

# Proyecto Fin de Carrera

## Ingeniería de la Energía

Estudio termodinámico de un sistema compuesto por un concentrador solar acoplado a una microturbina de gas. Aplicabilidad y funcionalidad.

Autor: Francisco José Rodríguez Tamayo

Tutor: María de Lourdes García Rodríguez

David Sánchez Martínez

**Dpto. Termotecnia**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, junio 2019





Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería de la Energía

**Estudio termodinámico de un sistema compuesto  
por un concentrador solar acoplado a una  
microturbina de gas. Aplicabilidad y funcionalidad.**

Autor:

Francisco José Rodríguez Tamayo

Tutores:

María de Lourdes García Rodríguez, Catedrática de Máquinas y Motores Térmicos

David Sánchez Martínez, Catedrático de Máquinas y Motores Térmicos

Proyecto Fin de Carrera: Estudio termodinámico de un sistema compuesto por un concentrador solar acoplado a una microturbina de gas. Aplicabilidad y funcionalidad.

Autor: Francisco José Rodríguez Tamayo

Tutores: María de Lourdes García Rodríguez  
David Sánchez Martínez

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, junio 2019

El Secretario del Tribunal

*A todos los tripulantes de este barco*



# Agradecimientos

---

A todas las personas que me han acompañado en este bonito camino.

A los profesores que me han hecho crecer tanto en lo personal como en lo profesional, gracias por su empeño, vocación y dedicación.

A mis compañeros, por haberme hecho conocer a un Kiko diferente del que salió de Valencina. A Teresa, Juanje, Consuelo, Ana Luisa, Ana tarifa, Guillermo y Álvaro.

A todas las personas que compartieron mi experiencia de Erasmus. A María, Ana, Mili, Stefano, Matteo y Riccardo.

A mis compañeros de AIESEC, Zalgo, AIC y a los que formaron parte de SEMEC, en especial:

A Alejandro Jurado, por ser continuo apoyo y fuente de inspiración.

A José reguera, por aportar lucidez en la oscuridad.

A Raúl Recio, por todos los momentos vividos y por enriquecer la rutina.

A Javier Rodríguez, por su experiencia y amistad.

A Juan Mudarra, por ser un gran compañero y aportar esa serenidad necesaria.

A Fernando Rabadán, por valorarme y hacerme mejor como persona.

A Carmen de los Bueis, por aportar esa ilusión y ganas de aprender tan necesaria para el día a día.

A Pepe Pizarro por no dejar nunca de crecer y ayudarme a hacer realidad mis sueños.

A Pietro Fasciolo per essere sempre luce.

A todos mis amigos que me han acompañado durante los buenos y malos momentos. Es importante no olvidar nunca de dónde vienes.

En especial para Ángel Carballo por su continua motivación y valentía.

A Javi, Carlos, Bruno, Juan, Alberto, Alejandro, Juanra, Julián, Miguel, Sofia, Arantxa, Justo, Pilar y Nacho.

A mi familia, la Sevillana y la Gaditana. A mi abuelo Paco y mis abuelas Isabel y Teresa, gracias por hacerlo posible con vuestra dedicación y cariño.

En especial a mis 4 pilares fundamentales, el motivo por que el nunca dejaré de reinventarme y crecer.

A Teresa Rodríguez, por todos los momentos vividos y países compartidos, por su determinación y actitud.

A Miriam Rodríguez, por ser corazón y alegría.

A María del Mar Tamayo, por cada día y cada mañana. Sobre todo, por lo días de distancia, por habernos hecho fuertes en ellos, gracias por tu amor incondicional.

Por último, gracias a la persona que me hizo embarcarme en esta aventura. Gracias, profesor, gracias, ingeniero, por hacer que nunca deje de creer en mí y por enseñarme la importancia de esforzarme para hacerlo realidad. Gracias Papá, por tu ejemplo, por tus consejos y por tu manquepierda.

*Francisco José Rodríguez Tamayo*

*Ingeniero de la Energía*

*Sevilla, 2019*





# Resumen

---

En este proyecto se trata el estudio termodinámico de un sistema de captación solar asociado a una microturbina de gas y su posible acoplamiento a un sistema de ósmosis inversa para depurar agua. Para el desarrollo del proyecto se ha realizado un modelo matemático con la herramienta Excel, la cual ha ido optimizando los procesos en función de la demanda requerida. Se han desarrollado diversos diseños tanto del disco, como de la radiación solar incidente, como variaciones del ciclo Brayton. Para una radiación de  $780\text{W/m}^2$ , un diámetro de disco de 7m, una temperatura de entrada a la turbina de  $900^\circ\text{C}$  y una relación de compresión de 3, se han obtenido rendimientos solar-eléctrico del 19% y 5.88kW eléctricos generados. Además, se ha estudiado la posibilidad de utilizar esta potencia eléctrica para potabilizar agua a través de la ósmosis inversa, obteniendo un precio de 3 a 3.5€ por metro cúbico, lo que la hace competitiva para zonas aisladas con recurso hídrico cercano.



# Abstract

---

This project is a thermodynamic study of a solar concentrator dish integrated with a gas microturbine. It considers the possibility to link this system to a reverse osmosis process. Excel has been used as a tool for the development of the Project. Precisely, the solver tool that provides all the optimization of the mass flow rate. Several designs have been proved by changing the geometry of the dish, the incident solar radiation and the layout of the Brayton Cycle. After a deep study, for a solar irradiation of  $780\text{W/m}^2$ , a dish diameter of 7m, an inlet turbine temperature of  $900^\circ\text{C}$  and a compression rate of 3, the following results are obtained: an efficiency of 19% (solar-electric) and 5.88kW electric power. Furthermore, the possibility of using that electric power for a reverse osmosis process has been tested. In that case, the conclusions were that this kind of technology is competitive due to the fact that it has a range of price between 3 to 3.5 € per cubic meter. Therefore, it is an ideal solution for isolated areas with water resource nearby.



# ÍNDICE

---

Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Índice de Tablas	1
Índice de Figuras	3
Glosario	5
1 Introducción	7
2 Captador solar-absorbedor	11
2.1 Concentrador	11
2.1.1 Geometría	12
2.1.2 Distribución Gaussiana	14
2.1.3 Datos simulación	15
2.1.4 Resultados	15
Tabla 2.3 Outputs disco	15
2.2 Receptor solar	15
2.2.1 Cristal	16
2.2.2 Cavidad	17
2.2.3 Absorbedor	18
2.2.4 Resultados	18
3 Microturbina de gas	26
3.1 Compresor	27
3.2 Regenerador	28
3.3 Receptor solar	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
3.4 Turbina	29
3.5 Cálculos	30
3.5.1 Brayton regenerativo	30
3.5.2 Ciclo Brayton Inverso regenerativo	39

3.5.3	Comparación entre ambos ciclos.	
3.5.3.1	Planteamiento 1	49
3.5.3.2	Planteamiento 2	53
4	Ósmosis inversa	56
5	Conclusión	59
7	Bibliografía	63

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2.1 Valores experimentales a partir del parámetro f	13
Tabla 2.2 Inputs datos de simulación	15
Tabla 2.3 Outputs, simulación receptor solar	15
Tabla 2.4 Datos Silicio, propiedades ópticas	17
Tabla 2.5 Outputs, absorbedor sin aislante térmico interior	18
Tabla 2.6 Outputs, potencia absorbedor sin aislante térmico interior	19
Tabla 2.7 Inputs y Outputs para el modelo con aislante térmico interior	19
Tabla 2.8 Eficiencia en función de radiación solar	20
Tabla 2.9 Eficiencia en función de radiación solar (cp ajustado con REFPROP)	23
Tabla 2.10 Output final, potencia térmica transferida a la microturbina	25
Tabla 2.11 Variación en diámetro del disco, eficiencia y potencia térmica	25
Tabla 3.1 Inputs, Ciclo Brayton Regenerativo.	30
Tabla 3.2 Parámetros a buscar, Diagrama de Balje, compresor	32
Tabla 3.3 Corrección caudal compresor, restricción número de giros	32
Tabla 3.4 Outputs, compresor, ciclo Brayton Simple	33
Tabla 3.5 Parámetros a buscar, Diagrama de Balje, turbina	34
Tabla 3.6 Outputs, velocidad angular y específica, turbina, ciclo Brayton Simple	35
Tabla 3.7 Outputs, turbina, ciclo Brayton Simple	35
Tabla 3.8 Resultados ciclo Brayton Simple	36
Tabla 3.8 (corregida) Corrección del compresor y resultado ciclo Brayton Simple completo	37
Tabla 3.9 Estudio de $\Delta$ para que converja el modelo	40
Tabla 3.10 Parámetros a buscar, diagrama de Balje, turbina, ciclo Brayton Inverso	41
Tabla 3.11 Outputs, turbina, ciclo Brayton Inverso	42
Tabla 3.12 Comparación intercambiadores	42
Tabla 3.13 Parámetros a buscar diagrama de Balje, compresor, ciclo Brayton Inverso	43
Tabla 3.14 Outputs, rendimiento, potencia y diámetro, compresor, Ciclo Brayton Inverso	43
Tabla 3.15 Resultados ciclo Brayton Inverso.	44
Tabla 3.16 Variación rendimiento isentrópico sin restricciones de número de giro	45
Tabla 3.17 Cambio Temperatura de entrada turbina 800°C.	45
Tabla 3.18 Mejora eficiencia recuperador, ajustada para diferentes flujos másicos, variación de $\Delta$	46
Tabla 3.19 Disminución temperatura entrada compresor	48

---

Tabla 3.20 Outputs, disminución de temperatura de entrada compresor, caudal de agua necesario	48
Tabla 3.21 Inputs comparación ciclos, planteamiento 1	49
Tabla 3.22 Resultado, ciclo Brayton Simple regenerativo	49
Tabla 3.23 Resultado, ciclo Brayton Inverso regenerativo	50
Tabla 3.24 Comparación resultados ciclo, potencia salida fijada	50
Tabla 3.25 Inputs comparación ciclos, planteamiento 2	52
Tabla 3.26 Comparación resultados ciclos, 7 m diámetro disco captador	52
Tabla 3.27 Comparación resultados ciclos, 9 m diámetro disco captador	53
Tabla 3.28 Inputs, comparación ciclos, elevando eficiencia regenerador	54
Tabla 3.29 Comparación resultados ciclos, eficiencia regenerador 0.9	54



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1.1 Captador Stirling	8
Figura 1.2 Esquema OMSoP	8
Figura 1.3 Mercados potenciales para la tecnología de concentración solar	9
Figura 2.1 Esquema sistema completo	11
Figura 2.2 Geometría captador	12
Figura 2.3 Proyección plano focal	12
Figura 2.4 Distribución Gaussiana	14
Figura 2.5 Representación balance energético absorbedor	16
Figura 2.6 Representación del cristal	16
Figura 2.7 Diagrama Sankey, absorbedor sin aislante térmico	18
Figura 2.8 Variación potencia solar y pérdidas convectivas con respecto a la irradiación solar	21
Figuras 2.9A Posibles propiedades a calcular con Refprop	21
Figura 2.9B Posibles propiedades a calcular con Refprop	22
Figuras 2.10A Comparación modelo inicial y modelo a partir de datos Refprop	24
Figuras 2.10B Comparación modelo inicial y modelo a partir de datos Refprop	25
Figuras 2.10C Comparación modelo inicial y modelo a partir de datos Refprop	25
Figura 3.1 Ejemplo microturbina de Gas	26
Figura 3.2 Esquema ciclo completo	26
Figura 3.3 Diagrama de Balje	27
Figura 3.4 Representación ciclo Brayton Simple Regenerativo	30
Figura 3.5 Diagrama de Balje, compresor, línea de Cordier	31
Figura 3.6 Diagrama de Balje, compresor, $N_s$ , $D_s$ determinadas	32
Figura 3.7 Intercambiador contracorriente	33
Figura 3.8 Diagrama de Balje, turbina, línea de Cordier	34
Figura 3.9 Diagrama de Balje, turbina, $N_s$ , $D_s$ determinados	35
Figura 3.10 Diagrama H-S Brayton simple regenerativo	35
Figura 3.11 Esquema ciclo Brayton Inverso, diferenciando puntos	39
Figura 3.12 Balance calor aportado en recuperador	40
Figura 3.13 Diagrama de Balje, turbina, $N_s$ , $D_s$ determinadas, ciclo Brayton inverso	41
Figura 3.14 Diagrama de Balje, compresor, $N_s$ , $D_s$ , determinadas, ciclo Brayton inverso	43
Figura 3.15 Diagrama H-S Brayton inverso regenerativo.	44

---

Figura 3.16A Influencia mejora recuperador para una masa fijada en 0.056kg/s	47
Figura 3.16B Influencia mejora recuperador para una masa fijada en 0.092kg/s	47
Figura 3.17 Comparación, diagrama H-S ciclo Brayton simple e inverso	49
Figura 3.18 Diagrama Sankey Ciclo Brayton Simple regenerativo	55
Figura 3.19 Diagrama Sankey Ciclo Brayton Inverso regenerativo	55
Figura 4.1 Mapa mundial sobre la necesidad de agua en zonas del planeta	56
Figura 4.2 Mapa mundial con la radiación horizontal incidente por zonas.	56
Figura 4.3 Proceso de ósmosis	57
Figura 4.4 Proceso de ósmosis inversa	57
Figura 4.5 Esquema completo sistema	58

# Glosario

---

$\alpha$	Absortividad
$\Theta$	Ángulo de borde
A	Área
$\Delta$	Variación de temperatura con respecto a la fijada a la entrada de la turbina
Cp	Calor específico aire
M	Caudal másico
Kint	Coefficiente de película interior
Kext	Coefficiente de película exterior
Krec	Perdida carga recuperador.
$\Sigma$	Constante de Stefan Boltzman
$\mu$	Desviación estándar

---

D	Diámetro
Ds	Diámetro angular específico.
F	Distancia focal
$\varepsilon$	Eficiencia
E	Emisividad
H	Entalpía
G	Flujo másico superficial
$\gamma$	Coefficiente de dilatación adiabática
I	Irradiancia
NTU	Número de unidades de transferencia
Ns	Velocidad angular específica
N	Velocidad angular
RC	Relación de compresión
RE	Relación de expansión
Ro	Densidad
Pc	Pérdidas convectivas
Pr	Pérdida radiante
W	Potencia
Q	Potencia térmica
r	Radio
$\Lambda$	Reflectividad
$\eta$	Rendimiento
T	Temperatura
$\tau$	Transmisividad
U	Coefficiente de trasmisión global

# 1 INTRODUCCIÓN

---

«La ciencia no es sino una perversión de sí misma, a menos que tenga como objetivo final el mejoramiento de la humanidad».

- Nikola Tesla

Este trabajo fin de grado versa sobre la incipiente necesidad de transformación del modelo energético de la sociedad. Desde hace ya años se ha ido haciendo palpable esta necesidad de cambio. El hecho de continuar con este ritmo de consumo, transporte y crecimiento económico conllevaría consecuencias nefastas para nuestra sociedad en general y para nuestro modelo de vida en particular. Ante esta situación, se plantean diversas soluciones, las cuales deben de ser llevadas en conjunto por las diferentes instituciones partícipes. Para ello, las universidades, gobiernos y ciudadanos deben de cooperar para alcanzarlos.

Hacen faltan medidas críticas, creativas y que amplíen horizontes, es por ello por lo que se hace de vital importancia la participación del mayor número de personas.

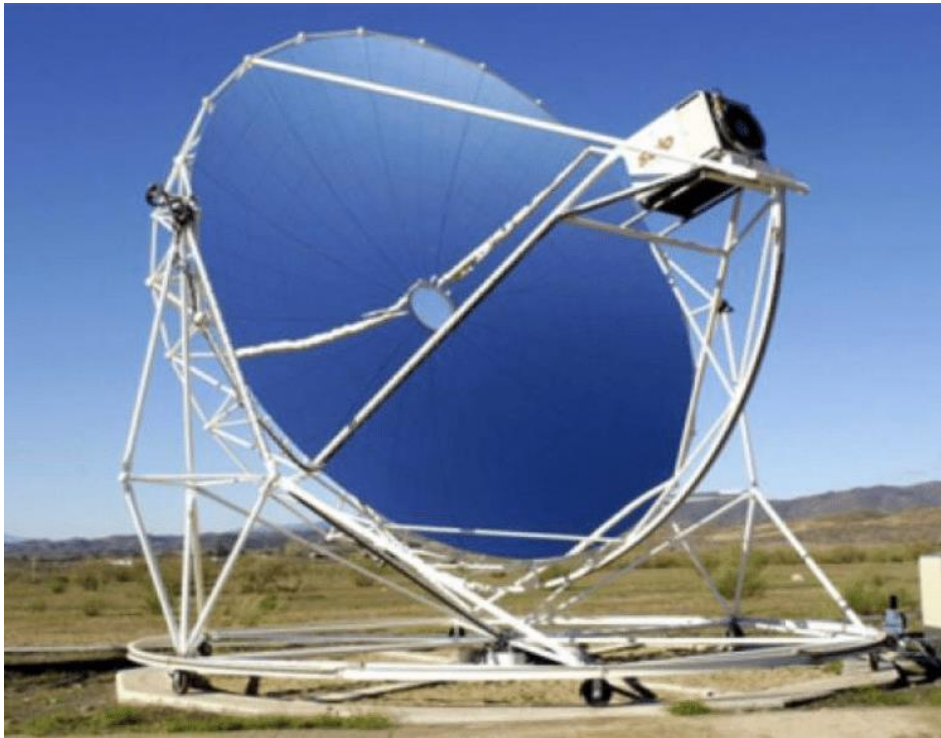
En este sentido, se estudia la tecnología como piedra angular de estas medidas, como forma de conectar y facilitar la vida de las personas. En concreto, se estudia la potencialidad del desarrollo de las tecnologías energéticas. Yendo más en profundidad, se analiza la idea de aprovechar los recursos existentes en el planeta y que no supongan el aumento del calentamiento global hasta límites insostenibles. En esta vía de desarrollo sostenible y tecnologías energéticas se inscribe el tema de la energía solar.

La energía solar puede satisfacer numerosas necesidades. Producir electricidad, agua caliente sanitaria, desalación, etc. Numerosas aplicaciones que han sido estudiadas, desarrolladas y comercializadas en las últimas décadas. En este sentido, cada vez más, el mercado energético se está abriendo a este tipo de tecnologías renovables. Dicha apertura es la consecuencia de su competitividad económica con otro tipo de tecnologías y la apuesta que desde las instituciones gubernamentales se está haciendo hacia esta **transición energética**.

Desde el punto de vista técnico, la energía solar se divide en dos grandes grupos, la fotovoltaica y la de concentración solar. En este proyecto se comentará el tema de la **energía solar térmica de concentración**. Más en concreto, se tratará su posible integración con una microturbina de gas y el aprovechamiento de los excedentes de dicho proceso. Buscando siempre la optimización, el ahorro y la eficiencia del proceso. En conclusión, se puede decir que el motivo de este trabajo fin de grado es **entender mejor estas tecnologías y su aplicabilidad**.

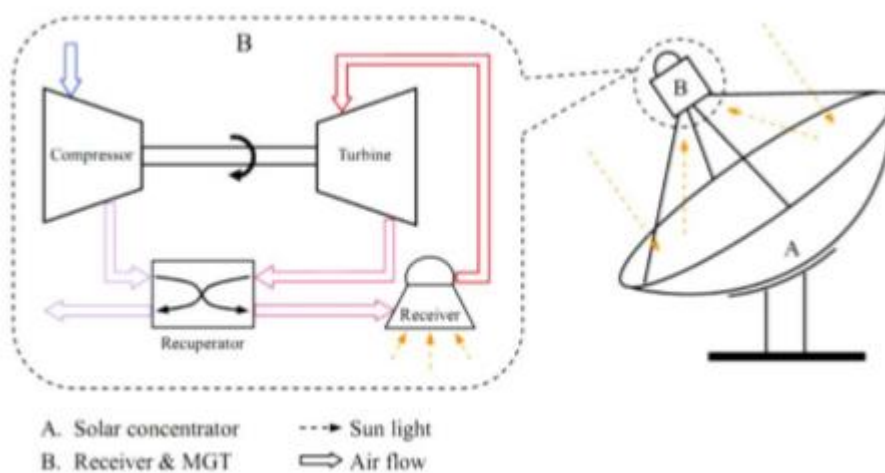
Dentro de la energía solar de concentración, los sistemas más desarrollados son: cilindro parabólico, Fresnel, concentrador de torre y Disco Parabólico (Stirling). El estudio de este proyecto se centra en este último sistema. Esta tecnología consiste en aprovechar la energía térmica proveniente del sol, a partir de un disco parabólico que concentra en un punto, el cual aumenta mucho su temperatura. Esto último hace que sea un proceso eficiente, si bien es cierto que esta no es la única ventaja que presenta este tipo de sistema ya que también destaca por su modularidad y su uso como tecnología aislada, debido al hecho de que no precisa del uso de agua o la necesidad de estar conectado a la red.

Como se puede comprobar en **fig1.1**. La estructura solar lleva acoplada un motor térmico. En el caso de dicha imagen, es un motor Stirling que presenta la ventaja de su rendimiento (30%, cercano al rendimiento de Carnot), como se ha comentado anteriormente. Sin embargo, y debido a la escasa apuesta que se ha llevado a cabo, es una tecnología poco madura y que precisa de mucho mantenimiento, lo que eleva su coste de operación.



**Fig. 1.1** Captador Stirling

En este contexto, se plantea el estudio del acoplamiento de una microturbina de gas, la cual potencialmente podría paliar las desventajas existentes en el motor Stirling. Dicha idea es obtenida a partir del proyecto OMSoP, en el cual participan diversas universidades y empresas del panorama energético, entre ellas la Universidad de Sevilla.



**Fig. 1.2** Esquema OMSoP

El principal objetivo de este proyecto es encontrar soluciones técnicas que hagan desarrollar el estado del arte en el que se encuentra dicha tecnología. Para mejorar la realización y disminuir los costes del conjunto microturbina-concentrador solar se hacen necesarias este tipo de proyectos de innovación. En cuanto a la aplicabilidad de esta tecnología se busca sobre todo potenciar su ventaja como sistema para zonas aisladas.



**Fig. 1.3 Mercados potenciales para la tecnología de concentración solar.**

Como se puede comprobar es un mercado amplio y diverso, lo cual indica que se deberán buscar diferentes soluciones en función de las diferentes situaciones y condiciones en las que se sitúe el sistema. Es este momento en el que entra el tema del aprovechamiento energético y diversas vías en las que se puede complementar el conjunto Disco-Microturbina. Algunas, ya estudiadas como la destilación (trabajo fin de grado de Miguel Rollán) y otras nuevas como lo son la ósmosis inversa o nanofiltración para depuración de agua o el acoplamiento de un sistema orgánico mediante un ciclo Rankine. Todo ello en función de su cercanía o lejanía al mar, de su irradiación media o del uso doméstico o industrial que se le quiere dar.





## 2 CAPTADOR SOLAR-ABSORBEDOR

*Texto elaborado por Francisco J. Rodríguez Tamayo,  
estudiante de Ingeniería de la Energía de la Escuela Técnica  
Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla*

SE realiza un modelo matemático para explicar la parte técnica y termodinámica del proyecto. Para la correcta parametrización y optimización del sistema disco-microturbina, éste se divide en 4 partes. Dichas partes son el concentrador, el receptor, la microturbina y la parte de aplicación de la potencia eléctrica producida (nanofiltración, ósmosis inversa).

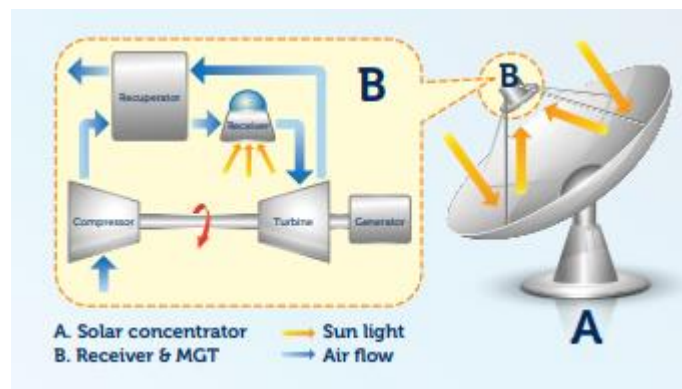


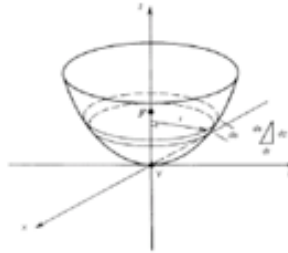
Fig. 2.1. Esquema sistema completo

### 2.1 Concentrador

Para el primer apartado se tomará como punto de partida (input) la irradiancia solar directa,  $I$ . Dicha radiación llegará a la superficie reflectora del receptor y se verá reflejada en la cavidad del absorbedor. Por tanto, esta primera parte del modelo tendrá como salida (output) la potencia y eficiencia óptica del concentrador. Para su correcto estudio se tendrá en cuenta tanto la parte geométrica como la termodinámica. Se realizará una simulación a partir de unos datos predeterminados estándar.

### 2.1.1 Geometría

La representación del área que queremos parametrizar es la siguiente:

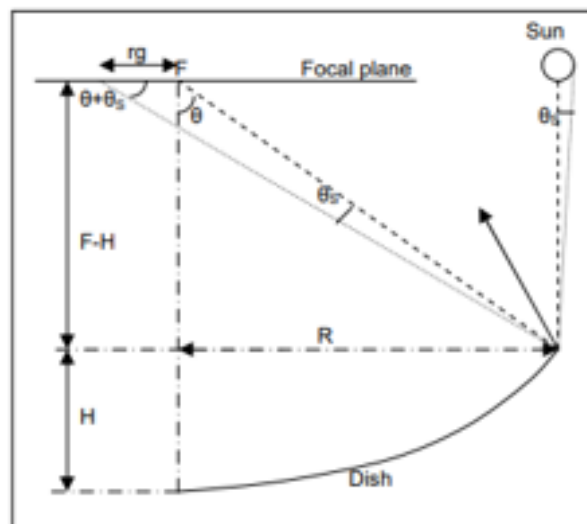


**Fig. 2.2 Geometría captador**

Se supone una geometría esférica en lugar de una parabólica. Para calcular su superficie realizamos la siguiente integral de línea:

$$A_s = \int_0^{d/2} dA_s = \frac{8\pi F^2}{3} \left\{ \left[ \left( \frac{D}{4F} \right)^2 + 1 \right]^{3/2} - 1 \right\} \quad \text{Ec 2.0}$$

Donde F es la distancia al plano focal, D es el diámetro del disco (concentrador) y f es la relación entre F y D. Por otro lado, tenemos  $\Theta$  que es el ángulo con el que reflejan los rayos solares. Al no ser estos totalmente paralelos y tener el disco imperfecciones geométricas se define un  $\Theta_s$ , error de reflexión. Se supone constante e igual a 7 mrad acorde a los datos establecidos. Dicho error supone una desviación de la mancha solar en el plano focal (ya que la radiación no se refleja sobre un punto sino sobre una superficie) que se nombra como rg. Representación tomada del Proyecto OMSoP:



**Fig. 2.3 Proyección plano focal**

Para minimizar el tamaño de la mancha solar y maximizar la concentración solar se toman como referencia los valores obtenidos, que indican que el  $f$  óptimo está en el rango 0.55-0.7. El rendimiento de la reflexión ( $\eta_c$ ) del concentrador se supone de un 95 %. Esta suposición se basa en el proyecto OMSoP, en el que se tienen en cuenta los distintos aspectos de deformidad e incidencia de los rayos. Se representan los valores experimentales obtenidos en el proyecto. Se llama  $C$  a la relación de concentración solar y se expresa de la siguiente manera:

$$C = \frac{1}{4 \frac{r_g}{D_{con}}} \quad \text{Ec. 2.1}$$

f	Tracking error		$\theta_s = 7 \text{ mrad}$		$\theta_s = 10 \text{ mrad}$	
	$\Theta$	$\Theta$	$r_g/D$	C	$r_g/D$	C
(-)	(rad)	(°)	(-)	(suns)	(-)	(suns)
0.30	1.39	79.61	0.02052	594	0.02982	281
0.35	1.24	71.08	0.01165	1843	0.01679	887
0.40	1.12	64.01	0.00902	3076	0.01296	1488
0.45	1.01	58.11	0.00789	4014	0.01133	1948
0.50	0.93	53.13	0.00736	4615	0.01056	2243
0.55	0.85	48.89	0.00712	4928	0.01021	2398
<b>0.60</b>	<b>0.79</b>	<b>45.24</b>	0.00705	5030	0.01010	2449
0.65	0.73	42.08	0.00708	4985	0.01014	2429
0.70	0.69	39.31	0.00718	4847	0.01029	2363
0.75	0.64	36.87	0.00733	4653	0.01050	2269
0.80	0.61	34.71	0.00751	4428	0.01076	2161
0.85	0.57	32.78	0.00772	4190	0.01106	2045
0.90	0.54	31.05	0.00795	3951	0.01138	1929
0.95	0.51	29.49	0.00820	3717	0.01174	1815
1.00	0.49	28.07	0.00846	3492	0.01211	1706
1.05	0.47	26.78	0.00873	3279	0.01249	1602
1.10	0.45	25.61	0.00901	3079	0.01289	1505
1.15	0.43	24.53	0.00930	2893	0.01330	1413
1.20	0.41	23.54	0.00959	2719	0.01372	1329
1.25	0.39	22.62	0.00989	2557	0.01414	1250
1.30	0.38	21.77	0.01019	2408	0.01457	1177

Tabla 2.1 Valores experimentales en función de F

### 2.1.2 Distribución Gaussiana

Para la parametrización del concentrador hay que tener en cuenta cómo reflejan los rayos en el plano focal. Para ello se toma como hipótesis que sigue una distribución normal, con  $3\mu=rg$ , ya que supondría que un 99.7% de los rayos estarían incluidos en dicha hipótesis.

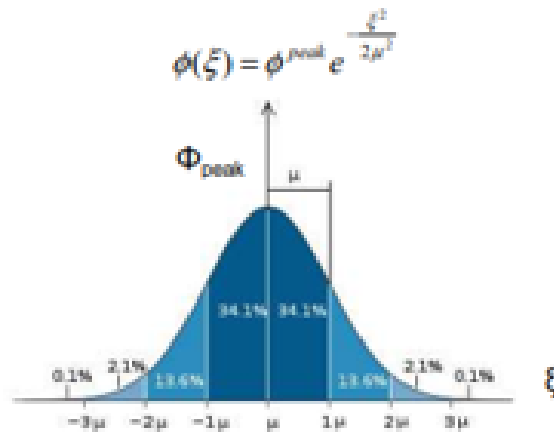


Fig. 2.4 Distribución Gaussiana

La desviación típica real sería la de un disco esférico no parabólico, por tanto, tomando como referencia los resultados del proyecto OMSoP. La primera suposición asumida, para el desarrollo del modelo simplificado  $rg=3\mu$ , tiene que ser reinterpretada con una hipótesis más real. Por ello se toma la equivalencia  $2rg=3\mu$  que tiene mayor correspondencia entre el modelo simplificado y el detallado realizado por el método de “ray tracing”.

En dicho modelo simplificado se calcula el factor de forma entre el concentrador y el absorbedor.

Sabiendo dicha distribución, calculamos el rendimiento que tiene la incidencia en el plano focal y vemos que depende del radio de apertura del receptor,  $r_{rcv}$ ,

$$\eta_{opt} = 1 - e^{-\frac{r_{rcv}^2}{2\mu^2}} \tag{Ec2.2}$$

Para alcanzar el radio de apertura óptimo del receptor, se hace balance entre dos efectos:

- Mayor tamaño del receptor supone mayores pérdidas térmicas.
- Mayor tamaño del receptor supone un menor desbordamiento de la superficie que forman los rayos solares reflejados con respecto a la apertura de la cavidad y por tanto su eficiencia óptica será mayor.

La solución será un compromiso entre ambos efectos, es decir hay que tener en cuenta lo que ocurre en el receptor.

### 2.1.3 Datos simulación

Para la comprobación del modelo establecido se han utilizado los siguientes Inputs

F (m)	D (m)	$\Theta_s$ (rad)	I (W/m <sup>2</sup> )	$\eta$ reflexión concentrador.
7,04	11,73	0,007	1000	0,95

**Tabla 2.2 Inputs datos de simulación**

Basado en los datos propuesto por Innova en el documento 1.5 “Optimized dish design” en la parte de “performance analysis”.

### 2.1.4 Resultados

Dando como resultado en el Excel:

Receptor (W)	Incidencia Plano focal $\eta$
82847	0,80

**Tabla 2.3 Outputs, simulación receptor solar**

## 2.2 Receptor solar

La energía captada y concentrada en el plano focal debe ser transmitida a la corriente de aire ( $c_p=7/2 \cdot R$ ). Todo ello ocurre en el receptor que es de tipo volumétrico. Para su elección me he basado en proyectos ya existentes como el OMSoP. Dicho receptor está cerrado por un cristal que atenúa las pérdidas por convección y radiación, que mejora su comportamiento a altas temperaturas en comparación con el directamente irradiado. Todo lo contrario, ocurre a bajas temperaturas ya que el efecto de las pérdidas por reflexión en el cristal de los cerrados es más importante que las de radiación o convección a esta temperatura.

El funcionamiento del receptor se basa en la idea de que los rayos solares concentrados atraviesan el cristal e impactan contra el absorbedor. Dicho absorbedor está refrigerado por una corriente de aire que lo mantiene a una temperatura constante mientras que la temperatura de aire sube. Este aire caliente pasará luego a la microturbina.

Para calcular la potencia radiante concentrada en la apertura del receptor  $I_b$  se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q_{con} = I_b A_{rcv} \tag{Ec2.3}$$

Donde  $Q_{con}$  es la potencia térmica concentrada por el disco parabólico en la apertura de receptor, como ya vimos en el modelo del concentrador.

Para esta parte se toma como referencia el modelo de OMSoP y se hace un balance tanto en el cristal, como en la cavidad, como en el absorbedor.

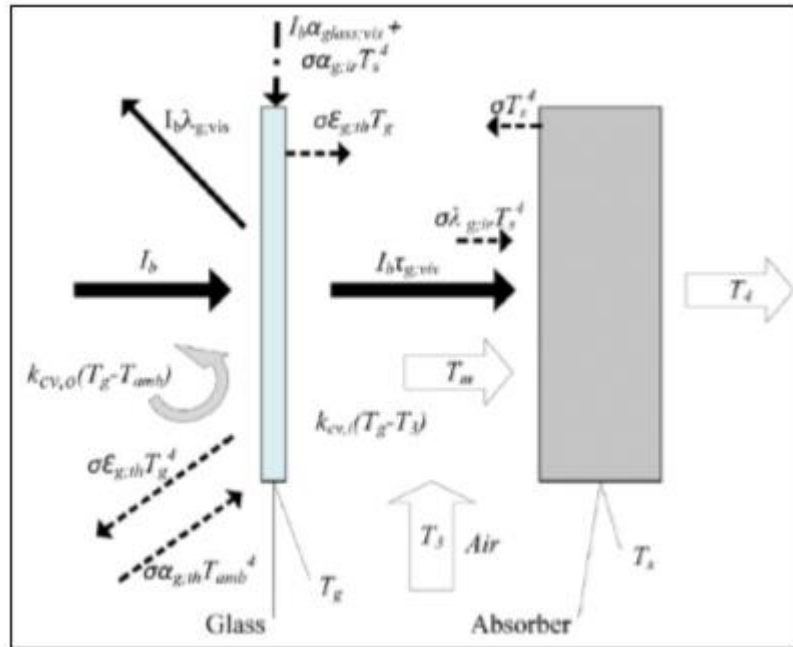


Fig. 2.5 Representación del balance energético

### 2.2.1 Cristal

El cristal se supone un cuerpo gris en el que incide la radiación proveniente del concentrador. Para realizar el balance tenemos en cuenta la radiación absorbida y emitida por el cristal. Por otro lado, también se tiene en cuenta el efecto de la convección tanto externa como interna. Se suponen los coeficiente de película, sabiendo que se trata de convección libre (exterior) y forzada (interior)  $5 \text{ (W/K}\cdot\text{m}^2)$  y  $150 \text{ (W/K}\cdot\text{m}^2)$ , respectivamente.

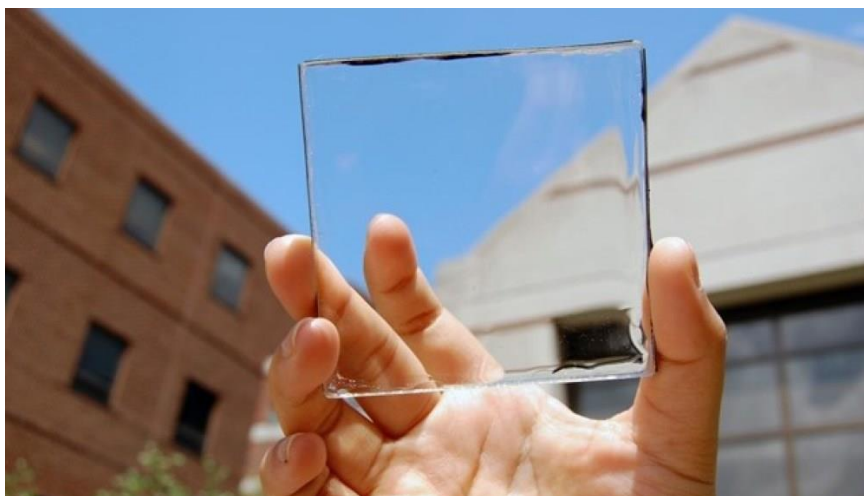


Fig. 2.6 Cristal de sílice

Donde  $k_{cv,o} = f(Nu(\theta))$ , donde Nu es el número de Nusselt y  $\theta$  el ángulo entre el cristal del receptor y el horizonte

El material de cristal elegido es sílice y sus propiedades son:

Propiedad óptica	Visible	Infrarroja (1373K)	Térmica (600K)
$\alpha y \varepsilon$	0,01	0,326	0,8
$\tau$	0,851	0,549	-
$\lambda$	0,136	0,125	-

**Tabla 2.4 Datos silicio, propiedades ópticas**

El balance energía en el cristal es el siguiente:

$$I_b \alpha_{g,vis} + \sigma(\alpha_{g,th} T_{amb}^4 + \alpha_{g,ir} T_s^4 - 2\varepsilon_{g,th} T_g^4) - k_{cv,o}(T_g - T_{amb}) = k_{cv,i}(T_g - T_3) \quad \text{Ec2.4}$$

Donde  $\alpha_g$  y  $\varepsilon_g$  representan las propiedades ópticas del cristal, absorptividad y emisividad, a la temperatura del absorbedor (subíndice ir) y a la temperatura del cristal (subíndice th), dichos datos están proporcionados en la Tabla 2.4. Además,  $\sigma$  es la constante de Stefan– Boltzman. Además,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente,  $T_g$  es la temperatura del cristal,  $T_3$  es la temperatura de entrada del aire al receptor Finalmente,  $k_{cv,i}$  y  $k_{cv,o}$  son los coeficientes de transferencia convectiva en el interior y exterior del receptor, respectivamente.

### 2.2.2 Cavidad

En la cavidad una cierta cantidad de aire entra a  $T_3$  y se calienta hasta  $T_4$ .

$$G C_p (T_4 - T_m) = I_b \tau_{g,vis} + \sigma(\varepsilon_{g,th} T_g^4 - T_s^4 + \lambda_{g,ir} T_s^4) \quad \text{Ec2.5}$$

Balance de energía de la Cavidad

Donde  $\tau_g$  y  $\lambda_g$  son las propiedades ópticas del cristal, transmisividad y reflectividad respectivamente, en el rango visible (subíndice vis), a la temperatura del absorbedor (subíndice ir); las otras propiedades y temperaturas están ya nombradas anteriormente. El flujo de masa superficial se define como G y es el cociente entre la masa de aire exterior que entra (kg/s) y la superficie del receptor ( $m^2$ ).  $C_p$  es el calor específico del aire que se supone  $7/2 \cdot R$ , con R, la constante de los gases ideales.

### 2.2.3 Absorbedor

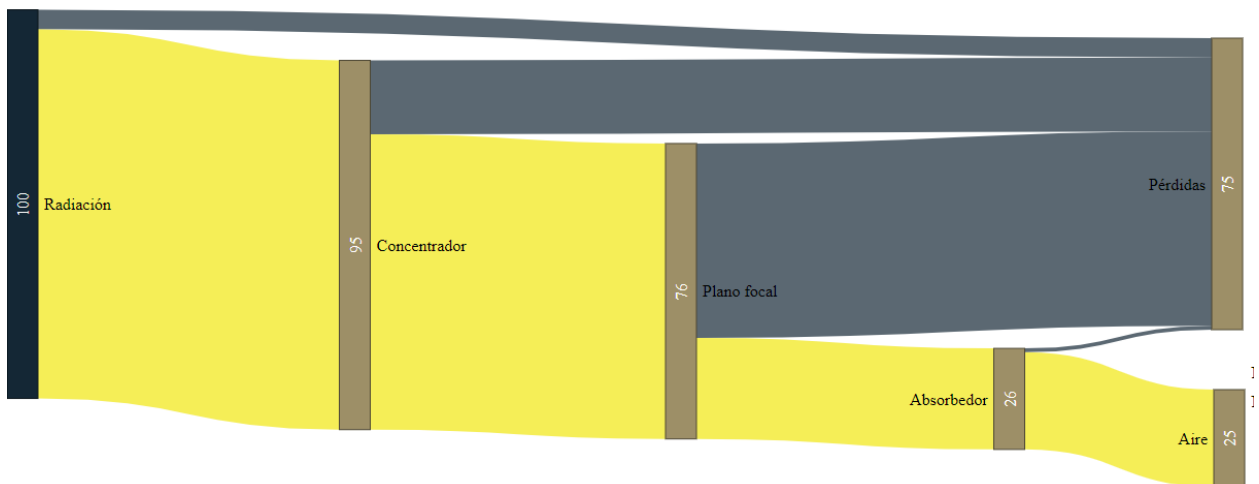
El absorbedor se supone un cuerpo negro de emisividad uno. El aumento de temperatura del caudal de aire se debe a la transmisión de calor por convección interna.

$$Gc_p(T_m - T_3) = k_{cv,i}(T_g - T_3) \tag{Ec2.6}$$

### 2.2.4 Resultados

Se han valorado dos opciones con y sin aislante interior; los resultados son los siguientes:

#### 2.2.4.1 Sin aislante



**Fig. 2.7 Diagrama de Sankey**

Con este diagrama de Sankey comprobamos el rendimiento que tiene el conjunto concentrador-absorbedor. A destacar las pérdidas debidas a la radiación, sobre todo.

En este primer modelo hay muchas pérdidas en el cristal, esto es debido a que no se ha tenido en cuenta el aislante interior que tiene el cristal que impide que haya pérdidas hacia el exterior de la cavidad, es decir todas las pérdidas se pueden reducir a las radiantes y las convectivas externas.

Eficiencia $\eta$	Concentrador	Incidencia Plano focal	Cavidad	Térmica	Convectiva	Cristal	TOTAL
	0,95	0,80	1	0,99	0,97	0,35	0,26



**Tabla 2.5 Outputs del conjunto captador-absorbedor**

En cuanto a la potencia se obtiene lo siguiente:

Potencia solar (W)	Potencia útil (W)
108065	27844

**Tabla 2.6 Outputs, Potencia absorbedor sin aislante térmico interior**

La potencia térmica transferida al aire que entrará en la microturbina de gas supone un 25% de lo que incide en el concentrador solar.

**2.2.4.2 Con aislante interior**

Propuesta: hacer lo mismo con un aislante interior. Todas las pérdidas convectivas internas irían a parar a el aire. Entonces las pérdidas se reducirían a pérdidas radiantes y pérdidas convectivas externas, PR y PC.

$$PR = A_{rcv} (I_b \lambda_{g,vis} + \sigma (\epsilon_{g,th} T_g^4 + \tau_{g,ir} T_s^4)) \tag{Ec2.7}$$

$$PC = A_{rcv} k_{cv,o} (T_g - T_{amb}) \tag{Ec2.8}$$

Donde todos los parámetros están previamente definidos, excepto Arev que es el área del receptor.

Con esto obtenemos los siguientes parámetros, mucho más cercanos a los planteados con los otros modelos:

Inputs	I(W/m2)	D (m)	Θs (rad)	Radio Receptor(m)	T4=Ts (K)	AIRE SALIDA
	780	7	0,007		0,082	1073
Outputs	m (kg/s)	Tg (K)	Potencia solar (W)	Potencia UTIL (W)	Eficiencia TOTAL	
		1058	30017	24097	0,80	

**Tabla 2.7 Resultados con aislante interior**

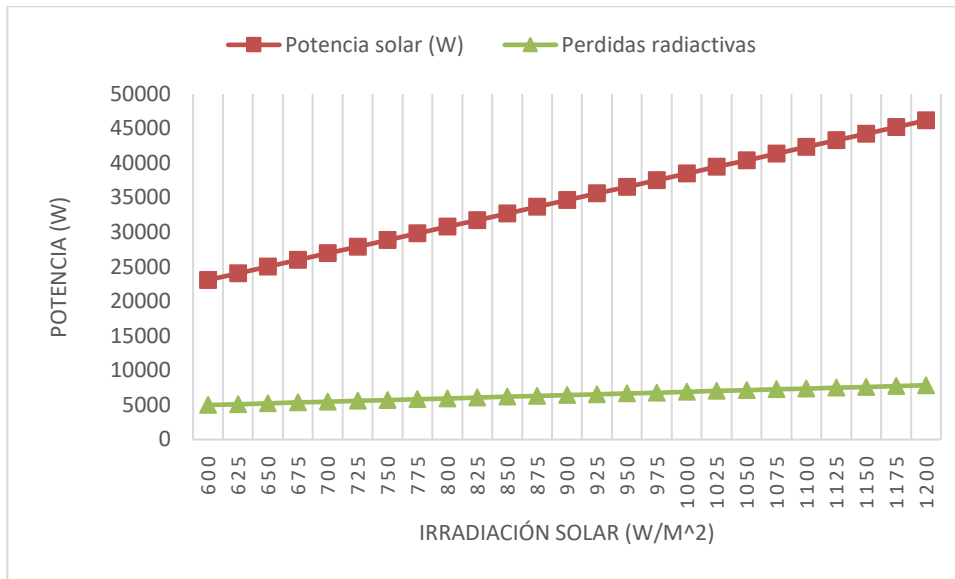
Se ha conseguido un modelo para el conjunto disco-absorbedor en el que a partir de unos datos de entrada como lo son la irradiancia, geometría del disco, geometría del receptor y temperatura de salida del aire, se obtiene la cantidad de aire de entrada, la temperatura del cristal, la potencia que llega al concentrador, la que se transmite al aire y la eficiencia del proceso. Por lo que se concluye que se ha conseguido lo que se planteaba para esta primera parte del trabajo.

## 2.2.4.2.1 Variación en la irradiación

Finalmente, se han realizado unos pequeños ajustes para obtener los datos más reales posibles. Se han tomado los datos de la tabla 2.4 para obtener los datos más cercanos a la realidad del silicio. Además, se ha variado la radiación solar para ver cómo influye en la eficiencia tanto del concentrador como la del absorbedor. Los resultados son los de la tabla 2.8. En dicha tabla se puede comprobar que para unos valores fijos de la geometría del captador y del receptor se obtiene un rendimiento constante en el captador. La irradiación solar, en cambio, sí tiene un efecto notable positivo en la eficiencia del captador. Si las pérdidas por radiación aumentan con la irradiación solar, ¿por qué mejora la eficiencia a medida que aumenta este parámetro? Esto es debido a que un aumento de la irradiación también conlleva un aumento de la potencia solar y, en este caso, este segundo factor prevalece frente al primero, por lo que, a mayor irradiación, mejor eficiencia. Dicho suceso se puede ver en la Fig. 2.8.

<b>Irradiación (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Eficiencia concentrador</b>	<b>Eficiencia Absorbedor</b>	<b>Eficiencia Total %</b>
600,00	0,91	0,73	0,66
625,00	0,91	0,73	0,66
650,00	0,91	0,74	0,67
675,00	0,91	0,74	0,67
700,00	0,91	0,75	0,68
725,00	0,91	0,75	0,68
750,00	0,91	0,75	0,68
775,00	0,91	0,76	0,69
800,00	0,91	0,76	0,69
825,00	0,91	0,76	0,69
850,00	0,91	0,77	0,70
875,00	0,91	0,77	0,70
900,00	0,91	0,77	0,70
925,00	0,91	0,77	0,70
950,00	0,91	0,78	0,71
975,00	0,91	0,78	0,71
1000,00	0,91	0,78	0,71
1025,00	0,91	0,78	0,71
1050,00	0,91	0,79	0,71
1075,00	0,91	0,79	0,71
1100,00	0,91	0,79	0,72
1125,00	0,91	0,79	0,72
1150,00	0,91	0,79	0,72
1175,00	0,91	0,79	0,72
1200,00	0,91	0,80	0,72

Tabla 2.8 Eficiencia en función de la radiación solar



**Fig. 2.8 Potencias con respecto a la irradiación solar**

Cabe destacar, en este punto que las pérdidas convectivas permanecen constantes. Esto no es real ya que la variación del caudal de aire que se produce debido a la variación de la radiación solar y el posterior ajuste de la temperatura de entrada a la turbina constante conllevaría que el coeficiente de película interior varíe. Podría ser una mejora posible del modelo realizado.

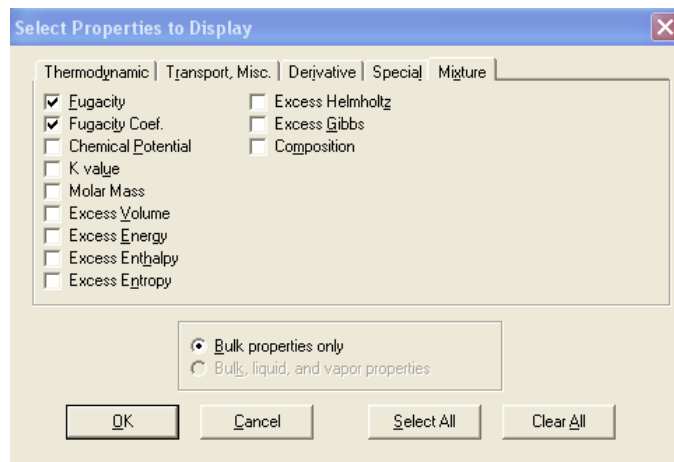
2.2.4.2.2 Ajuste cp

Otra mejora posible es no realizar la hipótesis de gases ideales para aire seco o húmedo. Dicha mejora se ha probado con el programa REFPROP con el siguiente procedimiento:

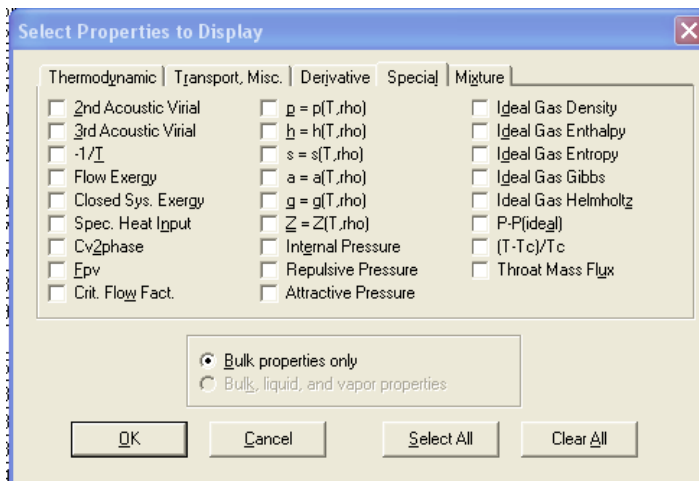
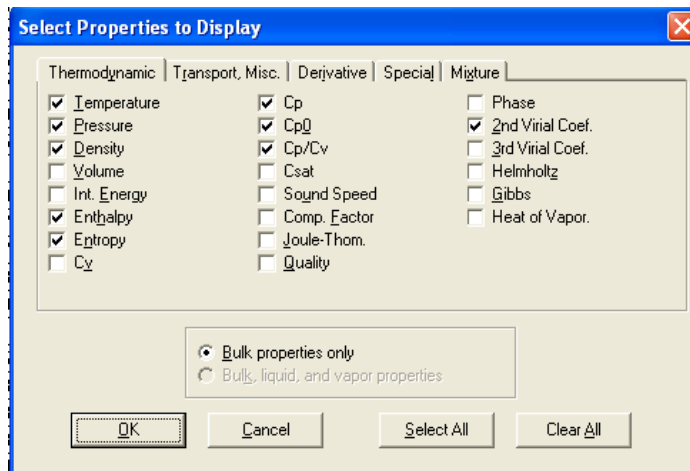
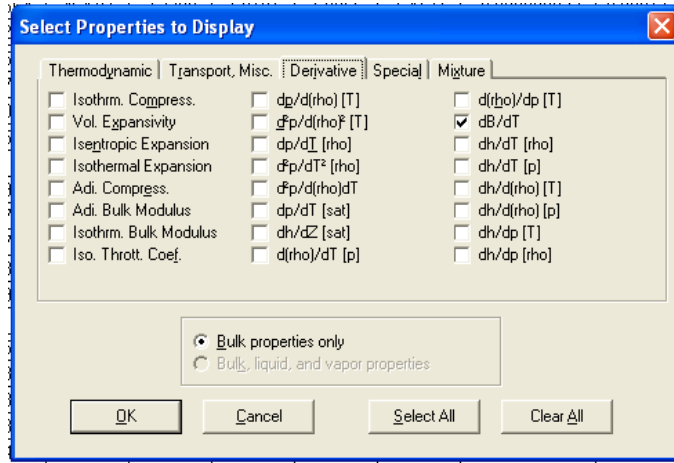
Se busca obtener la función Cpm, utilizando el formulario de termodinámica y las tablas de propiedades de REFPROP con las especificaciones mostradas a continuación.

Se suponen condiciones estándar de gas ideal a presión atmosférica. Se obtiene con REPROP coeficiente del virial y su derivada para luego parametrizar y obtener la función de Cpm requerida.

Conviene mostrar las posibles propiedades calculadas con el REFPROP, las siguientes serán las necesarias:



**Fig. 2.9A Propiedades Refprop**



**Fig. 2.9B Propiedades Refprop**

Esto se muestra para ver la potencialidad de dicho proyecto y como se podrían parametrizar las propiedades del aire seco a partir de los datos obtenidos en REFPROP. En este caso, se establece presión constante 0.1 kPa y se varía la temperatura desde 280 K a 1400K para tener un rango alto de temperatura de operación.

Se establece  $C_{pm}$  como:

$$C_{pm} = \frac{(H_{m2} - H_{m1})}{(T_2 - T_1)} \quad \text{Ec2.9}$$

Para el cálculo de la variación de entalpía se hace uso del formulario de termodinámica.

$$H_m(T_2, p_2) - H_m(T_1, p_1) = \int_{T_1}^{T_2} \dot{C}_{pm}(T, p=0) \cdot dT + \left[ B(T_2) - T_2 \cdot \frac{dB(T_2)}{dT} \right] \cdot p_2 - \left[ B(T_1) - T_1 \cdot \frac{dB(T_1)}{dT} \right] \cdot p_1$$

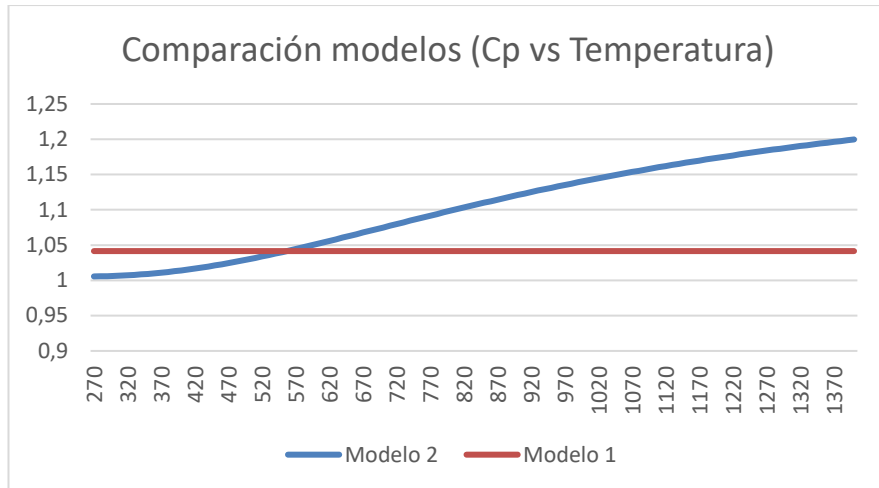
Ec2.10

Se supone una  $T_2$  de salida, en este caso la calculada, 1173 K. Se calcula  $C_{pm}$  y se hace una iteración para obtener la temperatura de salida utilizada finalmente. Con esta corrección se han obtenido los siguientes datos de eficiencia con respecto a irradiación solar:

Radiación (W/m <sup>2</sup> )	Eficiencia concentrador	Eficiencia Absorbedor	Eficiencia Total %
600,00	0,91	0,74	0,67
625,00	0,91	0,75	0,68
650,00	0,91	0,75	0,68
675,00	0,91	0,75	0,68
700,00	0,91	0,76	0,69
725,00	0,91	0,76	0,69
750,00	0,91	0,77	0,69
775,00	0,91	0,77	0,70
800,00	0,91	0,77	0,70
825,00	0,91	0,77	0,70
850,00	0,91	0,78	0,71
875,00	0,91	0,78	0,71
900,00	0,91	0,78	0,71
925,00	0,91	0,78	0,71
950,00	0,91	0,79	0,71
975,00	0,91	0,79	0,72
1000,00	0,91	0,79	0,72
1025,00	0,91	0,79	0,72
1050,00	0,91	0,79	0,72
1075,00	0,91	0,80	0,72
1100,00	0,91	0,80	0,72
1125,00	0,91	0,80	0,72
1150,00	0,91	0,80	0,73
1175,00	0,91	0,80	0,73
1200,00	0,91	0,80	0,73

Tabla 2.9 Eficiencia en función de radiación solar ( $C_p$  ajustada con Refprop)

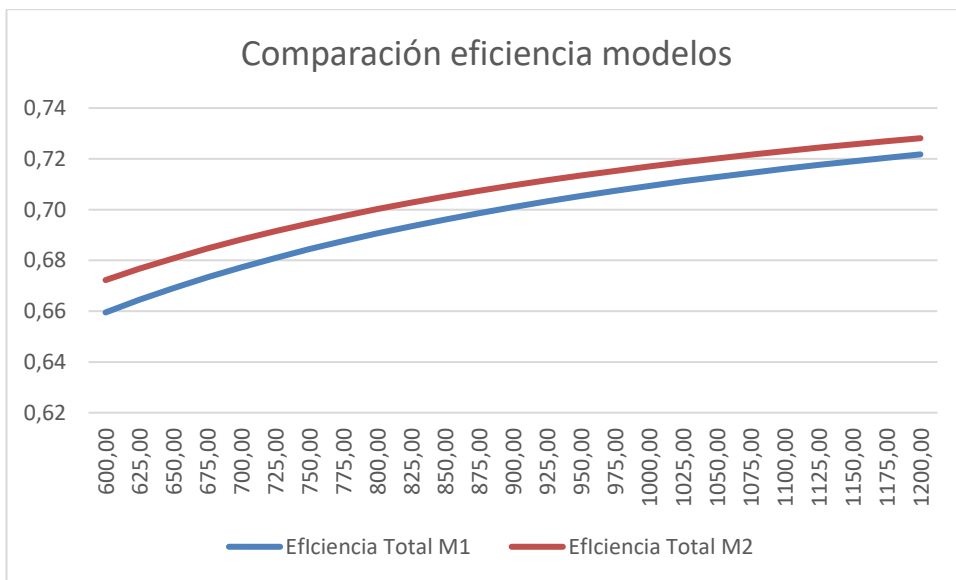
Se llega a un 70 % de eficiencia total para la irradiación tomado de 780 W/m<sup>2</sup>. Estos datos cuentan con una mayor precisión ya que tienen en cuenta la evolución de  $C_{pm}$ . Si comparamos los dos modelos, nos queda lo siguiente:



**Fig. 2.10.A Comparación de modelos**

Los datos utilizados parten del programa REFPROP el cual es referencia en el panorama termodinámico por lo que el modelo ha mejorado. Otra posible mejora sería parametrizar el aire húmedo.

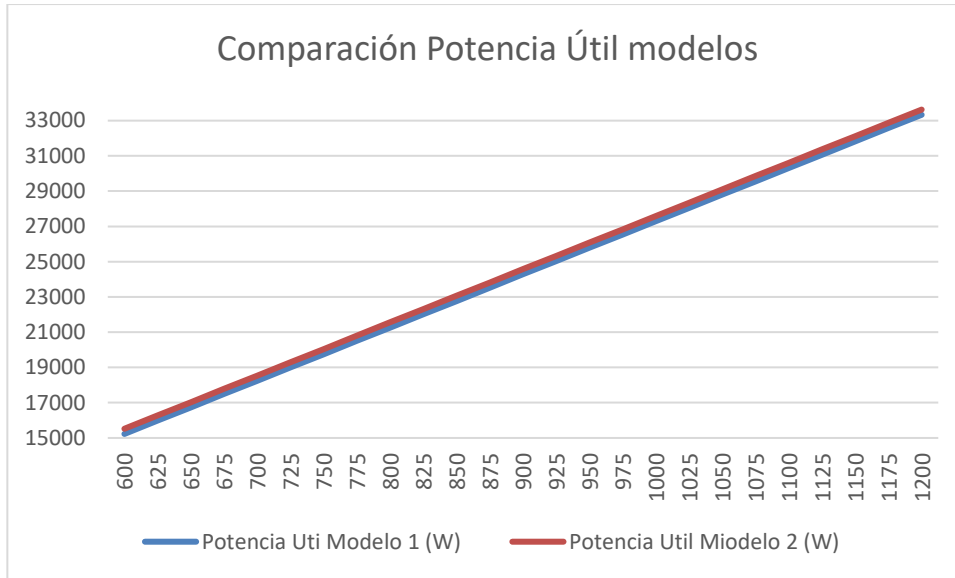
El resultado final es el siguiente, para la comparación del primer modelo con respecto al segundo:



**Fig. 2.10.B Eficiencia modelos**

Se obtiene una pequeña diferencia en ambos modelos.

En caso de la potencia se obtiene lo siguiente:



**Fig. 2.10.C Potencia modelos**

En este caso se ve una diferencia mucho menos notoria para ambos modelos con lo que se concluye que sólo tendrá sentido si se está realizando un trabajo en el que se necesite mucha precisión.

En conclusión, el aporte térmico realizado del conjunto captador-absorbedor con las características planteadas (Tabla 2.9) es el siguiente:

$$Q_{rv} \text{ (kW)}$$

$$20,58$$

**Tabla 2.10 Output, potencia térmica transferida a la microturbina**

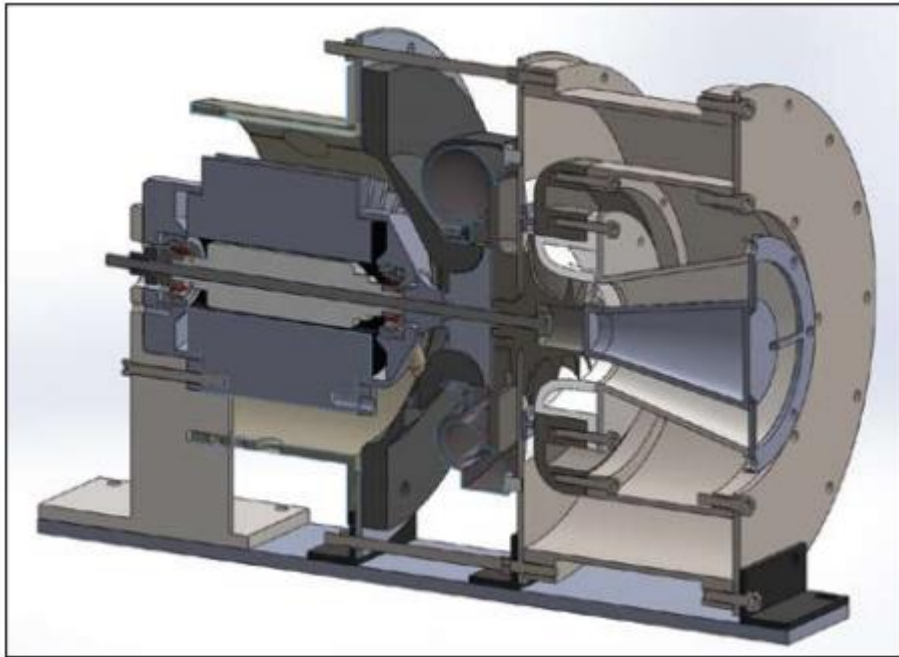
2.2.4.2.3 Variación en el diámetro

Se varía el diámetro del disco manteniendo constante la proporción disco/absorbedor. Se comprueba que para dicha proporción la eficiencia permanece constante. Conforme se va aumentando el diámetro del disco se obtiene mayor potencia térmica en el receptor. Dichos datos se resumen en la tabla 2.11.

D (disco) (m)	d (absorbedor) (m)	$\epsilon$ captador	$\epsilon$ absorbedor	$\epsilon$ TOTAL	$Q_{rv}$ (kW)
5	0,055	0,89	0,77	0,685	10427
7	0,077	0,89	0,77	0,685	20438
9	0,099	0,89	0,77	0,685	33785
11	0,121	0,89	0,77	0,685	50469
13	0,143	0,89	0,77	0,685	70490
15	0,165	0,89	0,77	0,685	93848

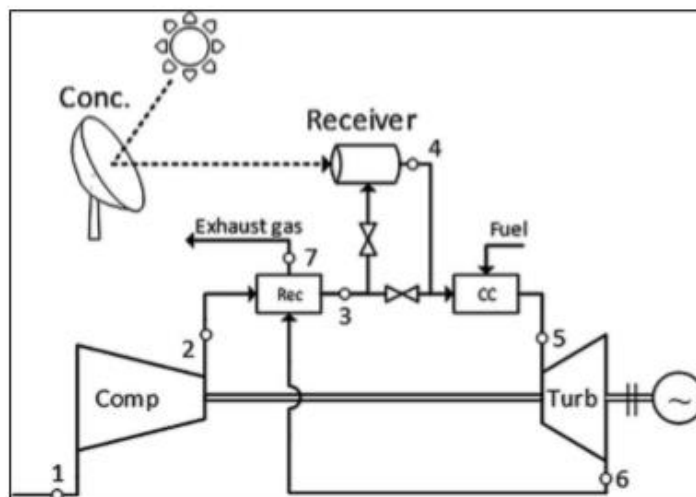
**Tabla 2.11 Variación en función del diámetro del disco, outputs eficiencia y potencia térmica**

### 3 MICROTURBINA DE GAS



**Fig. 3.1** Microturbina de gas

En la microturbina es donde la potencia térmica aportada al aire en el captador solar se transforma en potencia mecánica y posteriormente en eléctrica. En ella se sigue, en principio, un ciclo Brayton simple regenerativo. Los elementos que componen la microturbina son un compresor, un intercambiador (recuperador de calor), un receptor de aire y la turbina.



**Fig. 3.2** Esquema del ciclo Brayton Simple



Tanto el compresor como la turbina son centrífugos, debido a que el caudal volumétrico de aire circulante por el motor es muy bajo. Además, ambos componentes están unidos por un mismo eje, girando a la misma velocidad. Se estudia el diseño en un solo eje debido a las limitaciones geométricas y a la dificultad que supondría un montaje en dos ejes. El generador eléctrico transforma dicha energía mecánica en eléctrica. En cuanto al receptor solar, sería posible añadirle en serie una cámara de combustión, para permitir hibridación con combustible, lo cual conlleva una mayor flexibilidad y un rango de operación mayor, ya que no depende exclusivamente del aporte solar. Sin embargo, en este modelo sólo se tendrá en cuenta el aporte proveniente de la radiación solar.

El modelo se basa en una serie de balances de masa de energía y de materia de los distintos componentes. En cuanto al aire se toman valores obtenidos del programa REFPROP en función de la temperatura y de la composición del aire. Todo ello buscando un mayor detalle y validez de los resultados obtenidos. Se ha calculado el valor de su calor específico ( $C_p$ ) con respecto a la temperatura y las ecuaciones de estado truncadas hasta el segundo coeficiente del virial ( $\beta$ ). Se valora la posibilidad de hacer el estudio y la comparación del comportamiento del aire seco y del aire húmedo.

Por otro lado, se realizará la comparación entre el ciclo Brayton simple regenerativo y el ciclo Brayton inverso.

La forma de proceder en ambos casos será la misma, fijada la potencia específica en 5 kW, la temperatura de entrada de la turbina en 900°C y la relación de compresión en 3. Se estiman rendimientos que luego serán corregidos en el diagrama de Balje tanto en el compresor (Fig3.6), como en la turbina (Fig3.8), siempre buscando su cercanía a la línea de Cordier, es decir, su optimización.

### 3.1 Compresor

Se elige un compresor centrífugo debido al bajo caudal másico del aire.

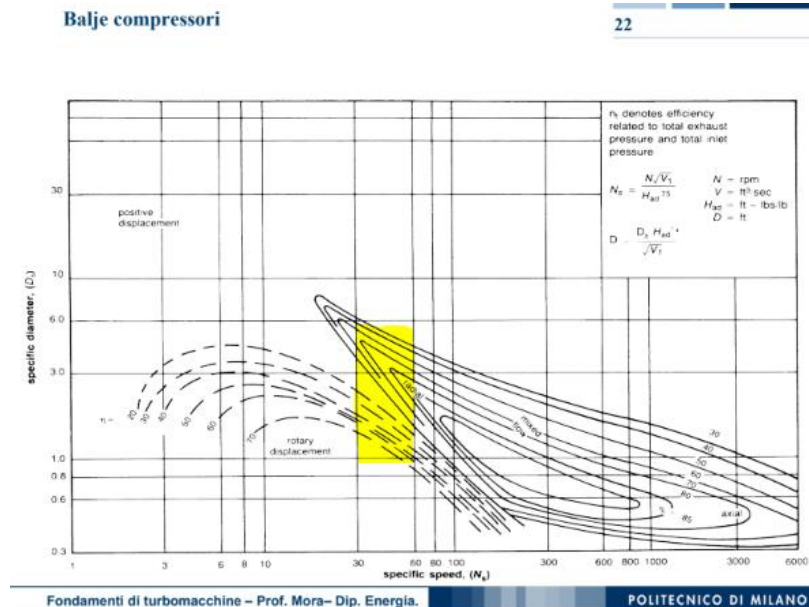


Fig. 3.3 Diagrama de Balje

En el compresor es donde ocurre la compresión del aire proveniente del exterior, dicha compresión no es isentrópica y sigue la relación de compresión siguiente:

$$RC = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Ec3.1}$$

Al no ser dicha compresión isentrópica, primero se calcula la entalpía isentrópica a la salida del compresor,  $h_{2s}$  y posteriormente con el rendimiento isentrópico,  $\eta_{is}$ , se calcula la entalpía real a la salida del compresor,  $h_2$ .

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = RC^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Ec3.2}$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{Ec3.3}$$

La potencia térmica que absorbe el compresor es:

$$W_c = m_2(h_2 - h_1) \quad \text{Ec3.4}$$

### 3.2 Regenerador

El recuperador de calor supone una mejora del proceso. La entalpía a la salida del compresor,  $h_2$ , se incrementará hasta  $h_3$ . Dicho proceso, sin embargo, tendrá una eficiencia  $\xi$  y una pérdida de carga  $K_{rep}$ .

$$\xi_{recp} = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} \quad \text{Ec3.5}$$

$$p_3 = K_{recp} p_2 \quad \text{Ec3.6}$$

$$p_7 = K_{recp} p_6 \quad \text{Ec3.7}$$

$$m_6(h_6 - h_7) = m_2(h_3 - h_2) \quad \text{Ec3.8}$$

En la ecuación 3.8 se puede apreciar la recuperación de calor proceso.

### 3.3 Receptor solar

En el receptor solar hay un calor aportado proveniente de la radiación solar en el captador. Dicho aporte de calor,  $Q_{rv}$ , hace que aumente la entalpía de  $h_3$  a  $h_5$ , entalpía de entrada de la turbina.

### 3.4 Turbina

En la turbina se produce una expansión del aire hasta  $h_6$  ( $p_6, T_6$ ), salida de turbina. Al igual que en el compresor este proceso no es isentrópico, pero se calcula dicho caso para luego obtener el valor real de la entalpía de salida a través del rendimiento de la turbina.

$$RE = \frac{p_5}{p_6} \quad \text{Ec3.9}$$

$$\frac{T_5}{T_{6s}} = RE^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Ec3.10}$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad \text{Ec3.11}$$

La potencia producida en la turbina es igual al salto entálpico por el caudal másico que se expande.

$$W_t = m_5(h_5 - h_6) \quad \text{Ec3.12}$$

Dicho fluido hace girar al compresor y genera potencia mecánica que luego es convertida en potencia eléctrica en el generador eléctrico con un rendimiento mecánico  $\eta_m$ . La temperatura y la presión de los gases de salida de la turbina son importantes para el estudio del aprovechamiento de éstos.

$$W_m = W_t - W_c \quad \text{Ec3.13}$$

$$W_{elec} = (W_t - W_c)\eta_m \quad \text{Ec3.14}$$

Por tanto, el rendimiento del proceso global que ocurre en la microturbina de gas, sin combustible añadido sería el siguiente:

$$\eta_{mTG} = \frac{W_{elec}}{Q_{rcv}} \quad \text{Ec3.15}$$

### 3.5 Cálculos

Para el desarrollo del modelo, se plantea primero el siguiente gráfico:

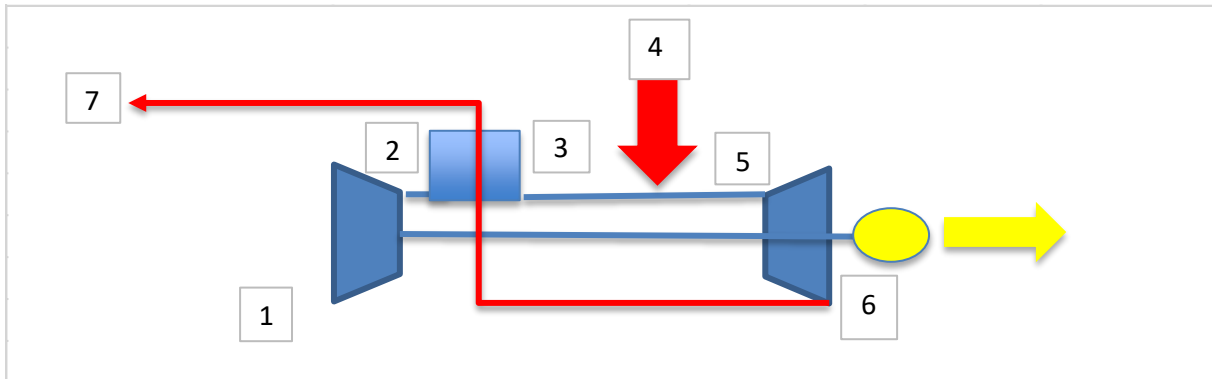


Fig. 3.4 Esquema ciclo Brayton Simple regenerativo

#### 3.5.1 Brayton regenerativo

En este primer apartado se estudia el diseño de un ciclo Brayton simple regenerativo. Se subdivide el conjunto en 7 puntos. Cada uno de ellos tendrá una serie de propiedades, el primero de ellos, se establece a temperatura ambiente, también se establece los siguientes factores:

Punto	P (Kpa)	T (°C)	h (Kj/kg)	CP (COOLPROP) (KJ/kg*K)	gamma	S(Kj/kg*K)	Densidad
1,00	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18

RC	ξ	Qrv (kw)	Tet(°C)
3,00	0,80	20,58	900,00

Tablas 3.1 Inputs ciclo Brayton Regenerativo

Basados en los datos obtenidos en la bibliografía y datos tomados del proyecto OMSoP. En este caso no se estudia el aporte de ningún combustible por lo que, por la conservación de la masa:

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_5 = m_6 = m_7 \quad \text{Ec3.16}$$

Para el estudio del diseño se variará el flujo másico para comprobar la viabilidad del proceso e ir haciendo diversos análisis de sensibilidad. El intercambiador será motivo de estudio más adelante. En principio, se toma su eficiencia como 0.8 y luego se analizará por el método e-NTU. En cuanto a la potencia térmica aportada tomamos la obtenida en el receptor solar (punto 4).

### 3.5.1.1 Compresor

Para el cálculo de la parte del compresor se estable un rendimiento óptimo de la máquina a partir del siguiente diagrama de Balje:

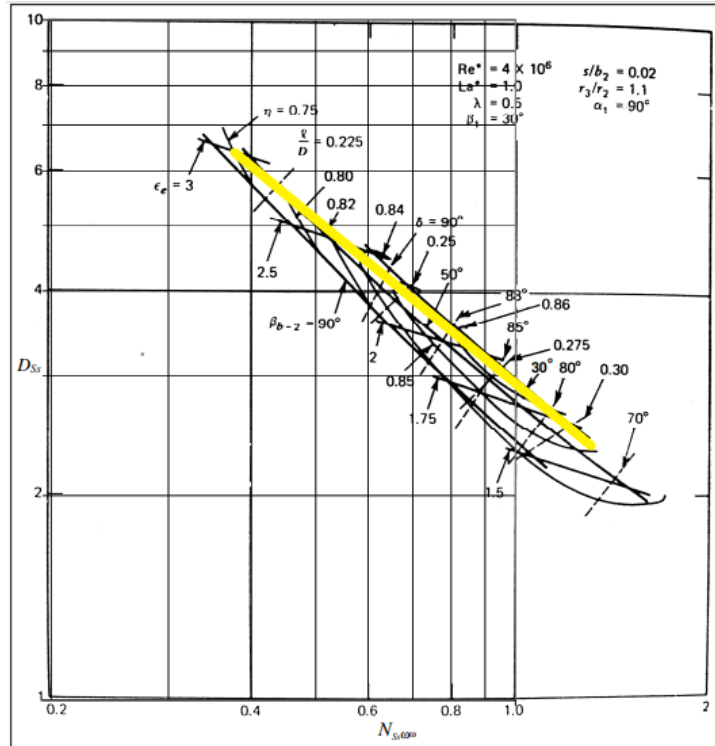


Fig. 3.5 Línea de Cordier, compresores.

En dicho gráfico (Fig. 3.5) se representa un diagrama de Balje ( $D_s, N_s$ ) por la parte de los compresores radiales, cada línea curva representa un rendimiento. La línea que los une se denomina la línea de Cordier (amarillo). Se busca un punto que toque dicha línea para el óptimo funcionamiento del compresor.

En dicho diagrama se representa el rendimiento frente a la velocidad específica, la cual viene definida de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{N \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{ex}}\right)}}{(\Delta h_{t id})^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Ec3.17}$$

Siendo la variación de entalpía ideal:

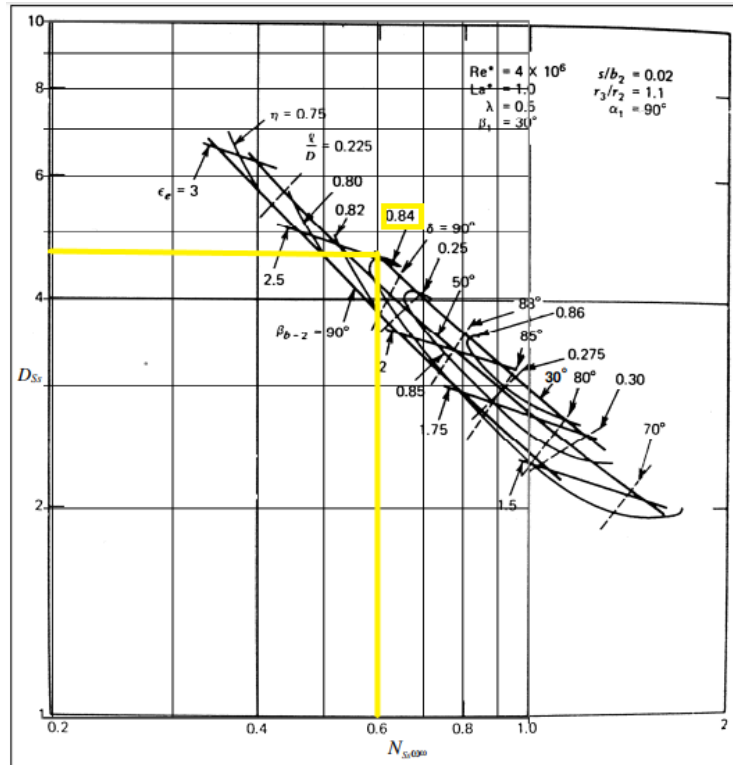
$$\Delta h_t = C_p \times T_1 \times \left( R_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad \text{Ec3.18}$$

Y el caudal el coeficiente entre la masa inicial de aire la entrada del compresor y la densidad a las condiciones iniciales:

<b>Ah (kJ/kg)</b>	<b>m/ro (m<sup>3</sup>/s)</b>
110,960	0,04

**Tabla 3.2 Datos a buscar en el diagrama de Balje, compresor**

Se toman los datos a partir de dicha gráfica más acorde a las unidades con las que estamos tratando. Se toma un Ns óptimo de 0.6, el ideal para estos casos con el que se obtiene lo siguiente en el diagrama de Balje.



**Fig.3.6 Diagrama de Balje, compresor, Ns, Ds determinadas**

Como se puede observar, se toma un rendimiento de un 84%. Por otro lado, obtenemos el valor del diámetro específico del compresor, a partir del cual se obtiene el diámetro del compresor.

Se toma como restricción de velocidad angular 120000 rpm que es a la velocidad a la que se considera que se comportará mejor la máquina.

En este caso para las condiciones que se han establecido se alcanza una velocidad de giro mayor, por lo que se varía el flujo másico hasta alcanzar una velocidad por debajo de la que se ha considerado restrictiva.

Se usa la herramienta Solver de Excel para establecer dicho límite. Se llega a lo siguiente:

	<b>m(kg/s)</b>	<b>N(rpm)</b>
<b>Inicial</b>	0,05	169510
<b>Corregido</b>	0,1	120000

**Tabla 3.3 Corrección caudal compresor, restricción número de giros**

Con estos datos corregidos tanto del rendimiento del compresor como del flujo másico se calcula el diámetro

del compresor y sus características. Para el cálculo del diámetro específico se hace uso del diagrama de Balje (fig3.6). Se toman los valores de salto entálpico y flujo másico corregidos, y se obtiene lo siguiente:

$$D_S = D \frac{(\Delta h_{t id})^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{ex}}\right)}} \quad \text{Ec3.19}$$

D(cm)	Wc(kW)	$\eta_c$
7,3	13,05	0,84

**Tabla 3.4**  
**Outputs, compresor, ciclo Brayton simple**

Con esto ya se tendría modelada la geometría del compresor y sus parámetros de operación. Un modelo más detallado se podría realizar estudiando a fondo la turbomáquina (triángulos de velocidad, r1 óptimo, trabajo de Euler).

Más adelante, en el punto 3.5.1.5.1 se recalcularán estos datos para un flujo másico óptimo para el proceso completo.

### 3.5.1.2 Recuperador

Se toma como referencia el libro “Hybrid Systems based on solid oxide fuel cells” para la elección del recuperador. En este caso se toma este tipo de intercambiador ya que se considera la opción ideal para las dimensiones de la microturbina y las temperaturas de operación del proceso.



**Fig. 3.7 Intercambiador usado para microturbinas**

Para el cálculo del NTU se toma un intercambiador contracorriente puro:

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad \text{Ec3.20}$$

**3.5.1.3 Receptor solar**

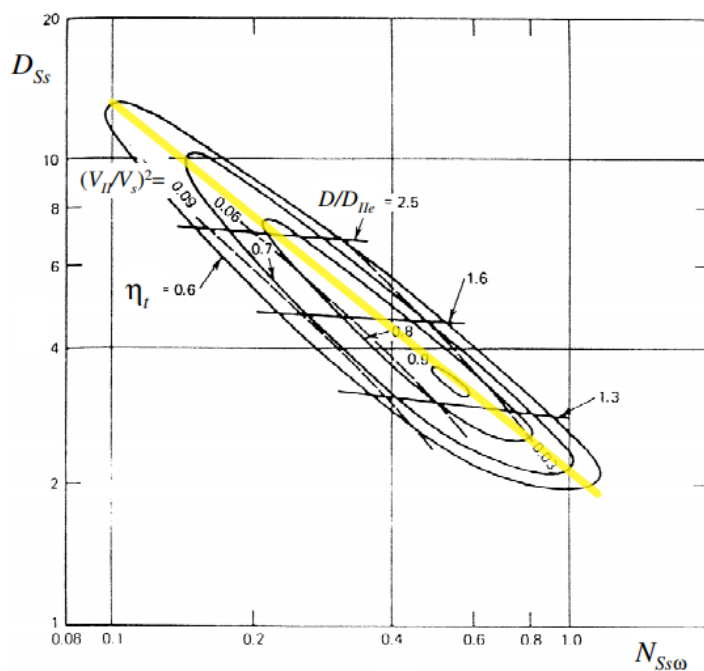
Previamente expresada en el apartado 3.3.

**3.5.1.4 Turbina**

En el caso de la microturbina se actúa igual que en el caso del compresor. Se usa el diagrama de Balje para establecer el rendimiento óptimo de la máquina.

<b>m/ro (m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Ah (kJ/kg)</b>
0.113	313.985

**Tabla 3.5** Parámetros a buscar diagrama de Balje, turbina



**Fig. 3.8** Diagrama de Balje, turbina, Línea de Cordier

Al igual que en el caso del compresor, se buscará la cercanía con la línea de Cordier. Se utilizan los mismos parámetros  $W_s$  y  $D_s$  pero ajustados para la turbina.

$$Aht = Cp5 \times T5 \times \left(1 - Re^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \tag{Ec3.21}$$

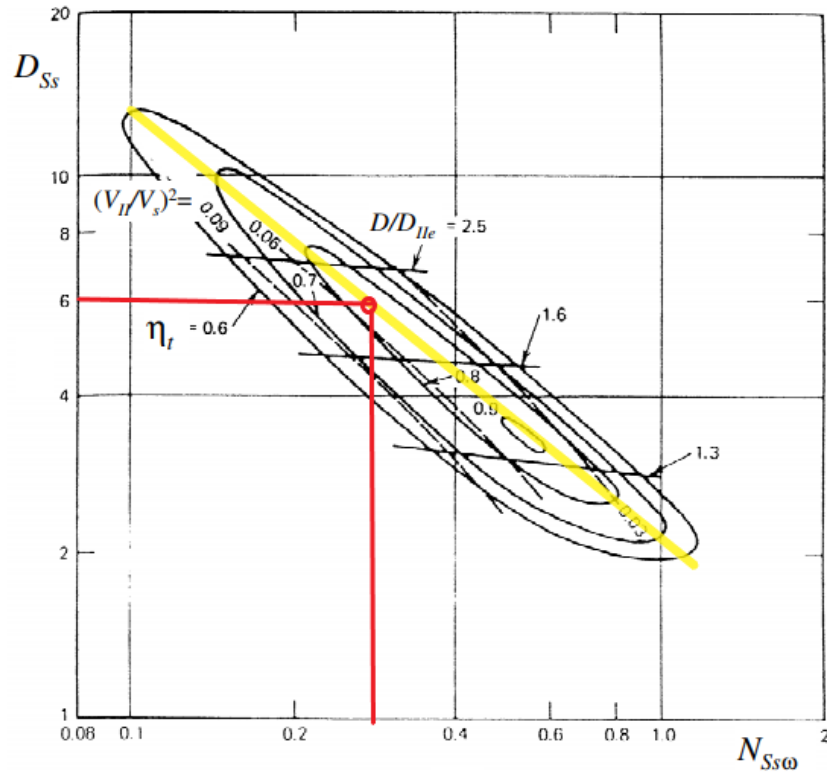
Teniendo como resultado:

<b>Ns</b>	<b>N(rpm)</b>
<b>0.28</b>	112506

**Tabla 3.6** Outputs, velocidad angular y específica, turbina, ciclo Brayton Simple

Se comprueba que para alcanzar un régimen de giro menor de 120000 rpm hay que llegar a una velocidad angular específica bastante baja. Esto conllevará una disminución del rendimiento y un sobredimensionado de la turbina.





**Fig. 3.9 Diagrama de Balje, turbina, Ns, Ds determinadas**

Se obtiene un rendimiento del 80%, como se comentó anteriormente, un poco bajo.

Para el cálculo del diámetro se procede de la misma forma que con el compresor. Sabiendo que  $D_s=6$  (como se comprueba en el gráfico) se obtiene:

D (cm)	Wt (kW)	$\eta_t$
6.56	14.88	0.8

**Tabla 3.7 Outputs. turbina, ciclo Brayton Simple**

### 3.5.1.5 Resultados del ciclo

Con este diseño, se obtendrían las siguientes propiedades en los distintos puntos:

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	CP (kJ/kg*K)	gamma	S(kJ/kg*K)	Densidad
1	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18
2s	303,90	135,09	535,40	1,01	1,40	3,88	2,59
2	303,90	154,33	554,98	1,02	1,40	3,93	2,47
3	297,82	539,29	962,15	1,10	1,35	4,61	1,28
4	297,82		205,78	1,18	1,52	2,28	12,38
5	297,82	900,00	1372,87	1,17	1,33	5,03	0,88
6s	103,37	626,38	1058,88	1,13	1,31	5,03	0,40
6	103,37	653,74	1090,28	1,13	1,34	5,06	0,39
7	101,30	278,74	683,10	1,01	1,38	4,51	0,64

**Tabla 3.8 Resultados del Ciclo Brayton Simple**

Estos datos se han calculado a partir de la macro Refprop, previamente usada en clase. La cual ha facilitado el resultado final y hace posible su utilización para próximos cálculos con diferentes condiciones. El rendimiento obtenido es del 90%, bastante bueno.

#### 3.5.1.5.1 Flujo másico óptimo funcionamiento

Se hace evidente que la restricción de entrada a la turbina no se consigue para la masa ajustada para el compresor.

Por lo que habrá que buscarla cambiando algunos parámetros del diseño para que la temperatura de entrada a la turbina sea de 900°C. Para ello se establece una nueva variable,  $\Delta T_{et}$ .

$$\Delta = T5(\text{fijada}) - T5. \quad \text{Ec3.22}$$

En este caso la T5 está fijada en 900°C, se buscará que esta nueva variable sea 0. A partir de la herramienta solver y variando  $m(\text{kg/s})$  se obtendrá un punto óptimo de funcionamiento para la turbina. Se comprueba que el óptimo funcionamiento de la turbina se encuentra en 0.05kg/s. Se buscará una solución de compromiso entre ambas.

Se busca como actuaría el compresor para dicho nuevo caudal másico, se obtiene lo siguiente:

En este caso, dicha reducción del caudal másico no casaría con la restricción de 12000rpm como ya se calculó en la tabla 3.4. Por lo que habrá que reestablecer algunos parámetros constantes. La Ns podría ser una gran opción. Se vuelve a utilizar el solver para encontrar esta solución de compromiso.

Se encuentra en  $N_s=0.42$ . Se recalculan todos los demás parámetros a partir del diagrama de Balje:

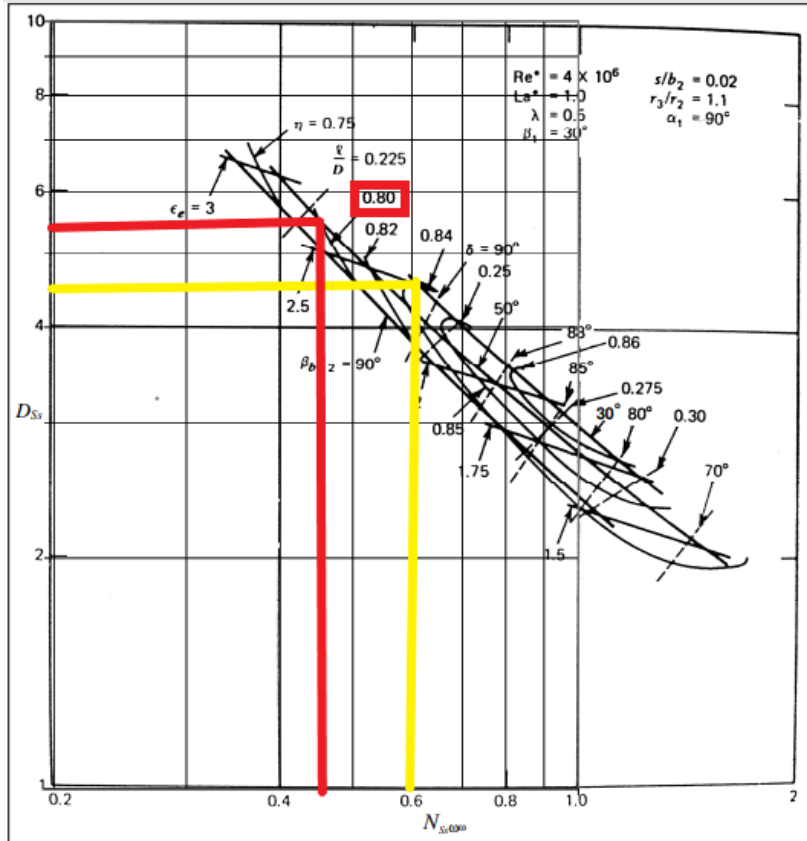
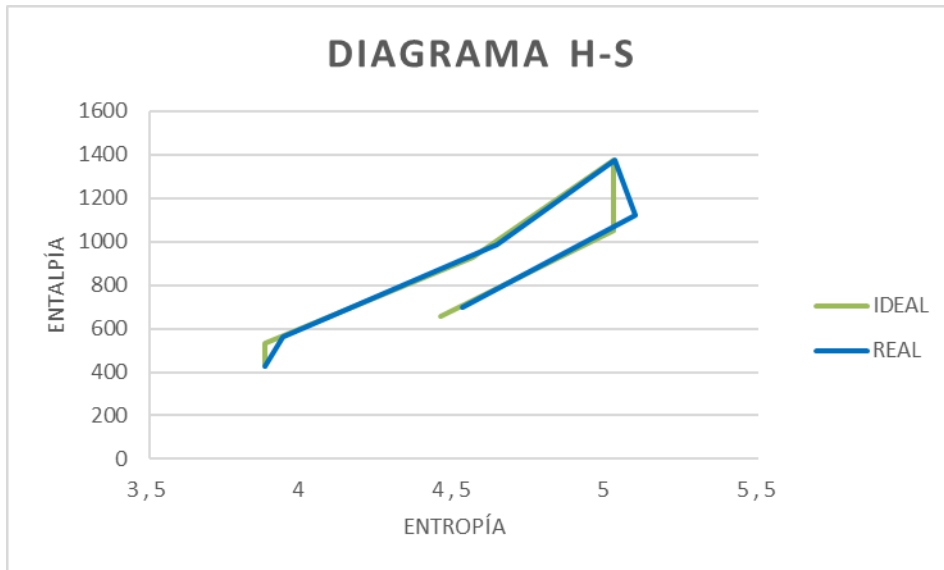


Fig. 3.6 (corregido) Diagrama de Balje, Compresor

El compresor aumentaría hasta 6.9 cm y su rendimiento disminuiría hasta 0.8. Se recalcula la tabla 3.8 y se obtiene lo siguiente:

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	CP (kJ/kg*K)	Gamma	S(kJ/kg*K)	Densidad
1	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18
2s	303,90	135,09	535,40		1,40	3,88	2,59
2	303,90	162,33	563,14	1,02	1,39	3,95	2,43
3	297,82	541,16	964,22	1,10	1,35	4,61	1,27
4	297,82		411,56	1,01	1,41	3,53	3,63
5	297,82	900,00	1372,87	1,17	1,33	5,03	0,88
6s	103,37	626,38	1058,88		1,31	5,03	0,40
6	103,37	653,74	1090,28	1,13	1,34	5,06	0,39
7	101,30	284,59	689,20	1,01	1,38	4,52	0,63

Tabla 3.8 (corregida) Resultados del ciclo



**Fig. 3.10 Diagrama H-S ciclo Brayton simple regenerativo**

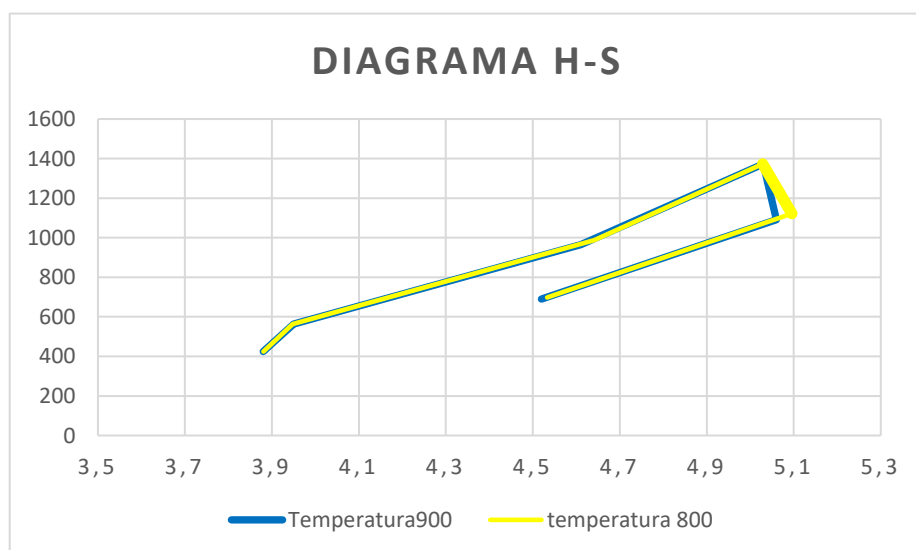
Se representa en verde el proceso ideal (isentrópico) y se compara con el real (azul).

La temperatura de salida del proceso es alta, se podría aprovechar para algún proceso.

#### 3.5.1.5.2 Temperatura de entrada a la turbina 800°C

Se realiza el cálculo y se obtiene lo siguiente:

- Por un lado, se obtiene un trabajo específico menor como el ya obtenido para 900°C. Esto es debido a que el salto entálpico en la turbina sufre un decrecimiento. La potencia útil se puede obtener en el caso en que se realice un incremento del gasto másico (por lo tanto, un incremento del diámetro del disco) o un aporte térmico externo en la cámara de combustión ya que  $\Delta t$  (Ec3.22) es mayor de cero.
- Por el otro lado, se tiene que la temperatura de salida del aire es menor. Esto no es debido a una mejora del rendimiento sino a que la temperatura de entrada a la turbina decrece. De hecho, el rendimiento del ciclo empeora.



**Fig. 3.10 Comparación temperatura entrada turbina, Diagrama H-S**

### 3.5.2 Ciclo Brayton Inverso regenerativo

Se estudia la posibilidad de realizar un ciclo Brayton inverso buscando la posibilidad de alguna mejora en el funcionamiento del conjunto. Dicho ciclo podría suponer alguna ventaja dada las condiciones que tenemos de calor aportado y la posibilidad de refrigerar la salida de la turbina. Cuanto más se refrigere la salida de la turbina, el compresor consumirá menos y el proceso será más eficiente. Para la realización de dicho apartado se establece el diagrama y se divide en los siguientes puntos:

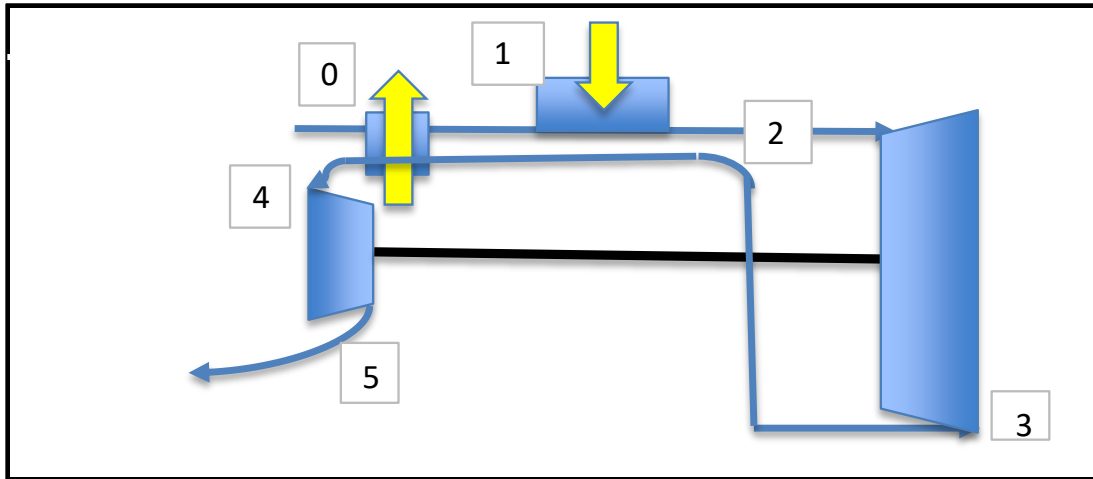


Fig. 3.11 Esquema punto por punto ciclo Brayton Inverso

El proceso consiste en un calentamiento inicial con los gases de salida de la turbina, por ello el ciclo también se considera regenerativo. A posteriori, también se produce un calentamiento en el receptor solar. En dicho receptor, todo el calor aportado proviene del conjunto concentrador-absorbedor. A continuación, se tiene la turbina en la cual se subexpande hasta presiones menores que la atmosférica. La relación de expansión se supone igual que en el caso anterior del ciclo Brayton Simple. Entre el punto 3 y 4 se realiza el enfriamiento del aire hasta la entrada del compresor. Por último, se tiene el compresor, el cuál mantiene la presión atmosférica a la salida.

En la imagen se puede comprobar el intercambiador que enfriaría la salida de la turbina, cuanto más se enfríe, mejor será la eficiencia del proceso, como se comentó previamente. Por ello, se estudiará la posibilidad de enfriar un poco más la salida de la turbina con agua.

### 3.5.2.1 Regenerador

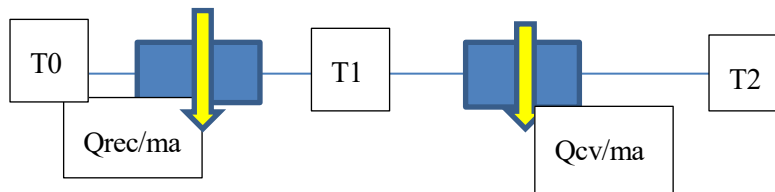
Se busca con Solver (herramienta de Excel) que el precalentamiento del aire exterior sea el suficiente para poder llegar a la temperatura de entrada a la turbina deseada (900°C). También se tiene en cuenta el aporte térmico del receptor solar.

OPCIÓN 1		
Fluido	Aire	Aire
cp (Kj/kg)	1,13	1,01
masa (kg/S)	0,06	0,06
c (Kj/s*k)	0,064	0,057
Cr	1,119	
NTu	5,44	
AU(kW/m^2)	0,35	
Qrec(Kw)	33,83	

h1-h0	589,69
Qrec/maire	589,69
$\Delta$	0,00

**Tabla 3.9 Estudio de  $\Delta$  para que converja el modelo**

Se busca con la función Solver de Excel, un flujo másico de aire para el cual el calor aportado por el aire coincida con el que debería ser para que se alcance los 900°C a la entrada de la turbina. La masa para la que convergen ambos efectos:



**Fig. 3.12 Balance térmico en regenerador y receptor solar.**

Fijadas T0 y T2, se establece todo lo demás a partir de estos dos factores. En este caso  $m_a=0.06\text{kg/s}$ . Se introduce el parámetro  $\Delta$  que indicará la resta entre ambos aportes térmicos, será de vital importancia para la optimización del proceso. Se buscará que su valor sea 0, lo que supondrá que ambos aportes térmicos converjan y que el ciclo no necesite ningún aporte extra de calor.

### 3.5.2.2 Receptor solar

En el receptor solar todo el aporte de calor proviene del conjunto captador-absorbedor de la tabla 2.10. El balance de energía es el siguiente:

$$m \times h_1 + Q_{cv} = m \times h_2 \quad \text{Ec3.22}$$

### 3.5.2.3 Turbina

Partiendo del caudal volumétrico y el salto entálpico, se calcula a partir de la ecuación 3.17 el valor de  $N_s$ .

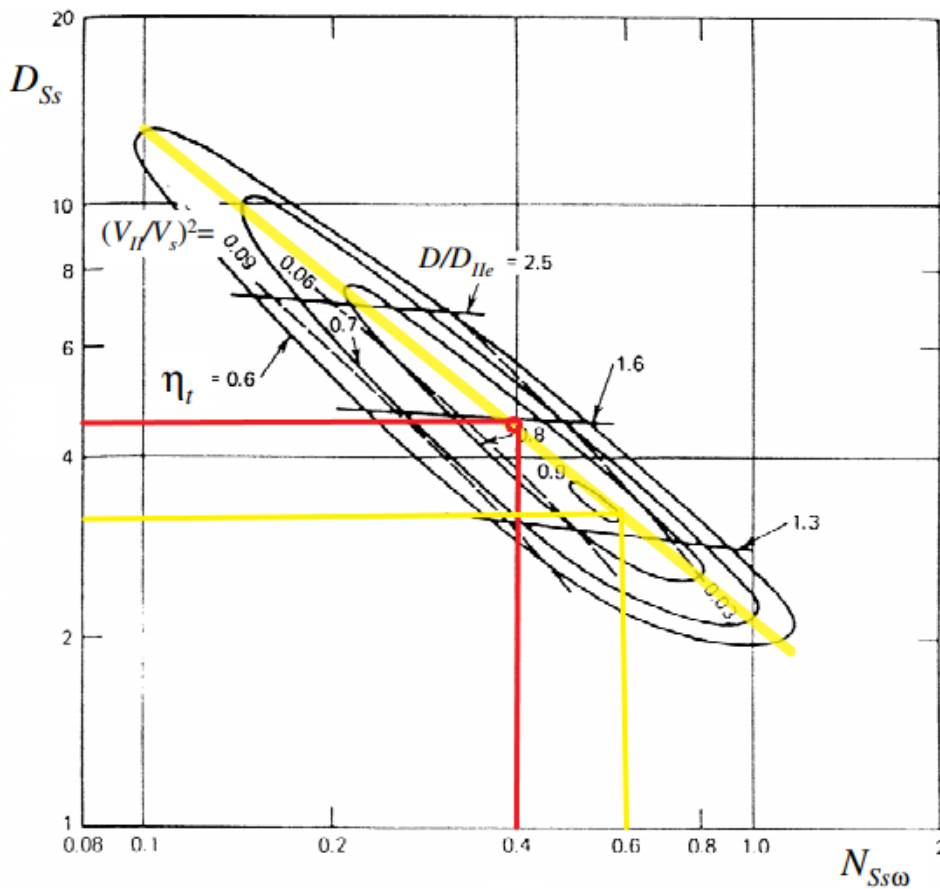
$m/\dot{v}_0$ (m <sup>3</sup> /s)	Ah (kJ/kg)
0,258	313,90

**Tabla 3.10 Parámetros a buscar, diagrama de Balje, turbina, ciclo Brayton Inverso**

Para ello se varía su valor hasta alcanzar una velocidad angular acorde a los límites previamente establecidos para el correcto funcionamiento de la máquina. Si fijamos en 0.6  $N_s$ , nos encontramos con que hay que modificar el flujo másico para poder cumplir con la restricción de 120000 rpm.

Se utiliza la herramienta Solver y se encuentra que sólo es posible para un flujo másico de 0.12 kg/s. Lo cual hace que varíe el ciclo completo. Esta variación conllevaría que en el intercambiador regenerativo no se cumpliera con la igualdad que propone la Fig. 3.12. Por lo que se busca fijar un  $N_s$  menor que permita que se establezca una cohesión y coherencia entre la turbina y las partes tratadas con anterioridad. Se baja  $N_s$  a 0.4 y se busca con 120000rpm fijados un flujo másico que cumpla con los requisitos anteriores. Se obtiene para 0.6kg/s. Esta disminución de  $N_s$  supondrá una disminución del rendimiento, como se puede comprobar en la Fig. 3.13.

Se obtiene que un régimen de giro de 12566 rad/s para un  $N_s$  de 0.4.



**Fig. 3.13 Diagrama de Balje, turbina,  $N_s$ ,  $D_s$  determinadas, ciclo Brayton inverso**

El rendimiento en la turbina será del 0.85(rojo), disminuye con respecto al 0.9 que se obtendría para  $N_s=0.6$ , como se puede comprobar en la Fig. 3.13. El diámetro específico viene determinado también por dicho diagrama. En este caso, diámetro específico igual a 4,5, por lo que a partir de este se calcula el diámetro de la turbina:

D (cm)	$\eta_t$	W (kW)
9,03	0,85	16,21

**Tabla 3.11 Outputs, turbina, ciclo Brayton Inverso**

### 3.5.2.4 Intercambiador

Se establece el estudio de dos posibles intercambiadores. La opción 1 enfría con aire y la segunda agua. Se procede a calcular los diferentes factores a partir de los datos ya obtenidos y utilizando el método E-NTU para intercambiador a contracorriente pura, ecuación 3.20.

Fluido	OPCIÓN 1		OPCIÓN 2	
	Aire	Aire	Aire	Agua
cp (Kj/kg)	1,13	1,01	1,12657395	4,18132094
masa (kg/S)	0,06	0,06	0,06	0,016
c (Kj/s*k)	0,06	0,06	0,06	0,07
Cr	0,89		0,97	
NTu	3,33		3,75	
AU(kW/m <sup>2</sup> )	0,22		0,24	
Q(Kw)	33,84		33,84	

**Tabla 3.12 Comparación intercambiadores**

Al ser constante la  $C_{min}$  (masa y cp del aire a enfriar), en lo que influye el fluido caloportador es en las dimensiones y en el factor de transferencia global U. En cuanto a los resultados, queda claro que un diseño ideal sería el del intercambiador con agua.

Esto es debido a que, como se puede comprobar en la tabla 3.12, el factor AU es mayor por lo que para un mismo salto de temperatura y un mismo coeficiente de transferencia global (U), el área del intercambiador será menor. Además, el aporte de agua exterior permitiría controlar mejor el funcionamiento de conjunto ya que, al ser un caudal variable, tendría un margen de maniobra en función de la demanda.



### 3.5.2.5 Compresor

Se pasa al estudio del compresor, usando el mismo procedimiento que en las partes anteriores.

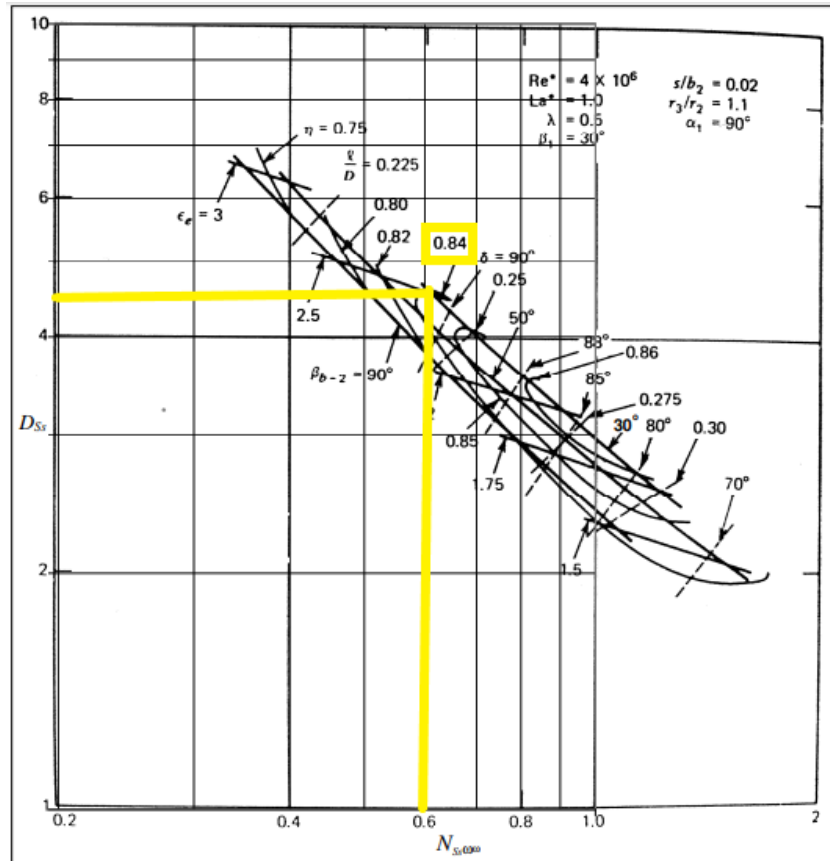


Fig. 3.14 Diagrama de Balje, compresor,  $N_s$ ,  $D_s$  determinadas, ciclo Brayton Inverso.

En este caso se obtiene lo siguiente:

m/ro	Ah(Kj/kg)
0,18	138,38

Tabla 3.13 Parámetros a buscar, diagrama de Balje, compresor, Ciclo Brayton Inverso

Y haciendo uso de las ecuaciones 3.17 y 3.19 se obtiene:

$\eta$	Wc (Kw)	D(cm)
0,85	9,34	9,29

Tabla 3.14 Outputs, compresor, ciclo Brayton Inverso

### 3.5.2.6 Resultados del ciclo

Se realiza un último ajuste con Solver, cambiando los nuevos rendimientos. Además, se busca que la potencia útil sea 7Kw, como en el caso del ciclo Brayton regenerativo, para poder comparar ambos ciclos.

La conclusión del ciclo Brayton inverso es la siguiente:

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	CP (kJ/kg*K)	Gamma	S(kJ/kg*K)	Densidad
0	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18
1	99,27	640	1075,09	1,12	1,34	5,06	0,38
2	99,27	900,00	1372,73	1,17	1,32	5,34	0,29
3s	34,46	626,82	1058,82	1,13	1,34	5,34	0,13
3	34,46	668,21	1105,91	1,13	1,34	5,39	0,13
4	33,77	101,98	502,16	1,01	1,40	4,43	0,31
5S	101,30	238,01	641,14	1,03	1,39	4,43	0,69
5	101,30	261,95	665,66	1,04	1,38	4,48	0,66

Tabla 3.15 Resultados Ciclo Brayton Inverso

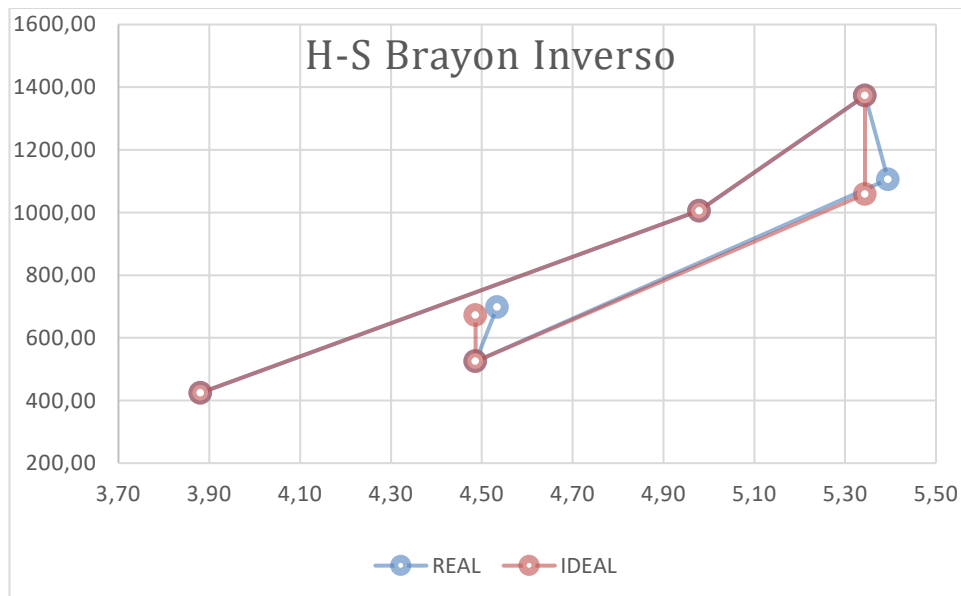


Fig. 3.15 Diagrama H-S Brayton Inverso regenerativo

Con este último ajuste cabe resaltar que la variable  $\Delta$ , previamente definida en la tabla 3.9, está muy lejos de 0, por lo que habría que ajustar el proceso.

Para solucionar dicha variación se podría estudiar lo siguiente:

- Introducir un aporte térmico con un intercambiador adicional que funcione con agua, aumentar su área de intercambio o añadir combustible al proceso.
- Cambiar  $N_s$  en la turbina, lo cual permitiría disminuir la masa de aire del proceso y que se siga cumpliendo con la restricción de 120000 rpm. Dadas las circunstancias, se considera la condición ideal, ya que  $\Delta$  es pequeño.
- Otra opción sería disminuir la temperatura de entrada a la turbina, con ello el salto entálpico disminuiría también, haciendo que para un caudal másico determinado y  $N_s$  fijado, el régimen de giro fuese menor. Esto permitiría trabajar con  $N_s$  mayores, lo que es ideal para el proceso.
- Mejorar la eficiencia del intercambiador, otra gran opción, sin embargo, supondrá un aumento de los costes, ya que cuanto mayor eficiencia mayor coste de inversión.

Para comprobar dichas modificaciones se establecerá tres parámetros a medir  $\Delta$  (que tiene que valer 0), que la potencia útil del ciclo sea 7kWe y que la presión de salida sea la atmosférica.

### 3.5.2.6.1 Variación del rendimiento.

Se estudia la segunda opción y se comprueba que no es posible alcanzar los 900°C y los 7kw útiles del proceso, con el aporte térmico  $Q_{rv}$  (captador-absorbedor),  $Q_{rec}$  (calor recuperador) y los rendimientos obtenidos del compresor y turbina (0.85 ambos).

Dicha potencia útil sólo se obtendría para valores muy altos del rendimiento de la turbina y del compresor.

$\eta_t$	$\eta_c$	W (kw)
0,8	0,85	4,43
0,85	0,85	5,27
0,9	0,85	6,1
0,95	0,85	6,45
0,95	0,9	6,94
0,95	0,95	7,37
1	1	8,6

**Tabla 3.16 Variación de rendimiento isentrópico sin restricciones**

Lo cual supondría no cumplir con la restricción de 120000rpm como régimen de giro máximo. Además, como se puede comprobar en la tabla, el límite estaría en 8,6kwe, que sería el proceso isentrópico.

Otra forma de obtenerlo sería variando la temperatura de entrada a la turbina. En este caso se comprobará en el punto siguiente la idea de disminuirla a 800°C. Se estudiará como varía el proceso.

3.5.2.6.2 Cambiar temperatura de entrada turbina  $T=800^{\circ}\text{C}$ .

Supone lo siguiente:

- Menor salto entálpico en la turbina. Menor potencia generada en el alternador.
- Disminución temperatura de salida de la turbina.
- Pequeño aumento del salto entálpico en el compresor. Lo que supone un mayor consumo del compresor.
- Mejora del rendimiento de la turbina ya que puede alcanzar  $N_s=0.6$  sin superar la restricción de 120000rpm.

Usando la Fig. 3.12, se obtendría un  $D_s$  de 3 lo que supone una disminución del diámetro de la turbina.

Se comparan los resultados de ambos procesos:

Tet (°C)	800		900	
	Turbina	Compresor	Turbina	Compresor
W(kw)	15,32	9,98	16,21	9,19
D(cm)	5,57	9,53	9,83	9,29
$\eta$	0,90	0,85	0,85	0,85

**Tabla 3.17 Cambio de temperatura entrada turbina  $800^{\circ}\text{C}$**

En conclusión, en el primer caso no se podía obtener un rendimiento óptimo, sin embargo, si se alcanzaban la potencia útil podría ser mayor. En cambio, en el segundo caso, el proceso tiene menos pérdidas debido a que tiene un mejor rendimiento. Sin embargo, no alcanza la potencia requerida. Por lo que se concluye que convendría para cuando la potencia requerida fuera menor.

## 3.5.2.6.3 Mejora eficiencia recuperador

Para entender cómo influye la eficiencia del recuperador, hay que ver como varía en función de los parámetros que se comentaron previamente. Se han realizado dos simulaciones.

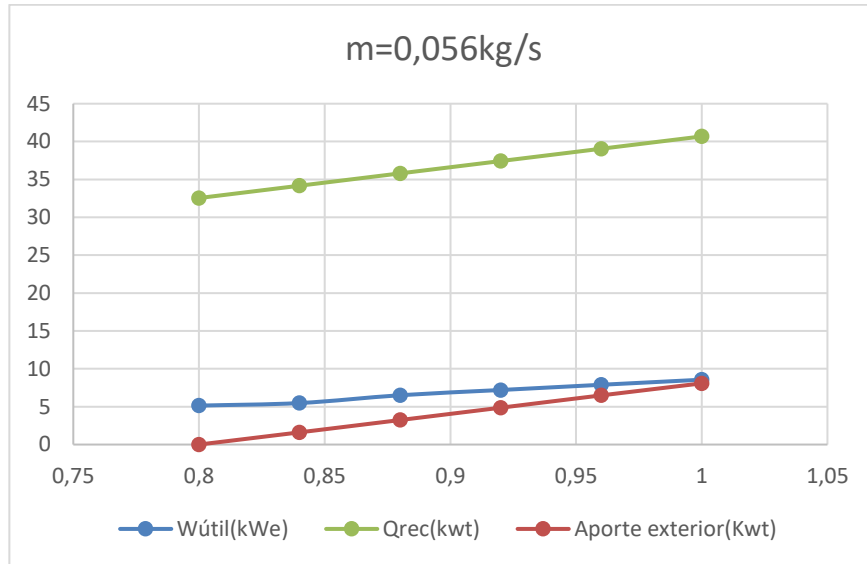
En la primera se ha ido aumentando  $\varepsilon$  y viendo como influía tanto en el calor aportado, como en la potencia final, como en  $\Delta$ . El primer punto, coincidente con una eficiencia de 0.8 se ha optimizado para que  $\Delta$  sea 0. Dicho punto óptimo se obtiene para un caudal de 0.056kg/s.

En la segunda simulación, se ha establecido el flujo másico óptimo para una eficiencia de 1. El criterio para la optimización de la masa ha sido que  $\Delta$  sea cero, como en el caso anterior. En este caso se ha obtenido  $m=0,092\text{kg/s}$ .

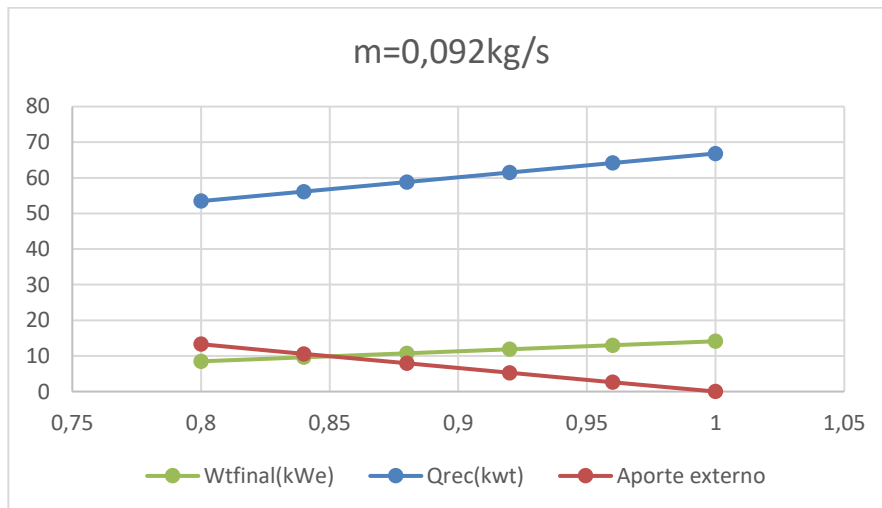
$\varepsilon$	m=0,056kg/s			m=0,092kg/s		
	Qrec	kWtfinal	$\Delta$	Qrec	kWtfinal	$\Delta$
0,8	32,54	5,14	0	53,46	8,48	144,56
0,84	34,17	5,48	28,74	56,14	9,61	115
0,88	35,80	6,51	57,8	58,81	10,74	86,45
0,92	37,42	7,2	86,85	61,48	11,87	57,39
0,96	39,05	7,89	115,91	64,16	13,01	28,33
1	40,68	8,56	144,24	66,83	14,11	0

**Tabla 3.18 Mejora eficiencia recuperador, ajustada para diferentes flujos másicos, variación de  $\Delta$ .**

Los resultados obtenidos muestran que un aumento de la eficiencia siempre conllevará un aumento del calor recuperado y de la potencia obtenida. Sin embargo, si nos movemos del punto óptimo de diseño con respecto a la masa, producirá un aumento de entalpía, que debe ser aportada del exterior. A continuación, se representan ambas simulaciones:



**Fig. 3.16a** Influencia mejora recuperador, masa fijada en 0.056kg/s



**Fig. 3.16b** Influencia mejora recuperador, masa fijada en 0.092kg/s

#### 3.5.2.6.4 Aporte externo de entalpía

Dicho aporte externo podría obtenerse a partir de concentrador solar, aumentando su geometría o mejorando su eficiencia.

Además, podría obtenerse añadiendo combustible al proceso, lo que sería una hibridación.

### 3.5.2.6.5 Disminución temperatura entrada compresor

Otra posible mejora sería colocar un serpentín justo a la entrada del compresor, lo cual disminuiría la temperatura de entrada en el compresor y por tanto consumiría menos. Esto podría hacer que se alcanzara los 7kwe, teniendo 0.056kg/s y con una eficiencia de 0.8.

Para alcanzar dicho objetivo habría que reducir la temperatura de entrada al compresor, como se ha comentado anteriormente. Para saber qué temperatura habría que alcanzar se hace uso de Excel. Se obtiene lo siguiente:

Situación.	Ah (kJ/kg*K)	T4 (entrada compresor) °C
Inicial	147,17	124,30
Final	141,93	110

**Tabla 3.19 Disminución temperatura entrada compresor**

En este caso el agua entraría a 25°C. Y la variación de temperatura del aire que se debería alcanzar sería la diferencia entre la situación inicial y final.

Suponiendo un salto de temperatura de 5°C en el agua y una eficiencia del intercambiador de 0.9. Se obtendría lo siguiente:

Fluido	Aire	Agua
cp (kJ/kg)	1,12	4,18
masa (kg/S)	0,06	0,05
c (kJ/s*k)	0,06	0,20
Cr	0,30	
NTu	1,91	
AU(kW/m <sup>2</sup> )	0,12	
Q(kW)	0,89	

**Tabla 3.20 Outputs, disminución de temperatura de entrada compresor, caudal de agua necesario**

Se puede enfriar la temperatura de entrada al compresor con un serpentín por el cual circula 0.05kg/s de agua. Dicho intercambiador también influiría en la presión entrada al compresor ya que introduciría una pérdida de carga. Sería interesante su estudio en futuros modelos.

### 3.5.3 Comparación entre ambos ciclos

Para la realización de dicho apartado se han tomado dos posibles planteamientos, el primero de ellos es más puramente académico desde el punto de vista de cómo respondería el sistema para una potencia eléctrica fijada. La viabilidad de dicho proyecto a partir de unas condiciones de potencia eléctrica producida y calor aportado, por tanto, en ambos casos el rendimiento del ciclo será semejante.

En cambio, en el segundo se plantea una visión más ingenieril. En este caso, se analiza la posibilidad de a partir de una geometría instalada y por tanto un calor aportado, qué trabajo útil se puede obtener del proceso. Y se comparan ambos ciclos.

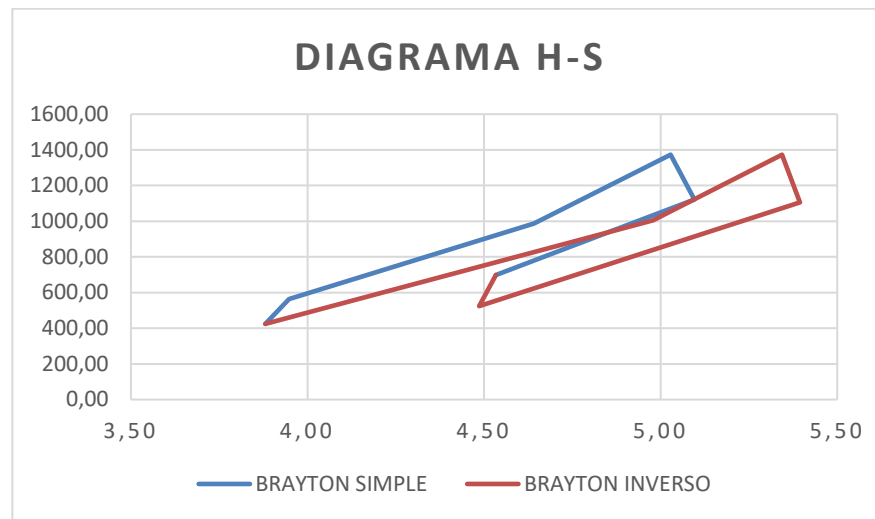
### 3.5.3.1 Planteamiento 1

Para las siguientes condiciones:

RC	$\xi$	Qrv (kw)	Tet(°C)
3,00	0,80	20,58	900,00

**Tabla3.21 Inputs, comparación ciclos, planteamiento 1**

Con las restricciones de N menor de 120000rpm, 7kWe generados, se comparan ambos procesos reales:



**Fig. 3.17 Diagrama H-S comparación ciclos**

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	CP (kJ/kg*K)	Gamma	S(kJ/kg*K)	Densidad
1	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18
2s	303,90	135,09	535,40		1,40	3,88	2,59
2	303,90	162,33	563,14	1,02	1,39	3,95	2,43
3	297,82	541,16	964,22	1,10	1,35	4,61	1,27
5	297,82	900,00	1372,87	1,17	1,33	5,03	0,88
6s	103,37	626,38	1058,88		1,31	5,03	0,40
6	103,37	653,74	1090,28	1,13	1,34	5,06	0,39
7	101,30	284,59	689,20	1,01	1,38	4,52	0,63

**Tabla 3.22 Resultado ciclo Brayton Simple Regenerativo**

Punto	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	CP (kJ/kg*K)	Gamma	S(kJ/kg*K)	Densidad
0	101,30	25,00	424,44	1,01	1,40	3,88	1,18
1	99,27	640	1075,09	1,12	1,34	5,06	0,38
2	99,27	900,00	1372,73	1,17	1,32	5,34	0,29
3s	34,46	626,82	1058,82	1,13	1,34	5,34	0,13
3	34,46	668,21	1105,91	1,13	1,34	5,39	0,13
4	33,77	101,98	502,16	1,01	1,40	4,43	0,31
5S	101,30	238,01	641,14	1,03	1,39	4,43	0,69
5	101,30	261,95	665,66	1,04	1,38	4,48	0,66

**Tabla 3.23 Resultado, ciclo Brayton Inverso Regenerativo**

Ambos procesos tienen como resultado temperaturas de salida altas, aprovechables para algún proceso posterior.

	BRAYTON SIMPLE REGENERATIVO		BRAYTON INVERSO REGENERATIVO	
	Turbina	Compresor	Turbina	Compresor
m(kg/s)	0,06		0,08	
Qrec(kwt)	26,96		44,31	
Ah	313,99	111,04	313,90	147,17
$\eta$	0,80	0,80	0,85	0,85
Ah REAL	251,19	138,80	266,82	173,14
Diámetro(cm)	6,80	6,98	9,03	10,88
Kwt	15,96	8,82	20,34	13,20
Kwe	7,00			
$\Delta h$	61,68		97,25	
Kwt(externos)	2,62		1,67	
Rendimiento	0,31		0,30	

**Tabla 3.24 Comparación resultados ciclos, potencia salida fijada**

En ambos casos los caudales óptimos son semejantes.

Ambos ciclos son regenerativos, en el caso del ciclo Brayton inverso el calor aportador por el regenerador es mayor. Por lo que una mejora de la eficiencia como la tratada en el punto 3.5.2.6.3 convendría al ciclo Brayton regenerativo.

La variación de entalpía en la turbina no varía al ser la misma la temperatura de entrada (900°C).



La mayor diferencia entre ambos ciclos es la temperatura de entrada en el compresor, en el caso del ciclo inverso, como se puede comprobar en la tabla 2.23, la temperatura de entrada es 101.3°C. Esto conlleva que el salto entálpico sea mayor y por lo tanto la potencia que consume el compresor sufrirá un incremento en comparación con el ciclo Brayton simple. Por otro lado, la ventaja que se obtiene de las condiciones de entrada en el compresor es que, debido a las presiones bajas de trabajo, la densidad disminuye ostensiblemente. Lo cual permite lo siguiente:

Partiendo de la ecuación de la velocidad angular específica. Si se fija constante un valor para  $N_s$  y se establece una variación de entalpía, se obtiene, como se puede comprobar en la ecuación 3.22, que una disminución de  $\rho$  conllevará una disminución de  $N$ . Esto facilitará que se cumpla la restricción de  $N < 120000 \text{rpm}$  y tendrá como resultado un mejor rendimiento del compresor.

$$N_s = N \times \frac{\sqrt{m/\rho}}{\sqrt[4]{Ah^3}}$$

Ec3.21

$$N = \frac{cte}{\sqrt{m/\rho}}$$

Ec3.22

Otro factor para valorar, son los kg/s óptimos que entran. Cuanto mayor sea este parámetro, más margen de maniobra se tendrá para el régimen de giro. Por otro lado, la dimensión aumentará siempre que el gasto másico aumente o la densidad disminuya. Esto se puede comprobar en la ecuación 3.19.

Finalmente, se comprueba que ninguno de los dos ciclos puede llegar a esos 7 kWe fijados como objetivo a partir de los puntos de partida (Tabla 3.21). Por ello, se ha hecho uso de la variable  $\Delta h$  que nos indica cuánto calor externo habría que añadir de más para poder alcanzar los 7kWe.

Esto se comenta como un potencial de mejora para el proceso. Habría que ver como influiría en el proceso completo ese incremento de entalpía. Podría obtenerse aumentando la geometría del disco o colocándolo en la una zona en la que la irradiación fuese mayor que la fijada. Por otro lado, ese aporte extra también supondría una pérdida de carga por lo que habría que estudiar su influencia.

Finalmente, se ha calculado qué rendimiento tendría en base a los datos de partida y con el calor externo mencionado. Para el cálculo del calor externo se ha tomado la masa de aire que circula por el absorbedor.

Se comprueba que ambos tienen un rendimiento parecido. Sin embargo, para el ciclo inverso el aporte de calor externo es mayor, por lo que se concluye que para temperaturas cercanas a 900°C conviene más un ciclo simple regenerativo.

### 3.5.3.2 Planteamiento 2

En este caso se trata de un cálculo más ingenieril. Es decir, se quiere llegar a comparar ambos ciclos desde el punto de vista de potencia eléctrica y rendimiento solar-eléctrico en función del diámetro del conjunto captador-absorbedor. Para ello se toma referencia de la tabla 2.11 para saber cuánto calor aportado se obtiene a partir de la variación de la geometría.

En este caso se parte de los siguientes datos:

RC	$\xi$	Tet(°C)
3,00	0,80	900,00

**Tabla 3.25 Inputs comparación ciclos, planteamiento 2**

	BRAYTON SIMPLE		BRAYTON INVERSO	
	Turbina	Compresor	Turbina	Compresor
Disco (m)	7,00			
$\varepsilon$	0,68			
Qcv(kWt)	20,58			
m(kg/s)	0,05		0,05	
Qrec(kWt)	22,64		23,60	
Ah	313,99	111,04	313,90	147,17
$\eta$ (Para mismo N(rpm))	0,80	0,80	0,85	0,85
Ah REAL	251,19	138,80	266,82	173,14
Diámetro (cm)	6,23	6,40	7,74	9,33
Potencia útil(kWt)	13,41	7,41	14,96	9,70
Potencia útil(kWe)	5,88		3,86	
Rendimiento	0,29		0,19	
Rendimiento solar-eléctrico	0,19		0,13	

**Tabla 3.26 Comparación resultados ciclos, 7m diámetro disco captador**

Variando la geometría del disco se obtiene lo siguiente:

	BRAYTON SIMPLE		BRAYTON INVERSO	
	Turbina	Compresor	Turbina	Compresor
Disco (m)	9,00			
$\varepsilon$	0,68			
Qcv(kWt)	34,02			
m(kg/s)	0,09		0,08	
Qrec(kWt)	37,34		39,03	
Ah	313,99	111,04	313,90	168,33
$\eta$ (Para mismo N (rpm))	0,80	0,80	0,90	0,85
Ah REAL	251,19	138,80	282,51	198,03
Diámetro (cm)	8,00	8,21	9,07	11,32
Potencia útil(kWt)	22,11	12,22	21,76	15,26
Potencia útil(kWe)	9,69		6,38	
Rendimiento	0,28		0,19	
Rendimiento solar-eléctrico	0,19		0,13	

**Tabla 3.27 Comparación resultados ciclos, 9m diámetro disco captador**

Se comprueba que el alto consumo del compresor en el ciclo Brayton Inverso, hace que su rendimiento total sea menor en comparación con el Brayton simple, a pesar de tener rendimientos isentrópicos mejores debido a la restricción de número de giros. La alta temperatura de entrada en el compresor lastra mucho el rendimiento del ciclo completo.

En este sentido, se busca disminuir la temperatura de entrada al compresor para disminuir el consumo en el compresor. Un aumento de la eficiencia del regenerador lo podría mejorar, de la siguiente forma:

RC	$\xi$	Tet(°C)
3,00	0,90	900,00

**Tabla 3.28 Inputs, comparación ciclos, elevando eficiencia regenerador**

	BRAYTON SIMPLE		BRAYTON INVERSO	
	Turbina	Compresor	Turbina	Compresor
Disco (m)	9,00			
$\varepsilon$	0,68			
Qcv(kWt)	20,58			
m(kg/s)	0,06		0,05	
Qrec(kWt)	29,71		31,00	
Ah	313,99	111,04	313,90	145,55
$\eta$ (Para mismo N (rpm))	0,80	0,82	0,90	0,85
Ah REAL	251,19	135,41	282,51	171,24
Diámetro (cm)	6,71	6,89	7,62	9,17
Potencia útil(kWt)	15,55	8,38	15,36	9,31
Potencia útil(kWe)	7,02		5,93	
Rendimiento	0,34		0,29	
Rendimiento solar-eléctrico	0,23		0,20	

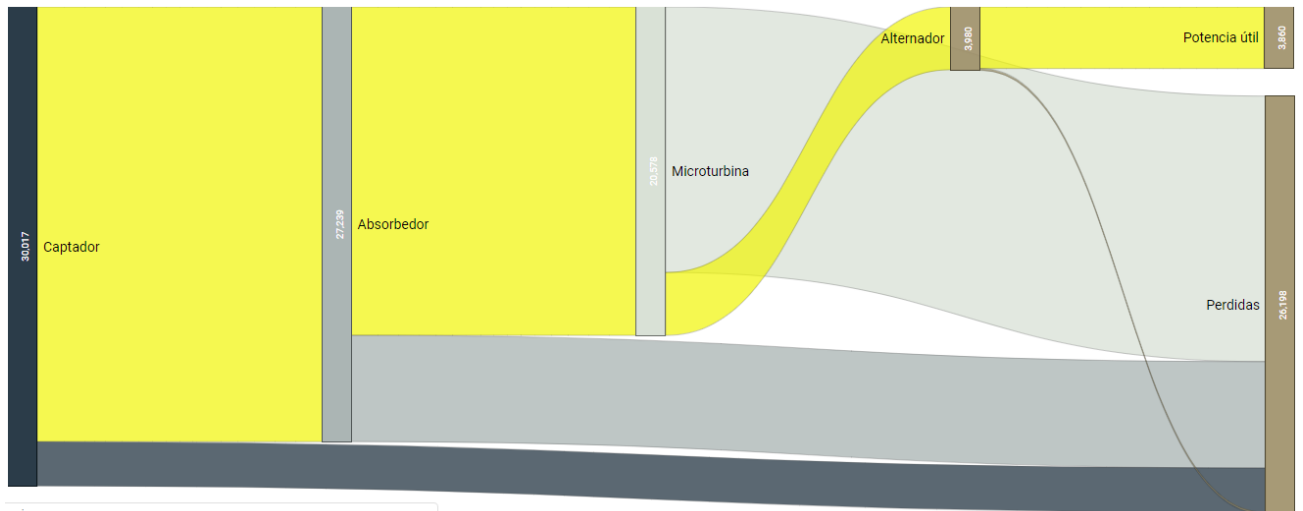
**Tabla 3.29 Comparación resultados ciclos, eficiencia regenerador 0.9**

El rendimiento mejora ostensiblemente debido a la mejora de la eficiencia del intercambiador. Convendría valorar el enfriamiento a la entrada del compresor si se tuviese cerca algún río o embalse, ya que este enfriamiento mejoraría aún más la eficiencia del proceso completo, en el caso del Brayton Inverso

Tomando referencia de la tabla 2.26, se representan ambos ciclos a partir de un diagrama Sankey, para que quede claro, de manera gráfica, el flujo de energía que se produce en ambos ciclos completos.



**Fig. 3.18 Ciclo Brayton simple, regenerativo**

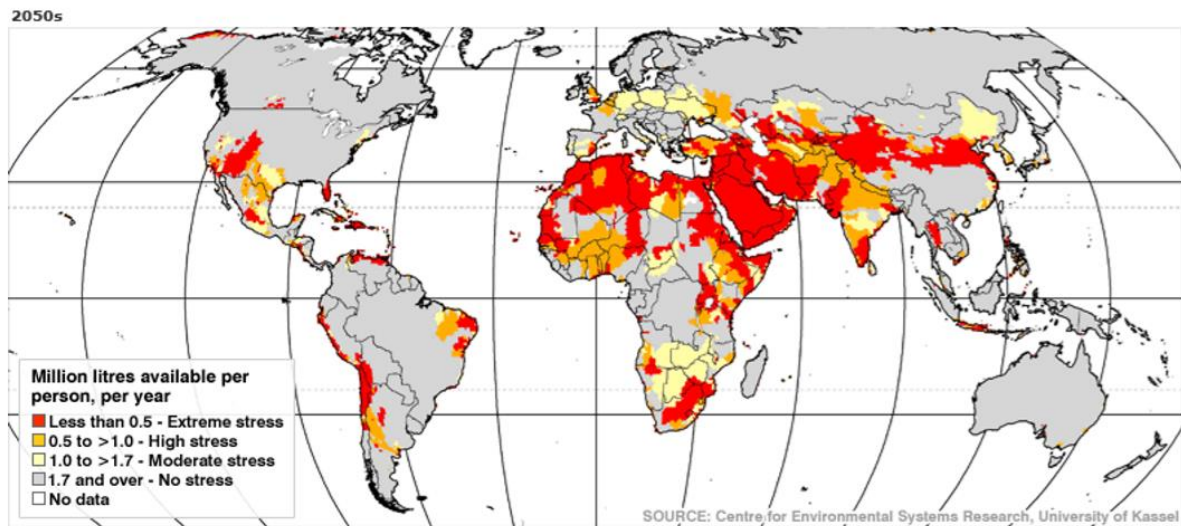


**Fig. 3.19 Ciclo Brayton inverso, regenerativo**

Estos diagramas permiten de una manera muy visual ver el lugar en el que se están produciendo más pérdidas, esto facilita el estudio de una posible mejora del proceso ya que permite saber dónde sería más conveniente poner los esfuerzos. Un pequeño cambio en dichas partes, supondrían un gran cambio en rendimiento del sistema. En este caso, la microturbina sería un gran punto de partida para una posible mejora del proceso.

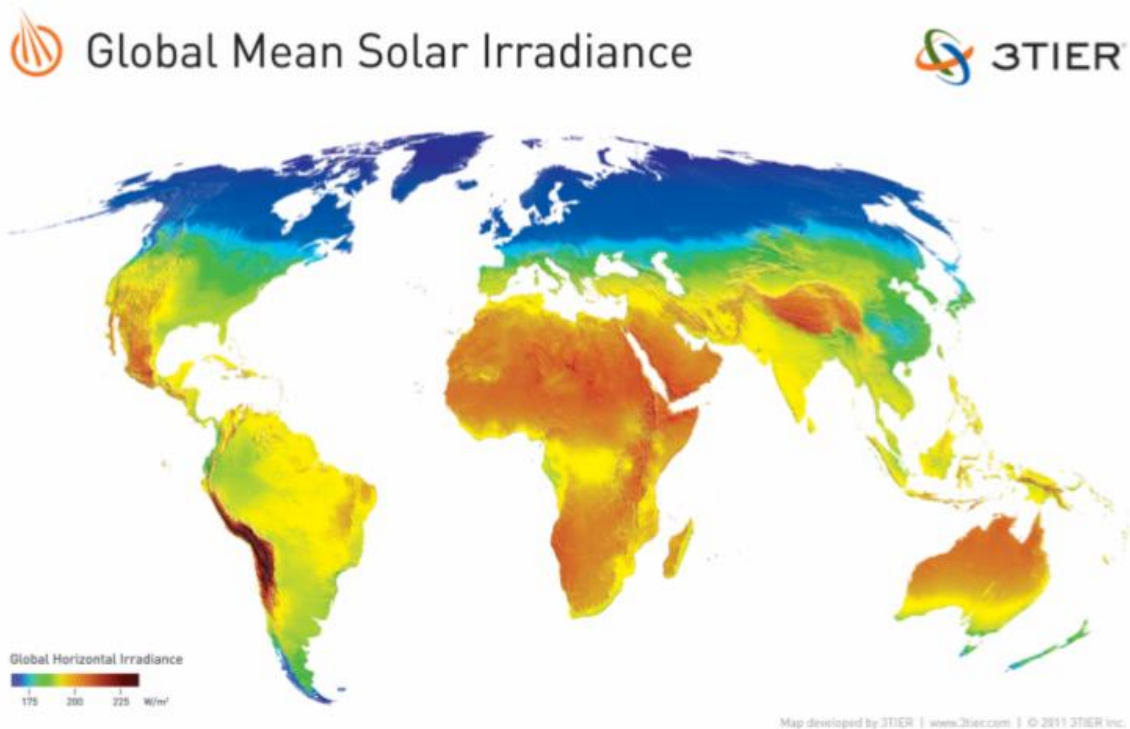
## 4 OSMOSIS INVERSA

En este último apartado, se comentará la posibilidad de aprovechar este proceso para alguna aplicabilidad práctica. Se estudia la posibilidad de potabilizar agua a través de un sistema de ósmosis inversa. Se hace interesante el estudio de dicha tecnología aplicada a la solar debido a lo siguiente:



**Fig.4.1 Mapa mundial, necesidad de agua por zonas.**

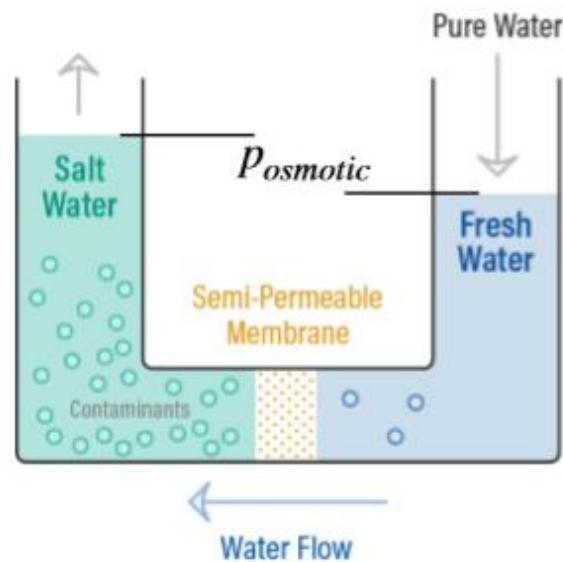
Se comprueban la necesidad de agua por zonas del planeta. Se utiliza el parámetro de litros disponibles por persona al año, y, en este sentido, se hace evidente la extrema necesidad en algunas zonas del planeta.



**Fig. 4.2 Mapa Mundial, radiación por zonas.**

Dichas zonas coinciden, en muchos casos, con las zonas en las que mayor radiación solar incidente (horizontal) se recibe. Lo que hace muy interesante el estudio de una tecnología como la de concentración solar para obtener agua disponible para los usuarios.

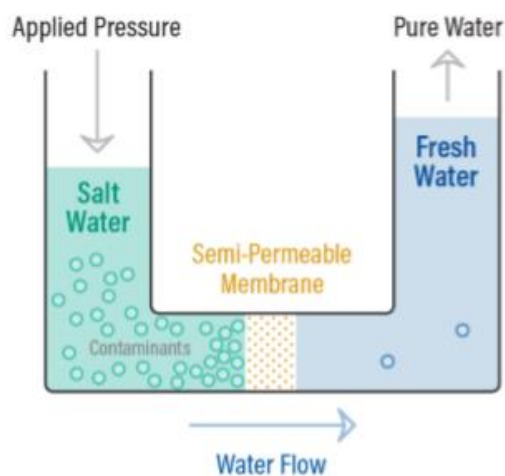
Para entender bien dicho proceso, por el que se obtendría el recurso hídrico potable, se debe entender el punto de partida:



**Fig. 4.3 Ósmosis**

Se comprueba que el agua fluye desde la menor a la mayor concentración de sales. Esto es debido a que la presión osmótica en el agua pura es mayor, por lo que el sistema evoluciona de manera natural hacia las altas concentraciones. Este proceso se llama ósmosis.

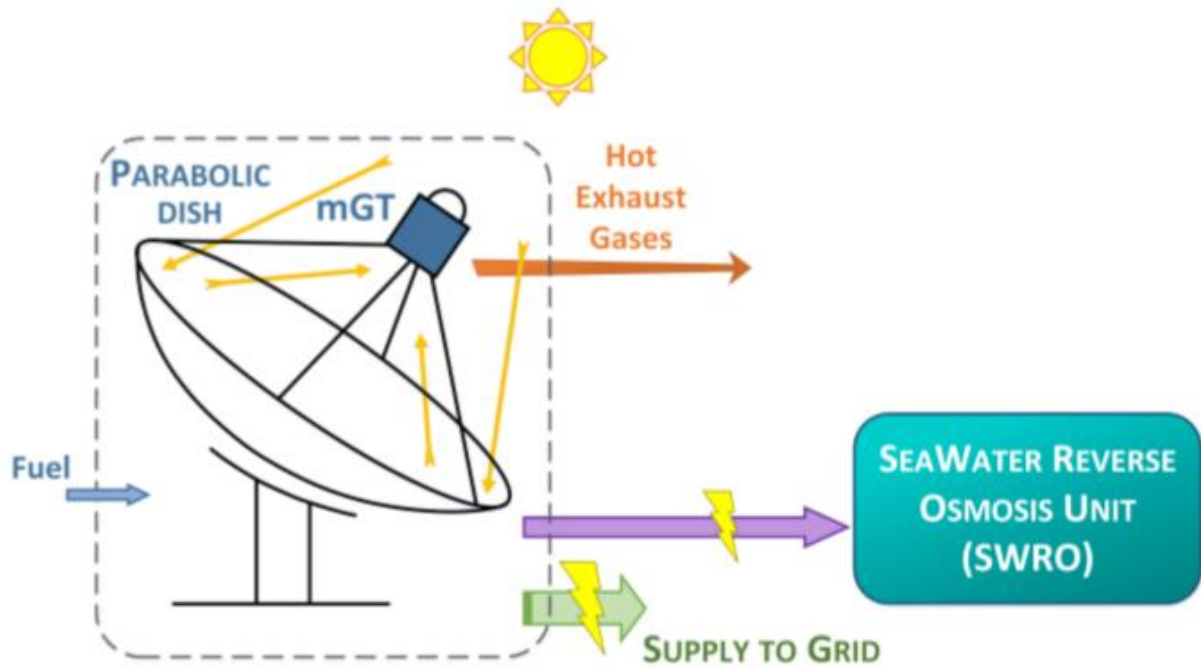
El proceso de ósmosis inversa busca que a partir de una presión externa el agua fluya de manera contraria a la natural. En dicho proceso, el agua, que se encuentra en forma de disolución, compuesto a su vez por disolvente (agua pura) y solutos (sal, suciedad, etc), se hace pasar por un conjunto de membranas semipermeables. Dicho conjunto de membranas, dejarán pasar al disolvente puro, dejando toda la suciedad y concentración de sales en las membranas. Se acaba, por tanto, con esta situación final:



**Fig.4.4 Ósmosis Inversa**

Para obtener dicho disolvente puro hará falta un consumo eléctrico que lo haga fluir en el sentido que se busca. Se han identificado referencias de costes para procesos de ósmosis inversa, obteniéndose un precio de 3.0 a 3.5 € por metro cúbico de agua producido. Lo cual lo hace competitivo cuando compite con la fotovoltaica, fuera de red y requiere uso de baterías, cuyo precio ronda los 2.5 a 3 € por metro cúbico.

Ampliando un poco la visión, se llegaría al siguiente sistema:



**Fig.4.5 Esquema sistema completo.**

En conclusión, se tendría una situación en la que:

- Flexibilidad de operación, posibilidad de añadir un combustible para las horas de menor sol. Lo que da bastante seguridad ya que garantiza un funcionamiento 24/7.
- Se genera electricidad constante a la red.
- Se puede acoplar un sistema de ósmosis inversa en función de demanda.
- Se tiene un excedente de calor, aprovechable para uso doméstico. Aire limpio.
- No produce NOx (sin combustible auxiliar).



## 5 CONCLUSIÓN

Para concluir, se debe recordar el objetivo inicial de este trabajo fin de grado. Como se comentó en la introducción, el principal objetivo de este proyecto es encontrar soluciones técnicas que hagan desarrollar el estado del arte en el que se encuentra dicha tecnología.

Para encontrar dichas soluciones se ha desarrollado un modelo a partir de Excel, que se ha dividido principalmente en dos partes:

- La primera, en la que a partir de una irradiación incidente y una geometría determinada del captador solar, se obtienen la eficiencia y el calor aportado al aire que va a circular por la microturbina de gas. Cabe destacar, dos modificaciones:
  - Con aislante interior y sin aislante en el absorbedor.
  - Cp medio o cp calculado a partir de REFPROP.
  
- En la segunda, se han desarrollado los siguientes ciclos:
  - Brayton Simple Regenerativo.
  - Brayton Inverso Regenerativo.

Ambos ciclos han sido motivo de estudio y comparación, realizando diversos análisis de sensibilidad. Además, se ha utilizado el diagrama de Baldje en el que a partir de diversas restricciones se ha calculado el diámetro y el rendimiento isentrópico de la turbina y el compresor de la microturbina. Por otro lado, también se ha analizado el intercambiador regenerativo y su influencia en ambos ciclos.

En cuanto a la parte final del modelo, se ha tomado referencia de diversas fuentes, para ver la viabilidad de acoplar un proceso de ósmosis inversa, el cuál potabilice el agua y dé por finalizado otro de los objetivos del proyecto, establecer nuevas soluciones y posibles vías para los problemas que está enfrentando al mundo en la actualidad. Se hace interesante el estudio de las potabilizadoras debido a la coincidencia climatológica que hace que las zonas más secas sean, casi siempre, las zonas en las que la radiación solar es mayor.

Por ello, finalmente se establece que este tipo de sistema tendrá un mayor sentido en zonas aislada en las que el recurso solar sea alto y que se encuentren cerca de algún recurso hídrico. También, sería muy interesante valorar la flexibilidad y la confianza que genera este tipo de sistema, lo cual supone un valor añadido. Sería interesante colocarlo en un hospital aislado, por ejemplo. Gracias al recurso solar se podría obtener un mejor servicio sanitario y fin y al cabo una mayor calidad de vida para sus usuarios.



## 6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] L. Six y R. Elkins, «Solar Brayton engine/alternator set, Parabolic Dish Solar Thermal Power Annual Program Review», pp. 23-36, 1981.
- [2] D. Gallup y J. Kesseli, «A solarized Brayton engine based on turbocharger technology and DLR receiver,» de ASME, Joint Solar Engineering Conference, pp. 561-566, 1994.
- [3] J. Kesseli y A. Wells, «Cost comparative 30 kWe gas turbine/generator demonstration for cogeneration or solar-electric applications,» de IEEE, 24th International Energy Conversion Engineering Conference, pp. 1903-1908, 1989.
- [4] B. Dickey, «Test results from a concentrated solar microturbine Brayton cycle integration gt201145918,» de ASME-IGTI, ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, pp. 1013-1036, 2011.
- [5] W. Stine y R. Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design*, Wiley-Interscience, 1985.
- [6] T. Mancini, P. Heller, B. Butler, B. Osborn, W. Schiel y R. Buck, «Dish-stirling systems: an overview of development and status,» *J. Sol. Energy Eng.*, pp. 125 (2), 135–151, 2003.
- [7] Various, «Report on State-of-the-art of Dish-engine Applications. Progress Report. European Commission, oMSoP Project (FP7 Grant n. 308952),» 2013.
- [8] G. Barigozzi, G. Bonetti, G. Franchini, A. Perdichizzi y S. Ravelli, «Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine,» *Sol. Energy*, vol. 7, n° 86, pp. 2116-2127, 2012.
- [9] U. Fisher, C. Surgarmen y J. Sinai, «Gas turbine “solarization”-modifications for solar/fuel hybrid operation,» *J. Sol. Energy Eng.*, n° 126, pp. 872-878, 2014.
- [10] B. LLC, *Brayton Power Conversion System*, 2011.
- [11] W. Le Roux, T. Bello-Ochende y J. Meyer, «Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal Brayton cycle,» *Int. J. Energy Res.*, vol. 11, n° 36, pp. 1088-1104, 2012.
- [12] L. Aichmayer, J. Spelling, B. Laumert y T. Fransson, «Micro gas-turbine design for small-scale hybrid solar power plant,» *J. Eng. Gas Turbines Power*, pp. 135 (11), 113001–113011, 2013.
- [13] M. Lanchi, M. Montecchi, T. Crescenzi, D. Mele, A. Miliozzi, V. Russo, D. Mazzei, M. Misceo, M. Falchetta y R. Mancini, «Investigation into the coupling of micro gas turbines with CSP technology,» OMSoP project. *Energy Procedia*, n° 69, pp. 1317-1326.
- [14] Hischier, L. P. I. y A. Steinfeld, «Experimental and numerical analyses of a pressurized air receiver for solar-driven gas turbines,» *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 2, n° 134, p. 021003–021008. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4005446>, 2012.
- [15] W. Wang, G. Ragnolo, L. Aichmayer, T. Strand y B. Laumert, «Integrated design of a hybrid gas turbine receiver unit for a solar dish system,» *Energy Procedia*, n° 69, pp. 583-592 <http://dx.doi.org/10.1016/2015>.
- [16] G. Ragnolo, L. Aichmayer, W. Wang, T. Strand y B. Laumert, «Technoeconomic design of a micro-gas turbine for a solar dish system,» *Energy Procedia*, n° 69, pp. 1133-1142, 2015.

- [17] S. Semprini, D. Sánchez y A. De Pascale, «Performance analysis of a micro gas turbine and solar dish integrated system under different solar-only and hybrid operating conditions,» *Sol Energy*, pp. 132, 279– 93., 2016.
- [18] F. Nepveu, A. Ferriere y F. Bataille, «Thermal model of a dish/stirling systems.,» *Sol. Energy*, vol. 1, n° 83, pp. 81-89 <http://dx.doi.org/>, 2009.
- [19] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. Martínez, J. Rodríguez y A. Muñoz, «Cost analysis of solar thermal power generators based on parabolic dish and micro gas turbine: Manufacturing, transportation and installation,» *Applied Energy*, n° 194, pp. 108-122, 2017.
- [20] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. Martínez, J. Rodríguez y A. Muñoz, «Economic-competitiveness of dishmg solar power generators GT2017-64351,» de *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2017*, Charlotte, NC, USA, 2017.
- [21] K. A. Annan, *We the peoples*, New York: The United Nations, 2000.
- [22] G. Howard y J. Bartram, *Domestic Water Quantity, Service Level and Health*, Ginebra: World Health Organization, 2003.
- [23] United Nations, *Water for People, Water for Life - UN World Water Development Report.*, París: UNESCO Publishing, 2003.
- [24] Rui Chen- *Research Gate Total Pressure Loss Mechanism of Centrifugal Compressors.-Research Gate*,2014.
- [25] Abdalnase Sayma- *Optimised Microturbine Solar Power System*, Research Gate, 2015.
- [26] A. P. González, *Tratamiento integrado y valorización de concentrados salobres de ósmosis inversa: = Integrated treatment and valorization of reverse osmosis saline concentrates*, 2015.
- [27] Zihan Chen, «Modeling and Simulation of an Inverted Brayton Cycle as an Exhaust-Gas Heat-Recovery System», 2017.
- [28] Mario Ferrari, Usman Damo, Ali Turan, David Sanchez. «Hybrid Systems based on solid oxide fuel cells»,2016.
- [29] L. García-Rodríguez; D. Alarcón-Padilla; D. Sánchez, A. Buenaventura 2nd European Micro Gas Turbine Forum. «Desalination based on micro gas turbines Flexible, robust, economical... better? », June 26-27, Madrid

