mayor que ubicaciones del mediterráneo como Nápoles y Marsella. Bombay es la ubicación con mayor índice de producción debido a que se caracteriza por unos considerables valores de radiación durante todo el año, hay que reseñar que un problema de este lugar son los tres meses lluviosos que puede provocar días sin suministro.

5.3 Extrapolación en zonas del mediterráneo de la bomba de calor

Una vez analizado el ciclo ORC vamos a someter a un análisis similar a la bomba de calor para estas mismas ubicaciones. Al igual que en el apartado anterior las condiciones a las que trabajará la instalación son las que se utilizaron en el caso de referencia (Sevilla).

Además, al tratarse zonas con una ubicación próxima y caracterizada por el mismo clima vamos a considerar que la demanda no cambia en estos lugares. Estudiaremos tanto la producción de calor como la de frío para cada lugar.

Es importante comentar que el cálculo de las demandas de cada ubicación se ha realizado a partir de un consumo diario fijo de una vivienda unifamiliar y se distribuye diariamente a partir de la diferencias de temperatura entre la temperatura exterior y de confort. En todos los casos suponemos que la vivienda unifamiliar es de $80m^2$.

Mes	Calefacción(wh/m ²)	Refrigeración(wh/m ²)
Enero	10000	0
Febrero	7750	0
Marzo	5500	0
Abril	2700	0
Mayo	0	0
Junio	0	1220
Julio	0	6220
Agosto	0	6000
Septiembre	0	2000
Octubre	0	0
Noviembre	4720	0

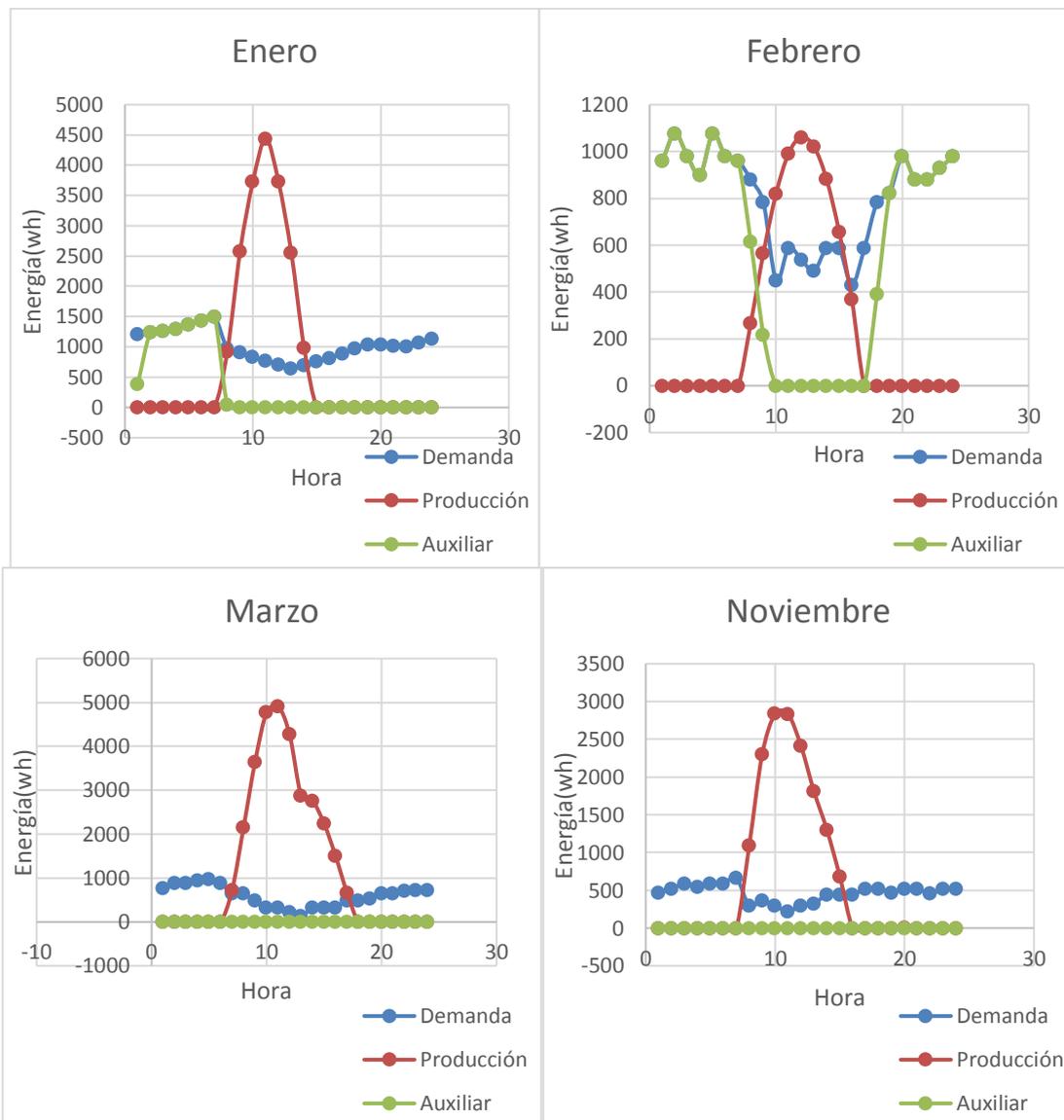
Diciembre	9540	0
-----------	------	---

Tabla 5.3 Demanda diaria por unidad de superficie

5.3.1 Atenas

Producción de calor

En primer lugar vamos analizar los meses que requieren de producción de calor, observando un día típico del mes que nos permitirá conocer cuanta demanda seremos capaces de satisfacer.



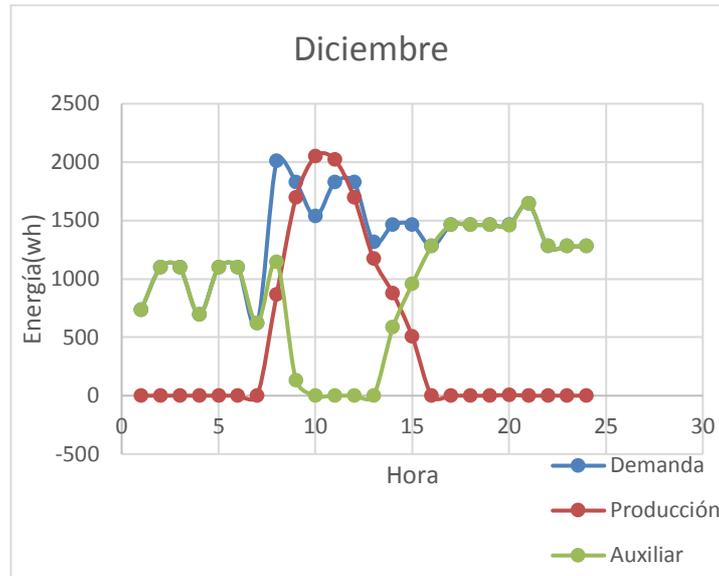


Figura 5.3.1a Comportamiento de la bomba de calor en invierno Atenas

Producción de frío

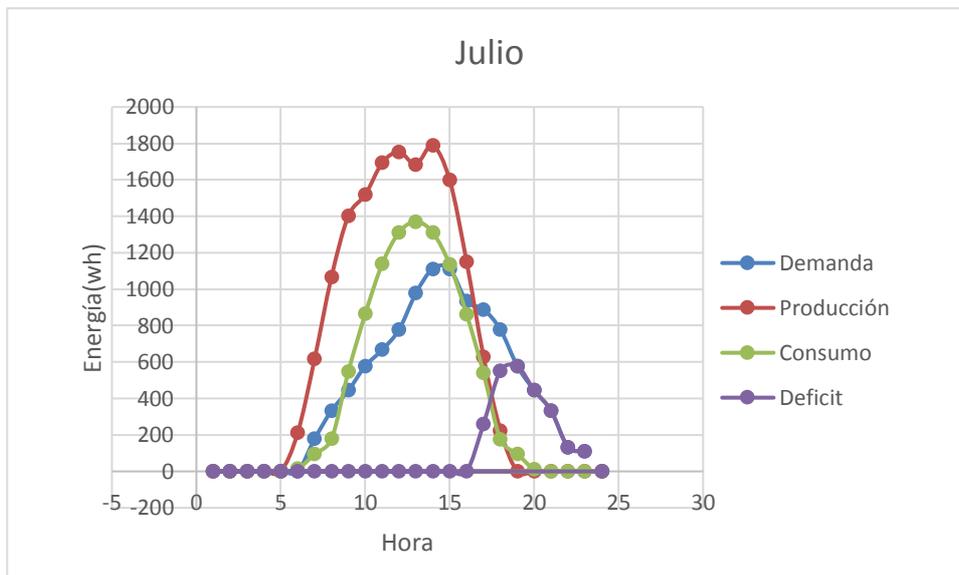


Figura 5.3.1b Comportamiento de la bomba de calor en Julio Atenas

En Julio se consigue cubrir la demanda hasta las 17 horas, es decir, cubre las horas pico y requeriría de apoyo para satisfacer las últimas horas de demanda (valle).

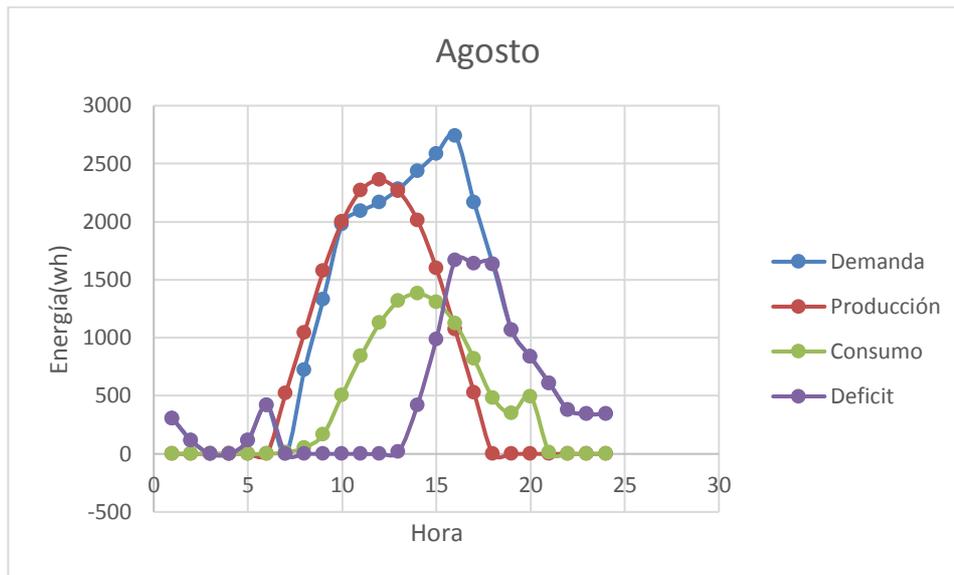


Figura5.3.1c Comportamiento de la bomba de calor en Agosto Atenas

En el mes de Agosto la demanda aumenta considerablemente y solo se consigue cubrir la demanda hasta las 13 horas se debería aumentar la dimensión de la instalación para cubrir más demanda debido a que la radiación en esta época no es un inconveniente.

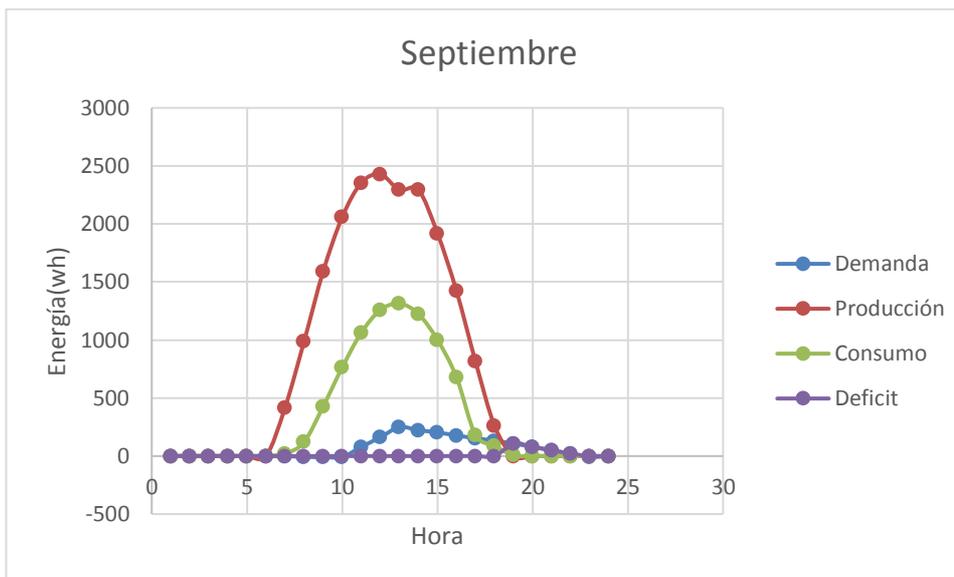


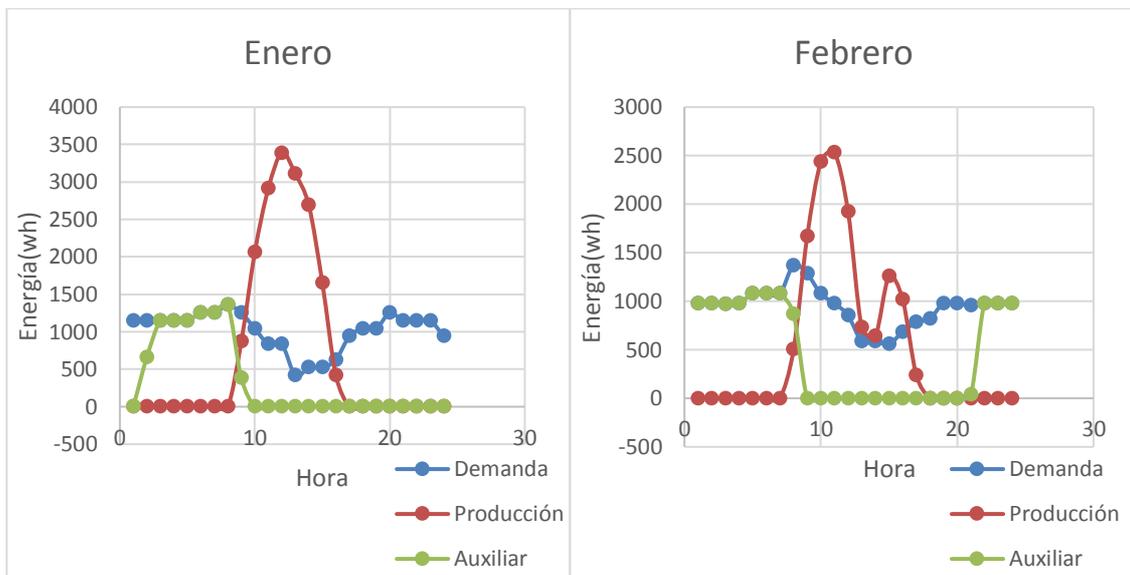
Figura5.3.1d Comportamiento de la bomba de calor en Septiembre Atenas

En el mes de Septiembre la demanda baja consideradamente cubriéndose la totalidad de ella.

A diferencia de la producción de calor el sistema es capaz de satisfacer la demanda con creces salvo en puntuales horas pico del mes de Julio, donde convendría un apoyo auxiliar. Por tanto, el sistema es óptimo para la producción de frío en esta localización.

5.3.2 Marsella

Producción de calor



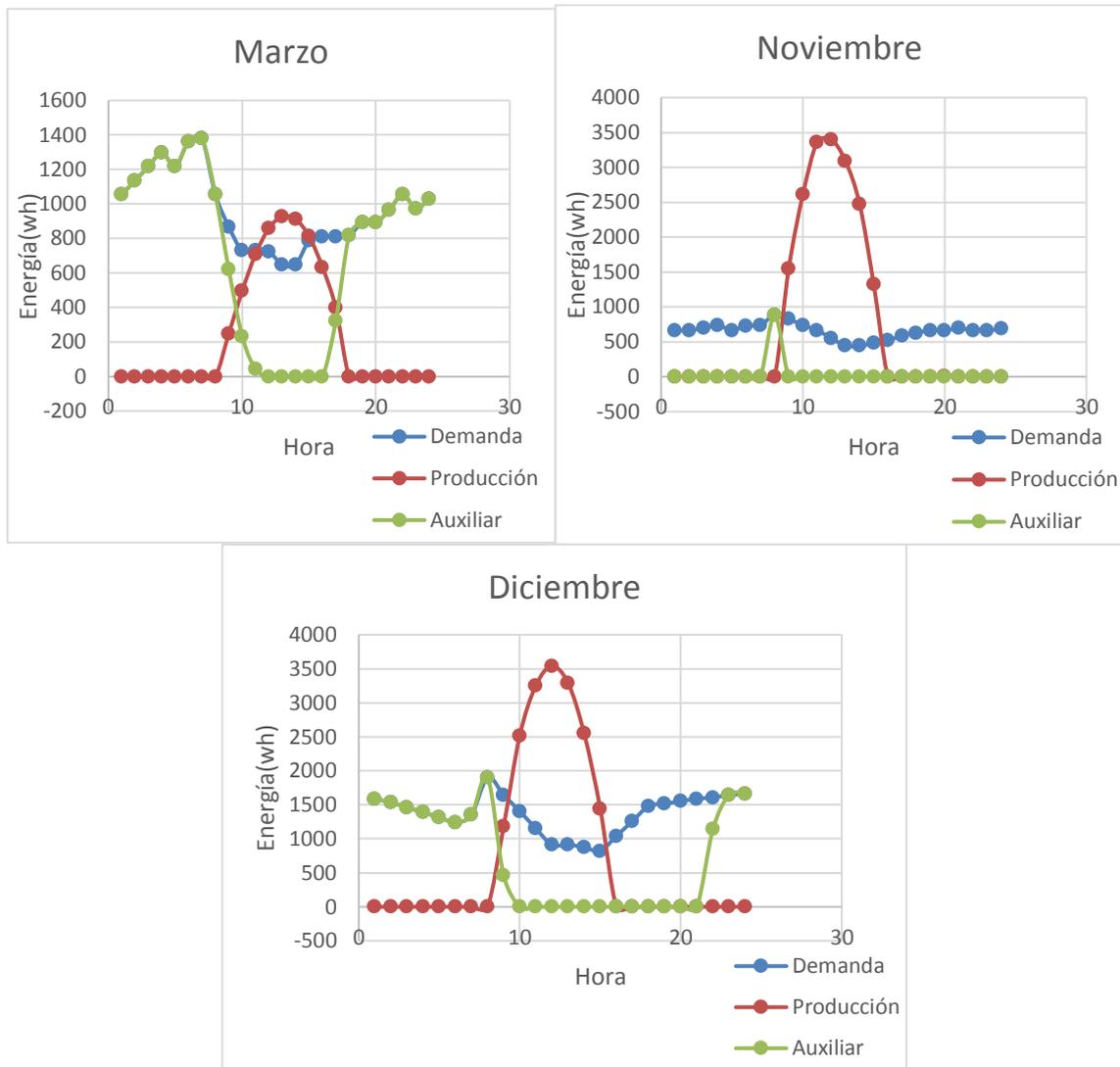


Figura5.3.2a Demanda-Producción de calor en Marsella invierno

De la producción de calor en Marsella podríamos destacar de que únicamente se cubre de forma completo en el mes de Noviembre, que en los meses de Enero, Febrero y Diciembre se cubre durante el día necesitando de apoyo auxiliar para la noche.

Producción de frío

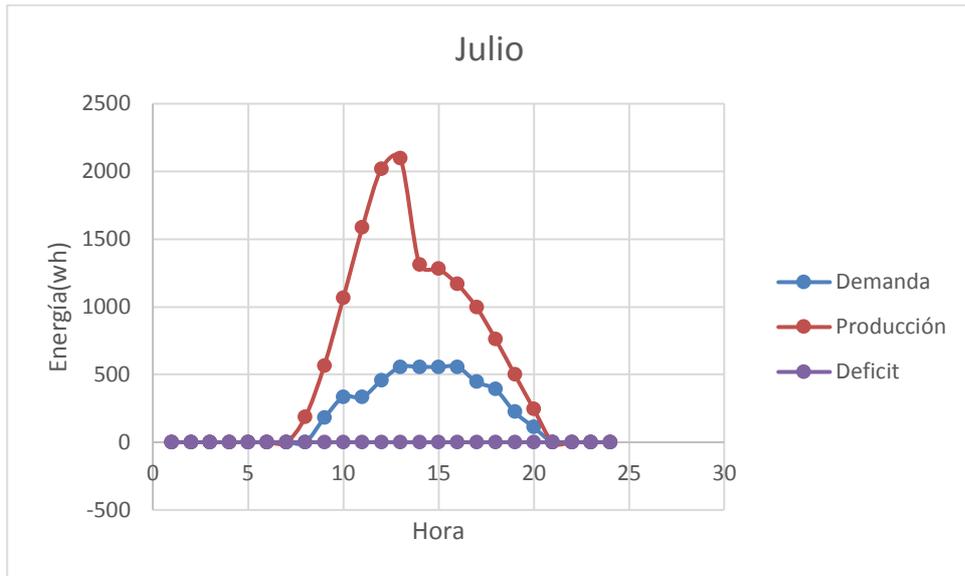


Figura5.3.2b Demanda-Producción de frío en Marsella Julio

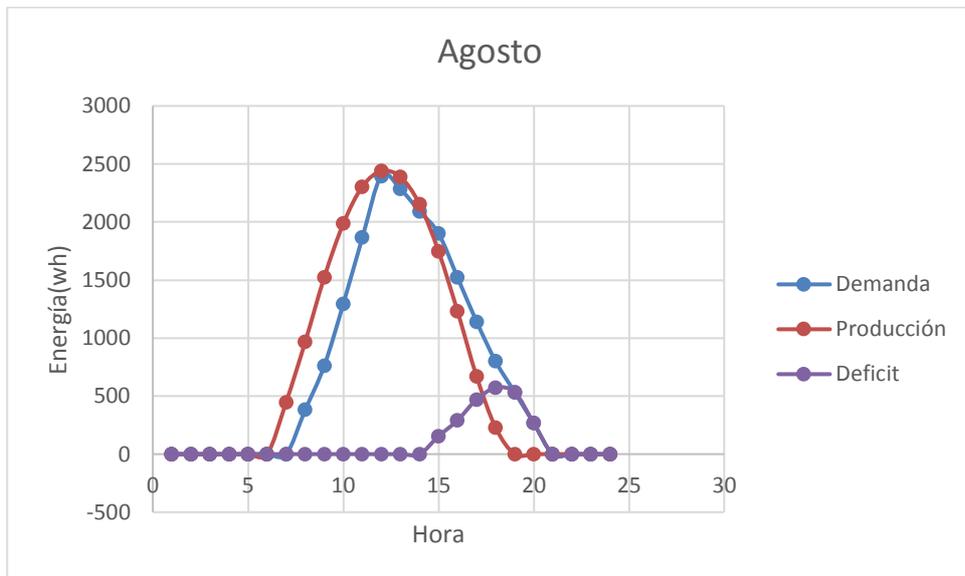


Figura5.3.2c Demanda-Producción de frío en Marsella Agosto

En Marsella solo hay demanda apreciable de calor en Julio y Agosto en ambos casos se consigue cubrir la demanda satisfactoriamente exceptuando un par de hora a final de la tarde en Agosto.

5.3.3 Nápoles

Producción de calor

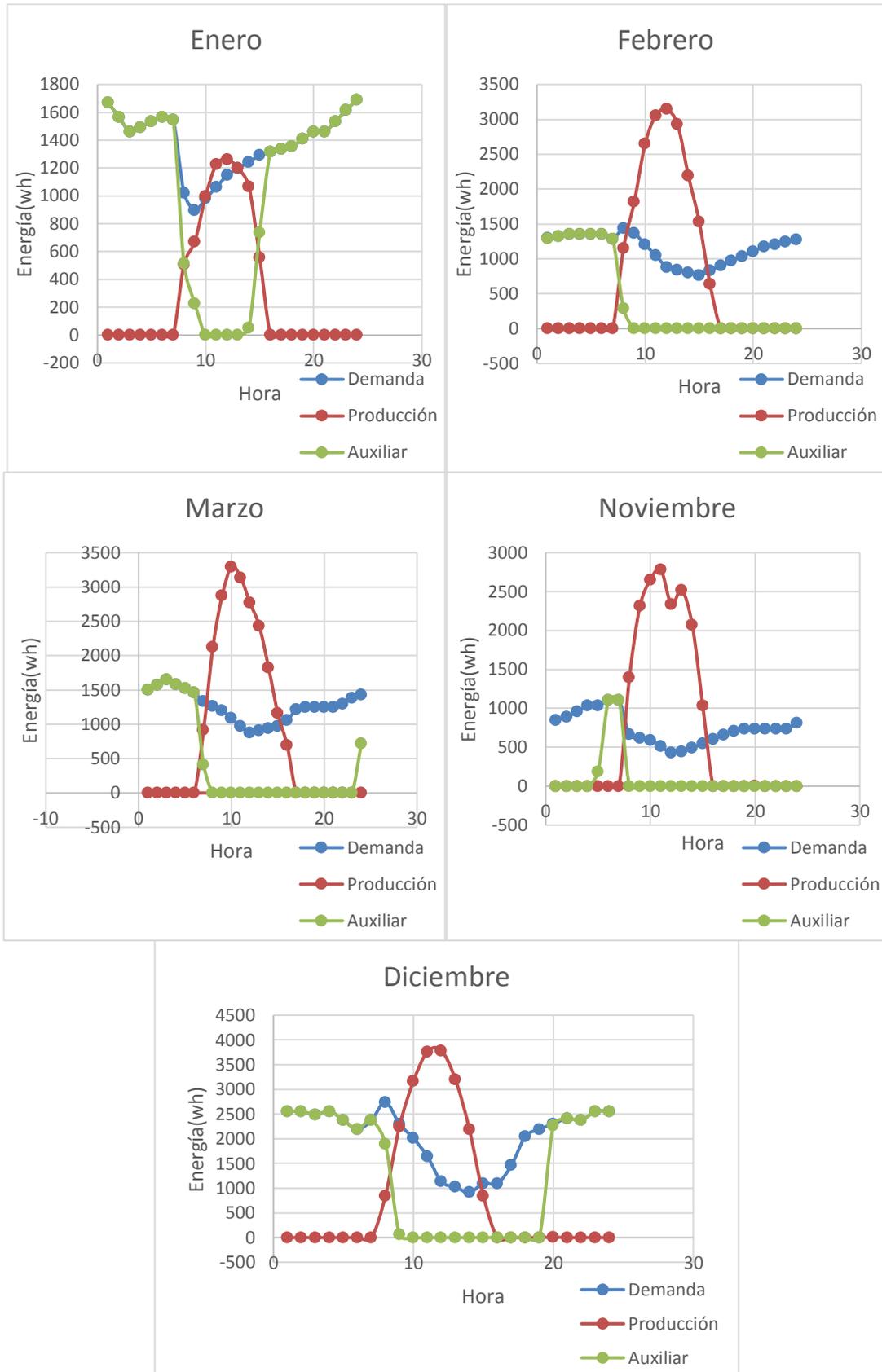


Figura5.3.3a Demanda-Producción de calor en Nápoles

Producción de frío

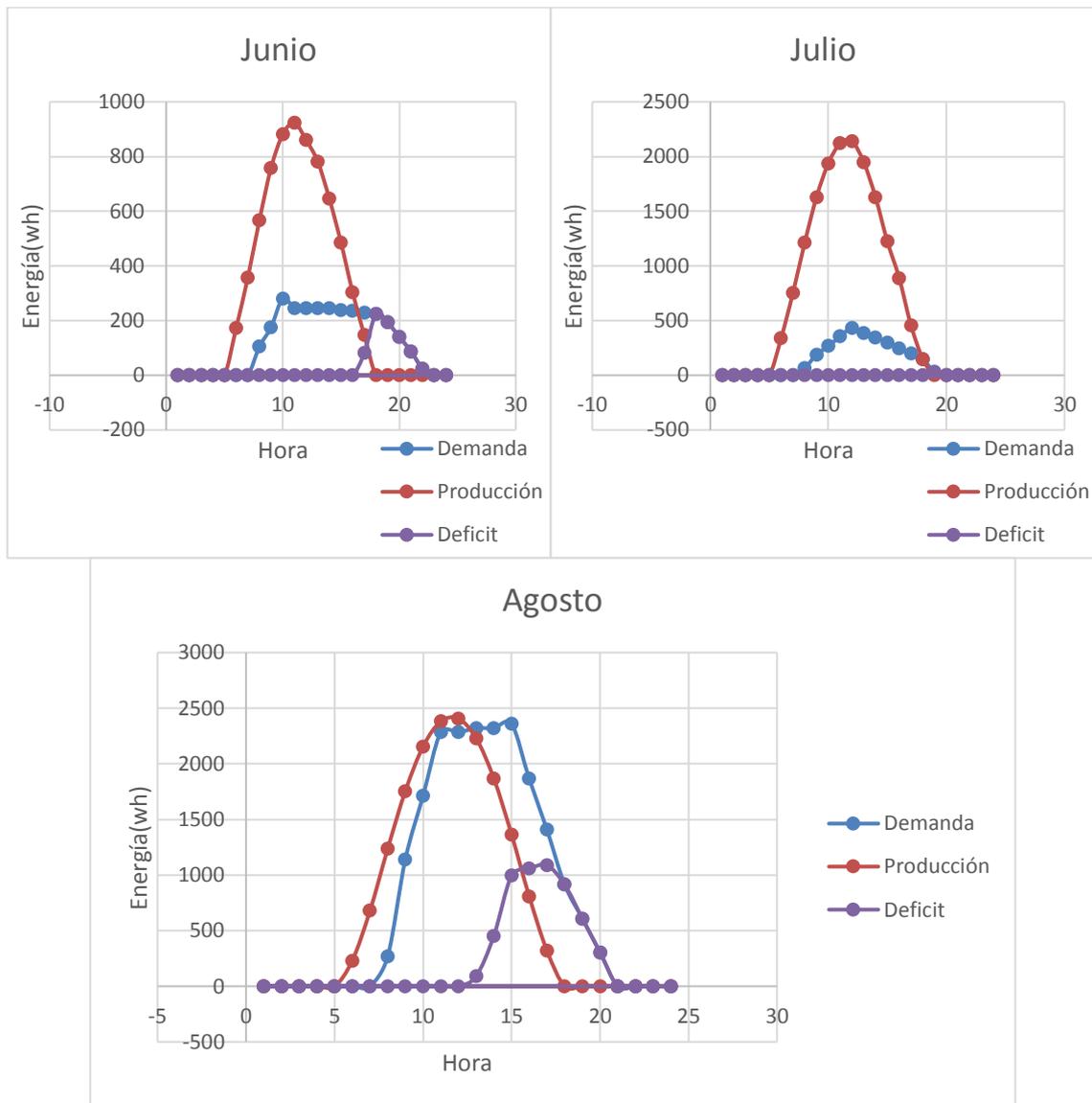


Figura5.3.3b Demanda-Producción de frío en Nápoles

En las ubicaciones estudiadas la conclusión más clara que se puede extraer es que el empleo de la bomba de calor con este tipo de tecnología es viable para la producción de frío y deja mucho que desear en la producción de calor al ser complicado compensar el desacople radiación-demanda en los meses más severos.

6 ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 Costes del sistema de referencia

En primer lugar vamos a analizar los costes de nuestra instalación de referencia, ORC de 700 w de potencia nominal ubicada en Sevilla. A la hora de calcular los costes los dividiremos de la siguiente forma:

*Costes del bloque de potencia

-Coste del condensador

-Coste del evaporador y recalentadores

-Coste de la turbina

-Otros costes como el de la bomba, válvulas y tuberías

*Colector solar

*Almacenamiento

6.1.1 Costes del bloque de potencia

Condensador

El coste capital de un intercambiador carcasa y tubo es determinado por la siguiente correlación. [17]

$$\ln C_p = K_1 + K_2 * \ln A + K_3 * (\ln A)^2$$

$$\ln F_p = C_1 + C_2 * \ln P + C_3 * (\ln P)^2$$

$$C_{BM} = C_p * F_{BM} = C_p * (B_1 + B_2 F_M F_p)$$

$$C_{HE} = C_{BM} * \frac{CEPCI_{2016}}{CEPCI_{1996}}$$

En estas ecuaciones, C_p es el coste básico del equipo asumiendo que se fabricó en 1996. El corrector F_{BM} se emplea para corregir el coste básico según el material y la presión de operación. Por último, mediante el índice CEPCI actualizamos el precio al 2016.

K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_M	$CEPCI_{1996}$	$CEPCI_{2016}(ref)$
3,21	0,2688	0,07961	-0,065	0,05025	0,01474	1,8	1,5	1,25	382	468

Tabla 6.1.1a Parámetros de costes de intercambiadores

Precio condensador=298 €

Evaporador y recalentadores

En este caso hemos utilizado intercambiadores de placas, por tanto no nos sirve las expresiones anteriores. Para obtener estos costes hemos recurrido a un diagrama [18] con precios de 1998 y lo hemos actualizado mediante el índice CEPCI.

Equipo	Coste
Evaporador	293€
Recalentadores	182,5€

Tabla 6.1.1b Costes del evaporador y recalentadores

Otros costes

El coste de las tuberías, válvulas y bomba se supone según la bibliografía que es el 20% del precio del bloque de potencia [19]. La turbina la despreciamos porque como hemos mencionado antes al trabajar con temperaturas inferiores y tener un tamaño reducido su precio es muy bajo respecto a los demás componentes.

Costes varios=154,7€

6.1.2 Coste del colector solar

El coste del colector solar se estima entre 190-220 €/m²[20]. En nuestro caso utilizamos 220€/m².

Precio colector=660 €.

6.1.3 Coste de almacenamiento

En este modo de operación empleamos una batería para suministrar energía recargada en las horas punta de radiación. En nuestro análisis llegamos a la conclusión que para esta configuración necesitaríamos una batería de 2,5 kwh.

[21] Precio Batería=3348 €

6.2 Análisis económico del sistema de referencia

En primer lugar calculamos los beneficios obtenidos anualmente al implantar esta instalación, consideraremos como beneficio lo que nos ahorramos en consumo eléctrico de red respecto a una vivienda sin ORC. Tomamos como precio eléctrico 0,18 €/kwh.[22]

$$\begin{aligned} \text{Ahorro} &= \text{Producción}(kwh) * \text{Precio}_{\text{eléctricidad}} \left(\frac{\text{€}}{kwh} \right) = 1031 \text{ kwh} * 0,18 \frac{\text{€}}{kwh} = \\ &= 185,6\text{€} \end{aligned}$$

6.2.2 Análisis de resultados

En primer lugar calculamos el Payback:

$$I_0 = PB * CF \rightarrow PB = 26,6 \text{ años}$$

El payback es totalmente desfavorable considerando que la vida útil del sistema ronda los 25 años. No se recupera la inversión.

Ahora calculamos el valor actual neto (VAN):

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^{25} \frac{CF}{(1+k)^t} = -7552€$$

Inversión inicial	Flujos de caja	Tipo interés	Tiempo
$I_0 = 4936,2 €$	$CF = 568,19€$	$k = 0,05$	25 años

Tabla 6.2.2 Parámetros económicos

El VAN nos sale negativo indicándonos la baja rentabilidad de esta inversión.

6.3 Análisis económico del sistema con recuperador en Sevilla

Una vez estudiado el caso de referencia, vamos analizar económicamente si resulta interesante la implantación con recuperador caracterizado por una mayor producción. Eso sí, habría que recalculer los costes al manejar más gasto la dimensión de los equipos son mayores y se requiere una batería de mayor capacidad.

Utilizando el mismo procedimiento los costes son:

Condensador	330€
Evaporador	324€
Recalentador	253€
Colector	660€
Otros costes	181,4€
Almacenamiento	6696€
Total	8444,4€

Tabla 6.3 Costes del sistema ORC con recuperador de 1,5 kw

El ahorro es el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro} &= \text{Producción}(kwh) * \text{Precio}_{\text{eléctricidad}} \left(\frac{€}{kwh} \right) = 3156,6 \text{ kwh} * 0,18 \frac{€}{kwh} = \\ &= 568,19€ \end{aligned}$$

Calculamos el Payback:

$$I_0 = PB * CF \rightarrow PB = 14,86 \text{ años}$$

El Payback es más favorable que el caso anterior pero sigue teniendo una recuperación muy tardía considerando que es una inversión de carácter familiar.

Ahora calculamos el valor actual neto (VAN):

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^{25} \frac{CF}{(1+k)^t} = -436\text{€}$$

Como era de esperar, la inversión no es rentable desde el punto de vista económico. El plus ganancial se ve contrarrestado con el coste de la batería, siendo la batería el componente crítico desde el punto de vista económico.

6.4 Análisis económico del sistema con recuperador en distintas localizaciones

Una vez analizado económicamente dos distintas instalaciones es nuestro lugar de referencia, vamos a comparar las distintas ubicaciones estudiadas en este trabajo desde el punto de vista económico. El sistema que compararemos es el ciclo ORC con recuperador de calor con potencia nominal de 1,5 kw.

Para realizar este análisis es conveniente establecer una serie de condiciones como que la inversión inicial es la misma para todas las ubicaciones estudiadas, esta condición tiene sentido al tratarse del mismo tipo de instalación y tamaño. Otro aspecto que hay que contemplar es el de la vida útil de la instalación que la consideraremos de 25 años.

Ante la igualdad de inversiones iniciales la diferencia económica en las ubicaciones se apreciará en la producción y también, en el precio eléctrico del país en cuestión.

Ubicaciones	Precio electricidad (€/kwh)	Producción anual (kwh)	Inversión Inicial (€)
Sevilla	0,18[25]	3030,23	8444,4
Atenas	0,12	3152,33	8444,4
Marsella	0,1	2939,4	8444,4
Nápoles	0,16	2790,4	8444,4
Brasilia	0,13[23]	3006,75	8444,4
Buenos Aires	0,11	2319,1	8444,4
Antofagasta	0,11	3036	8444,4
Bombay	0,067[24]	3257,3	8444,4

Tabla 6.4 Precio y Producción eléctrica en las distintas zonas

Una vez establecido las condiciones a las que se someterá el análisis es hora de evaluar los parámetros económicos fundamentales de cada ubicación como el Payback, VAN y TIR.

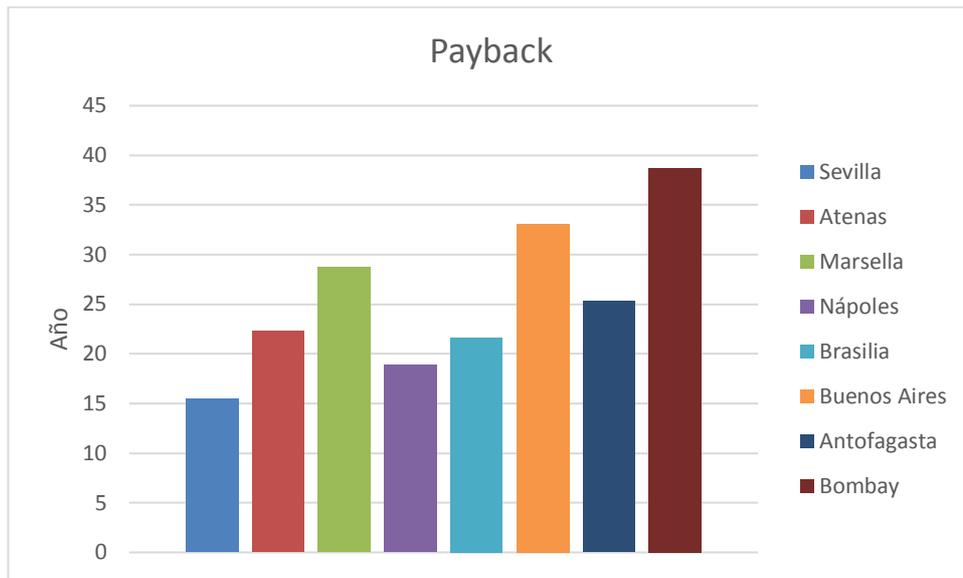


Figura 6.4a Payback de las distintas ubicaciones

La inversión se recupera antes de concluir la vida útil en todas las ubicaciones excepto en Marsella, Buenos Aires y Bombay. Aunque en el resto se consiga recuperar la inversión, esto ocurre a los 20 años excepto en Sevilla. En Sevilla un payback de 15 años sigue siendo muy elevado.

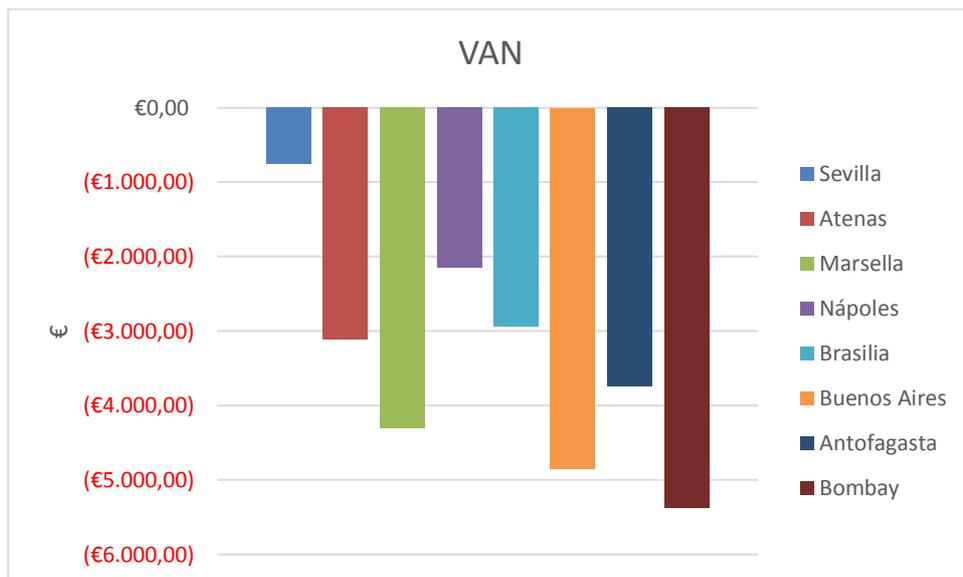


Figura 6.4b VAN de las distintas ubicaciones

El VAN nos muestra de que la inversión no es rentable en ninguna de las ubicaciones. En esta figura cabe destacar el pésimo VAN en Bombay pese a tener una alta producción anual, esto se debe a la barata energía eléctrica que disponen. Por otro lado, Sevilla pese a tener un VAN negativo esta muy cerca de la rentabilidad debido al alto precio de la energía en España, esto significa que reduciendo los costes de inversión como por ejemplo el coste de las baterías que hoy en día sigue siendo muy elevados puede llegar a ser interesante invertir en este tipo de instalaciones.

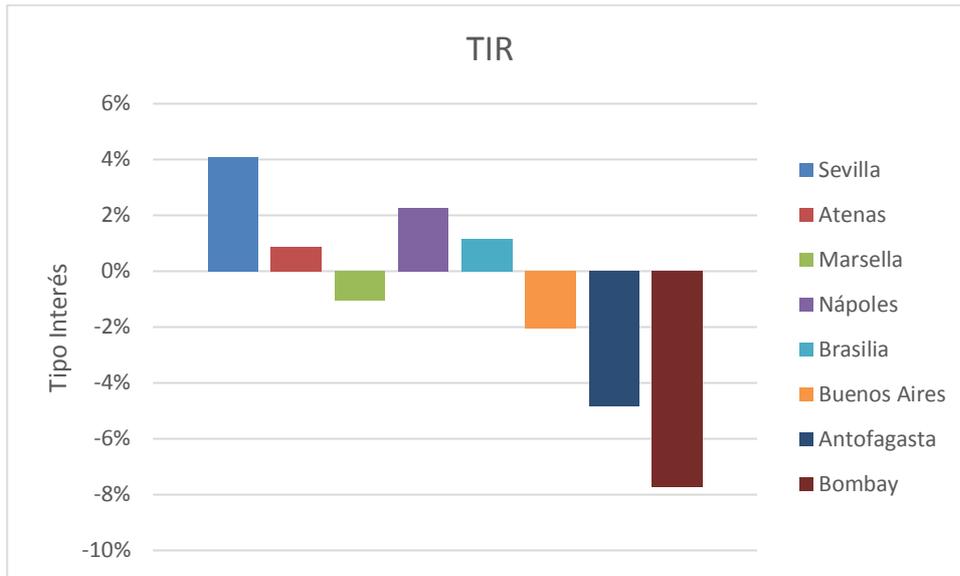


Figura 6.4c TIR de las distintas ubicaciones

El VAN ha sido analizado para un interés del 5%, por lo que es lógico el TIR saldrá con valores inferiores a este. En esta figura cabe destacar las ubicaciones de Atenas, Nápoles y Brasilia con TIR positivo indicándonos que una modificación en el precio de la energía y/o inversión inicial podría llegar a la rentabilidad. Sevilla con un 4% la que se acerca más a la rentabilidad tal y como nos ha mostrado su VAN anteriormente.

Una vez analizados los aspectos actuales vamos a evaluar cómo se vería afectado estos resultados en el caso de que las baterías eléctricas fueran más económicas, es decir, que en lugar de que el coste sea de 6696€ baje su precio a la mitad, oscilando su precio los 3252€.

A continuación vamos a analizar los parámetros económicos fundamentales modificando el precio de la batería y partiendo de la hipótesis de que las demás condiciones se mantienen, obteniendo:

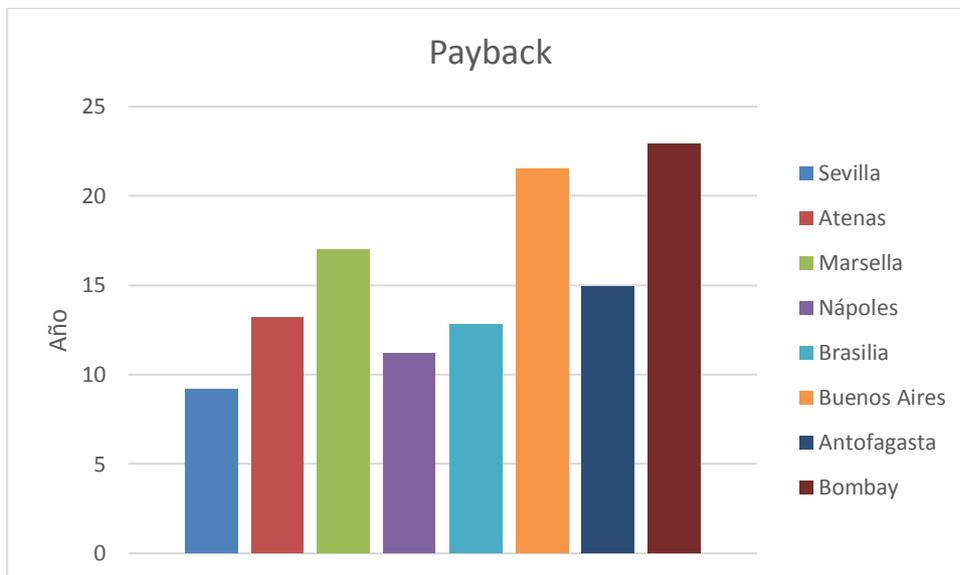


Figura 6.4d Payback en las distintas ubicaciones con baterías económicas

La inversión se recuperaría antes de finalizar la vida útil en todas las ubicaciones excepto en Bombay y Buenos Aires. En Nápoles y Brasilia se recuperaría sobre los 12 años, en el caso de Sevilla el Payback rondaría los 8 años convirtiéndose en una inversión interesante.

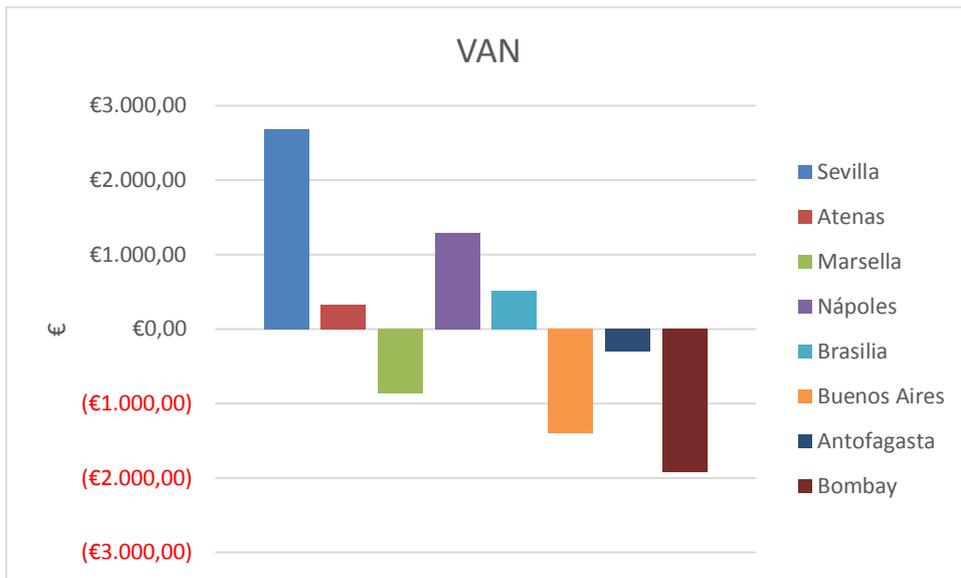


Figura 6.4e VAN en las distintas ubicaciones con baterías económicas

En Atenas y Brasilia comenzaría a ser interesante invertir en este tipo de instalación. En Nápoles con un VAN superior a los 1000€ es rentable, y Sevilla con un VAN de 2.800€ comenzaría a ser una inversión atractiva.

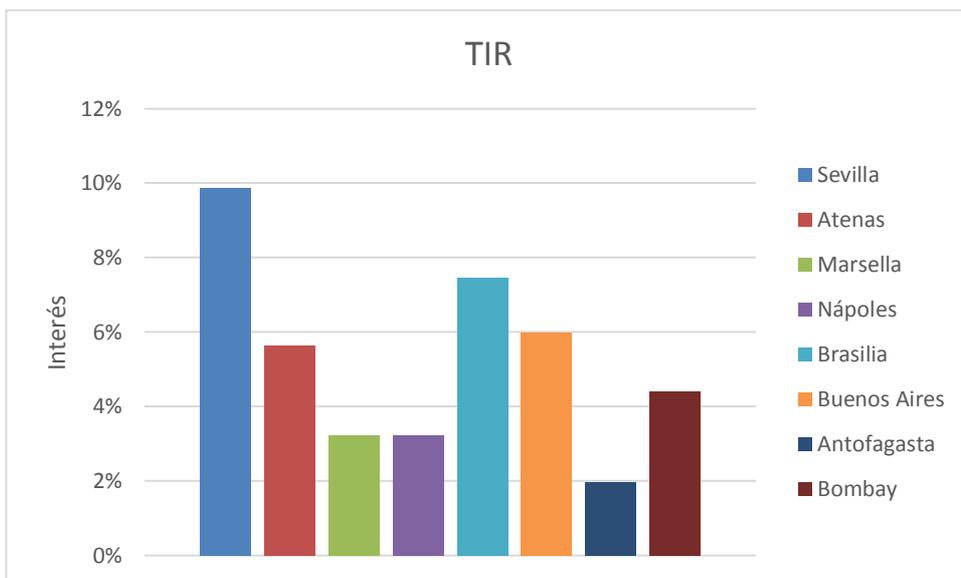


Figura 6.4f TIR en las distintas ubicaciones con baterías económicas

Esta figura solidifica lo observado en el análisis del VAN, donde Brasilia y Atenas podría ser rentables y donde el TIR de Sevilla llega prácticamente al 10%, afirmando su rentabilidad.

7 CONCLUSIÓN

En este trabajo comenzamos analizando una variedad de posibles fluidos de trabajo, dándole prioridad al que mejor se adaptara a nuestras condiciones climáticas foco caliente y frío en Sevilla como también a otras características indispensables para su utilización como su productividad, rendimiento térmico del ciclo en el que trabaja, velocidad del sonido, presión de evaporación y condensación y número de Mach a la salida de turbina para reducir las posibilidades de que se den problemas de bloqueo.

Otros aspectos aparte de los técnicos que también son fundamentales son que no sea dañino medioambientalmente, seguro, es decir, no sea propenso a producir riesgos como puede darse con los fluidos tóxicos e inflamables.

Fluido	Termodinámica	Legislación	Económica	Seguridad
R113	No	No	-	Sí
R124	-	Sí	-	Sí
Tolueno	No	Sí	-	No
Propileno	Sí	Sí	-	No
Pentano	-	Sí	Sí	Sí
R123	Sí	No	-	Sí
R245fa	Sí	Sí	Sí	Sí

Tabla 2.5 Resumen Selección del fluido de trabajo

En este análisis el fluido que resultaba que cumple todos los requisitos mencionados anteriormente es el R-245fa. Otros fluidos que también podrían resultar interesantes son el R124 y el pentano.

Una vez seleccionado el fluido de trabajo nos dedicamos a analizar tres instalaciones de distintas potencias nominales (250,700 y 1500 wátios) situadas en nuestra ubicación de referencia, Sevilla. En este análisis evaluaremos aspectos de las instalaciones mencionadas como la producción mensual y anual, como se acopla con la demanda y cuanta es capaz de satisfacer, el número de horas de funcionamiento y cuantas horas son a plena carga y otros aspectos técnicos como los gastos en el condensador y evaporador, el dimensionamiento de las baterías y del depósito de almacenamiento PCM cuando sea necesario.

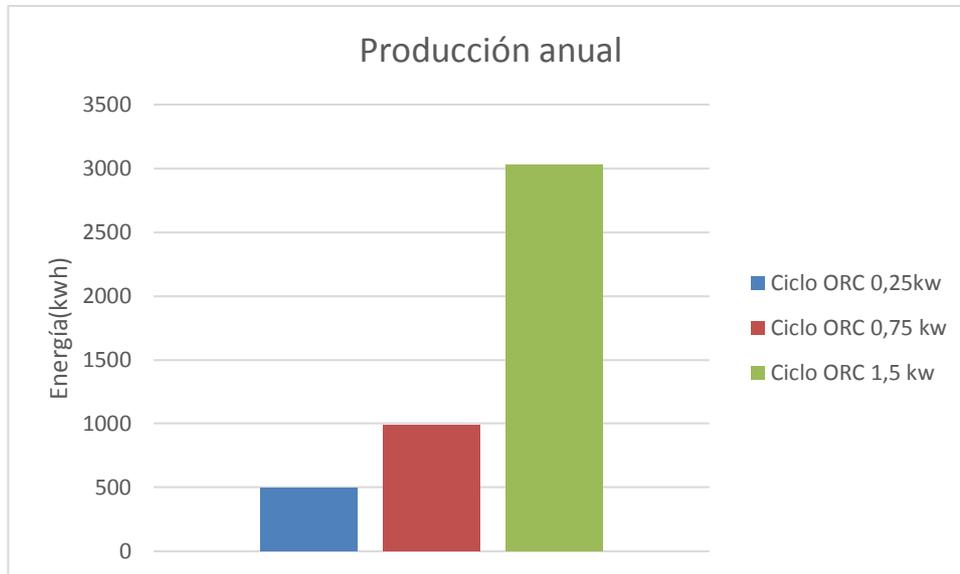


Figura 7a Producción anual de distintas instalaciones en Sevilla

En esta figura observamos la producción anual de las tres tipos de instalaciones que vamos a analizar, en ella cabe destacar en la instalación con recuperador que con el doble de potencia nominal produce tres veces más que la instalación de 700 wátios esto es debido al aprovechamiento de las horas punta es superior y la de 700 wátios está limitada.

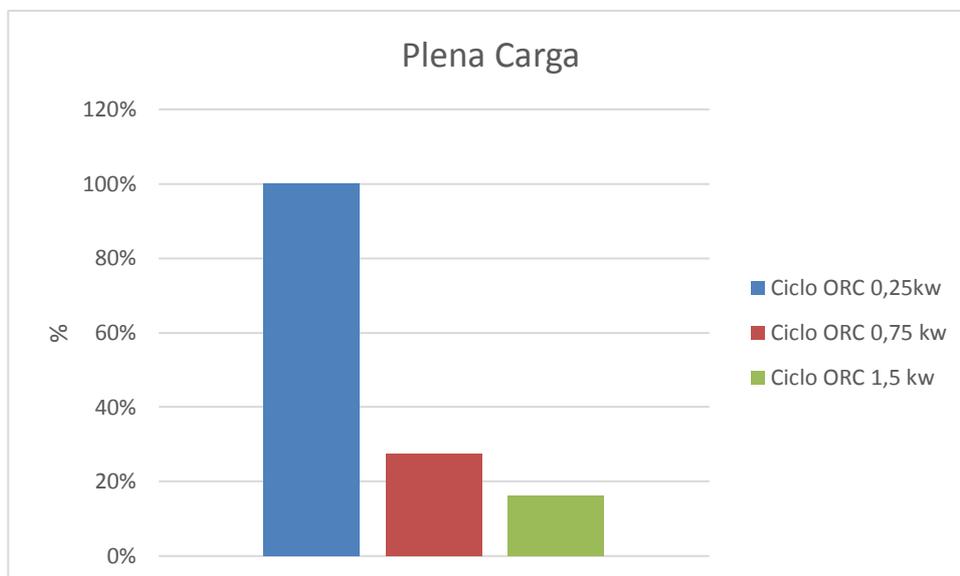


Figura 7.b Porcentaje de trabajo a plena carga de las distintas instalaciones en Sevilla

En esta figura cabe destacar la instalación de 250 w que trabaja prácticamente siempre a plena carga garantizando una larga vida útil, por otro lado, los otros dos ejemplos están por debajo. El ciclo ORC de 1,5 kw únicamente trabaja el 16,2 % a plena carga debido a que esta diseñada para poder aprovechar las horas punta, almacenar energía y utilizarla estratégicamente.

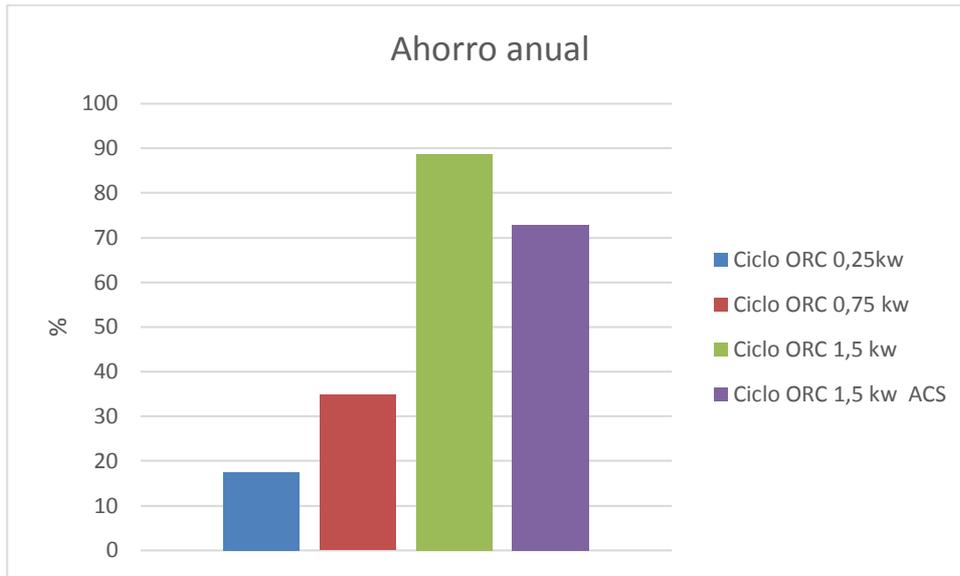


Figura 7.c Ahorro eléctrico anual en las distintas instalaciones en Sevilla

En esta figura que parte de la demanda total eléctrica se satisface en cada instalación. El ciclo ORC 250 w cubre solo sobre el 16%. ORC 700 w cubre sobre el 35%, siendo también muy deficiente. Por último, cabe destacar el ciclo ORC 1,5 kw que cubre casi un 90% de dicha demanda e incluso es capaz de cubrir un 73% de dicha demanda cubriendo en paralelo la producción de ACS o producción de calor y frío. Por este motivo la instalación que resultará interesante analizar económicamente es la de ORC 1,5 kw.

Una vez analizadas estas instalaciones en Sevilla, resulta interesante analizar la instalación ORC 1,5 kw en otras ubicaciones con distinto clima y observar que ventajas e inconvenientes tendría esta. Las ubicaciones donde vamos a realizar un análisis de sensibilidad son en zonas mediterráneas y Sudamérica.

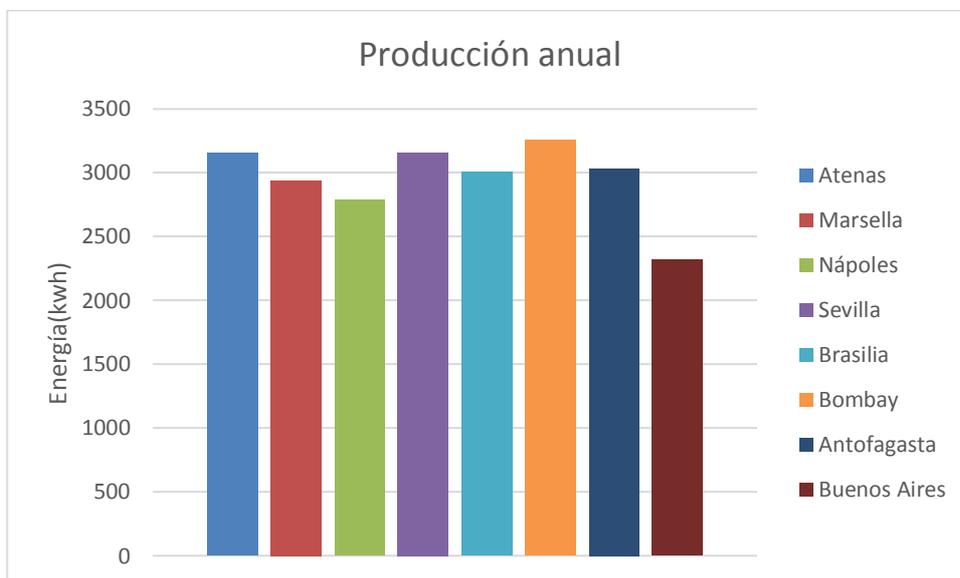


Figura 5.2n Comparativa de la producción anual de todas las ubicaciones analizadas

En esta figura se observa como todas las ubicaciones tienen una producción anual dentro de un rango óptimo para satisfacer la mayoría de la demanda requerida. Entre ellas hay que destacar Atenas y Sevilla, Bombay debido a que reciben buenas dosis de radiación durante todo el año. Buenos Aires, Antofagasta y Marsella tienen meses muy opuestos, dándose muy poca producción en los meses fríos. Esto supone un problema para satisfacer la demanda y para la vida útil del sistema, al trabajar en condiciones lejanas a la de diseño durante un periodo prolongado.

Otro análisis realizado es satisfacer la demanda de calor y frío mediante una bomba de calor en las distintas zonas mediterráneas, los resultados resultaron óptimos en la producción de frío en todas ellas, al disponer de

radiación solar en las horas punta de demanda (Acople Producción-demanda). Todo lo contrario en la producción de calor donde solo se consigue mitigar de forma parcial y en ocasiones de forma escasa, salvo en Bombay y Sevilla donde se consigue satisfacer buena parte de ella debido a que recibe radiación suficiente en los meses fríos y que no son inviernos muy severos.

Por último analizamos económicamente la instalación ORC 1,5 kw, que resulta la más atractiva, económicamente en las distintas instalaciones estudiadas.

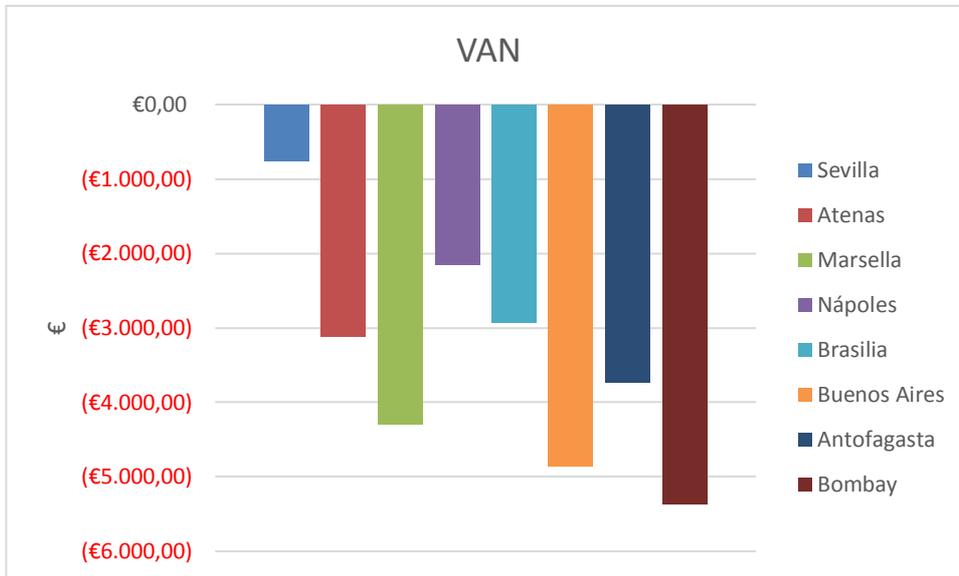


Figura 6.4b VAN de las distintas ubicaciones

En este gráfico se muestra como no es rentable actualmente en ninguna de las ubicaciones, Sevilla es la única que se acerca debido a que tiene una gran producción anual y al caro precio de la energía en España. Todo lo contrario a Bombay, donde es el lugar que más produce anualmente de las ubicaciones estudiadas pero la energía es muy barata en la India resultando ser el país donde menos interesante sería la inversión.

La rentabilidad esta vinculada estrechamente a la producción, precio de la energía y coste de inversión. En los costes de inversión, el mayor peso lo tiene la batería eléctrica debido a que es una tecnología que se ha comercializado a estas capacidades hace relativamente poco tiempo. Por ello, hemos simulado un escenario donde el precio de este componente se reduce a la mitad.

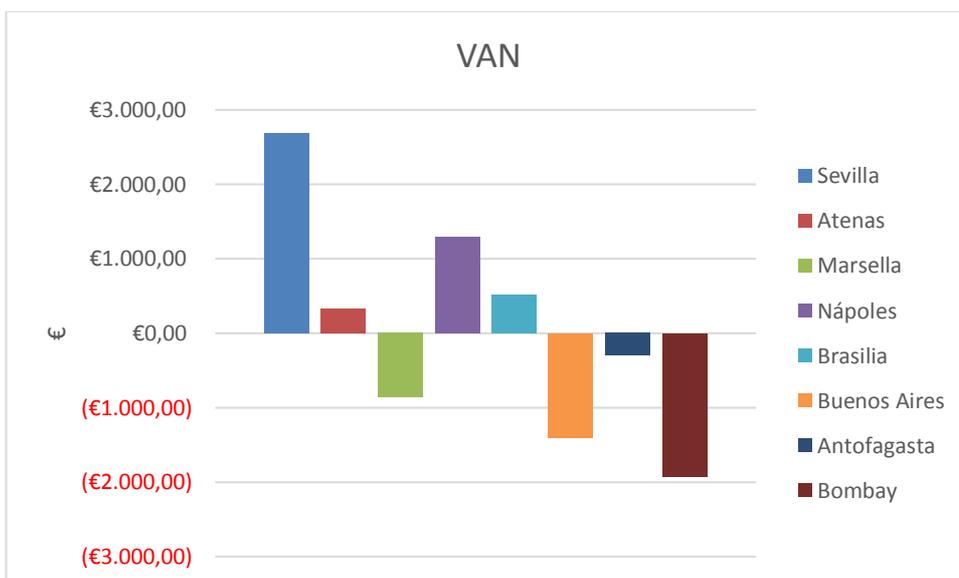


Figura 6.4e VAN en las distintas ubicaciones con baterías económicas

En esta figura se muestra que en este escenario la inversión sería interesante en lugares como Atenas, Brasilia,

Nápoles y Sevilla.

Esto nos lleva a concluir con que los ciclos ORC residenciales pueden resultar interesante una vez las baterías se vuelvan más económicas en lugares donde la producción sea considerable debido a su ubicación geográfica, clima y precio de la energía del país.

REFERENCIAS

- [1] A Gil, M. Medrano, I. Martorelli, A. Lazaro, P. Dolado, B. Zalba, L. Cabeza. *State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 31–55.
- [2] *Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants*, NREL/SR-550-27925, 2000.
- [3] Sustainable energy conversion through the use of organic rankine cycles for waste heat recovery and solar applications, Sylvain Quoilin.
- [4] Power block off-design control strategies for indirect solar ORC cycles. D.Casartelli, P.Silva.
- [5] Combined MGT – ORC solar – hybrid system, M.C Cameretti.
- [6] Recuperación de energía en procesos industriales. Farid Chejne Janna, Jader D. Alean Valle, Carlos A. Gómez Gutiérrez.
- [7] Instalacionesyeficienciaenergetica.com
- [8] pcmproducts.net
- [9] COMEVAL, S.L – Depto. Técnico – Copyright 2006.
- [10] Tablas y gráficos Tecnología energética, Rocío González y David Velázquez.
- [11] Corneille H.P., Köln, S.H., Organic Rankine cycles (ORC) for the conversion of waste heat and solar heat into mechanical energy, LINDE. Reports on Science and Technology, 31, 38-46, 1980.
- [12] Lamb, J.P., Performance characteristics of organic Rankine cycle, International Journal of Ambient Energy, 5, 3-12, 1984.
- [13] Hung, T.C, T.Y., Wang, S.K., A review of organic Rankine cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat, Energy, 22, 661-667, 1997.
- [14] Hettiarachchi, H.D.M., Golubovic, M., Worek. W.M., Ikegami, Y., Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, Energy, 32, 1698-1706, 2007.
- [15] Vaja, I., Gambarotta, A., Internal combustion engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs), Energy, 35, 1084-1093, 2010.
- [16] Desai, N-B., Bandyopadhyay, S., Process integration of organic Rankine cycle, Energy, 34, 1674-1686, 2009.
- [17] Zhang Shengjun, Wang –huaixin, Guo Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, Applied Energy 88(2011)240-2754.
- [18] Process Equipment Cost Estimation Final Report, H.P. Loh.
- [19] Maciej Lukawski, Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle Power Plant for European Conditions, Master Thesis, University of Iceland, 2009.
- [20] Jim Hinkley, Bryan Curtin, Jenny Hayward, Alex Wonhas (CSIRO) Rod Boyd, Charles Grima, Amir Tadros, Ross Hall, Kevin Naicker, Adeeb Mikhail, *Concentrating solar power – drivers and opportunities for cost-competitive electricity*, 2011.
- [21] Julia Pyper, gtm, A Wood Mackenzie Business.
- [22] Ministerio de energía y turismo de España.

- [23] Análisis comparativo de las tarifas eléctricas en Argentina y Sudamérica, Ceres, Universidad de Belgrano.
- [24] Globalclimatescope.org
- [25] Anae, Asociación de los consumidores de energía, comparativa Europea de precios de la energía.
- [26] CONTROL AUTOMÁTICO INTERCAMBIADOR DE CALOR, Alvaro Unai.
- [27] THE TURBINE COMPONENTS DEVELOPMENT FOR THE 100 kw AUTOMOTIVE CERAMIC GAS TURBINE, Norio Nakazawa, Shizuo Inaba, Takao Izumi, Masayuki Munekiyo, Shoji Sasaki and Kokichi Fujimori.
- [28] Conceptual design tool for radial turbines, Elias Mikael Vagn Siggeirsson and Steinn Gunnarsson.
- [29] Analysis of Energy Conversion within a Radial Turbine Stage. G. Descombes, F.Maroteaux, N.Moreno, J.Jullien.
- [30] Analysis of two heat storage integrations for an Organic Rankine Cycle Parabolic troug solar power plant. R.Chacartegui, Leo Vigna, J.A.Becerra, V.Verda.
- [31] Mapa Tecnológico: Calor y Frío Renovables, IDEA.
- [32] Parametric design and off-design analysis of Organic Rankine cycle system. Jian Song, Chun-wei Gu, Xiaodong Ren.
- [33] Assesment of new operational strategy in optimization of CCHP plant for different climates using evolutionary algorithms. Hassan Hajabdollahi, Abdolsaeid Ganjehkaviri.
- [34] Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant. Hassan Hajabdollahi.
- [35] Design of micro radial turboexpanders for ORC power cycles: From 0D to 3D. Daniele Fiaschi, Gianmaria Innocenti.
- [36] Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants. R.Chacartegui, D.Sánchez, J.M. Muñoz, T.Sánchez.
- [37] Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants. R.Chacartegui, J.M. Muñoz de Escalona, D.Sánchez, B.Monje, T.Sánchez.
- [38] Experimental Investigation of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive hou to get a Net Zero energy Building. Olivier Dumont, Sylvain Quoilin, Vincent Lemort.
- [39] Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle systems. Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort.
- [40] ANALYSIS AND COMPARISON OF DIFFERENT MODELING APPROACHES FOR THE SIMULATION OF A MICRO-SCALE ORGANIC RANKINE CYCLE POWER PLANT. Remi Dickes, Olivier Dumont, Arnaud Legros, Sylvain Quoilin, Vincent Lemort.
- [41] Experimental study of predictive control strategies for optimal operation of Organic Rankine Cycle systems. Andres Hernández, Adriano Desideri, Clara Ionescu, Sylvain Quoilin, Vincent Lemort and Robin De Keyser.
- [42] Sustainable energy conversion through the use organic rankine cycles for waste heat recovery and solar applications. Sylvain Quoilin.
- [43] Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expanders modes. Vincent Lemort.
- [44] Design, Modeling, and performance Optimization of a reversible Heat Pump/Organic Rankine Cycle System for Domestic Application. Sylvain Quoilin, Olivier Dumont, Kristian Harley Hansen, Vincent Lemort.

GLOSARIO

ISO: International Organization for Standardization	4
UNE: Una Norma Española	4