

ANEXO CÁLCULOS

PLANTA DE APROVECHAMIENTO
ENERGÉTICO DE RESIDUOS DE
INVERNADERO DE 7 MW DE POTENCIA
ELÉCTRICA



Índice

1. Diseño del ciclo termodinámico	2
1.1. Ciclo básico de Rankine	
1.2. Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio	8
1.3. Ciclo regenerativo	13
2. Balances de materia y energía	22
3. Almacén biomasa	24
4. Planta de pretratamiento	26
4.1. Secadero	27
4.2. Balances energía mezclador de corrientes	34
4.3. Diseño sistema transporte gases de secado.....	36



1. Diseño del ciclo termodinámico

Para elegir el ciclo exacto que vamos a implantar en nuestras instalaciones vamos a partir del ciclo básico y vamos a tratar de alcanzar nuestro objetivo de un rendimiento de, al menos un 30% en toda nuestra planta de potencia.

Esto implica que exigiremos un rendimiento en nuestro ciclo de Rankine de al menos:

$$\eta_{total} = \eta_{ciclo} \cdot \eta_{caldera} \cdot \eta_{grupo\ generac.} > 0,3$$

$$\eta_{ciclo} \cdot 0,85 \cdot 0,95 > 0,3 \quad \eta_{ciclo} > 37,15 \%$$

Para calcular todo lo necesario referente al ciclo de vapor, utilizaremos el software CYCLEPAD. Este software se diseñó con fin académico y no puede rivalizar con otros mayores como GT PRO de la compañía Thermoflow, sin embargo, este software gratuito nos va a permitir calcular todo lo necesario para diseñar nuestro ciclo termodinámico dentro de nuestro alcance.

1.1.Ciclo básico de Rankine

El ciclo básico se compone de los componentes básicos para realizar el ciclo de vapor, es decir: Una caldera de vapor, una turbina, un condensador y una bomba.

El modelo utilizado para simular el ciclo básico de Rankine en CYCLEPAD es el siguiente:

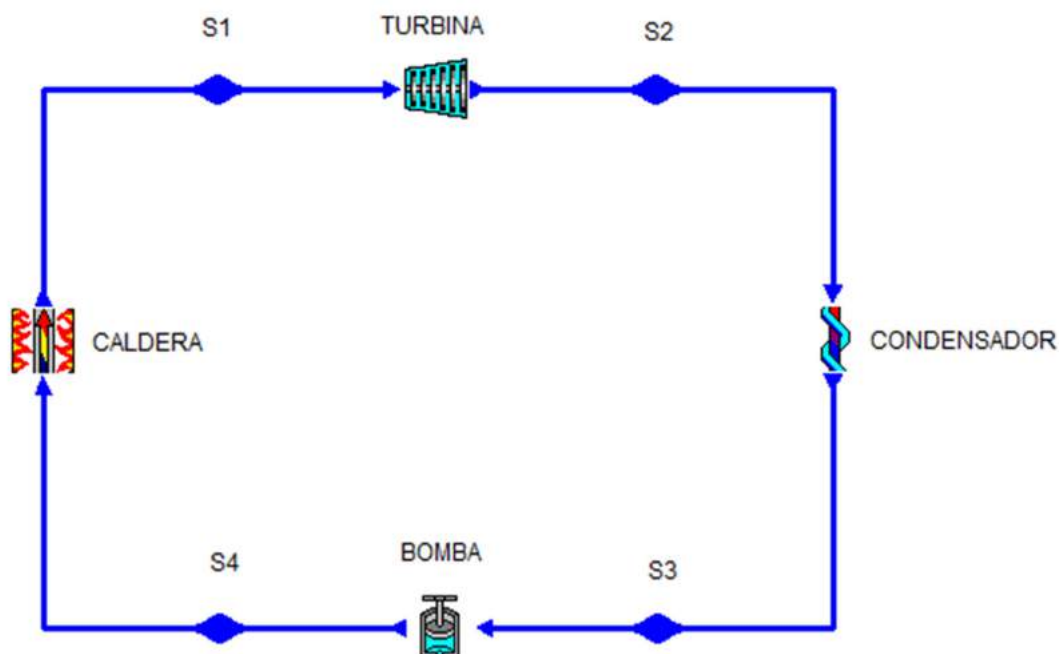


Ilustración 1. Ciclo básico 1.

A continuación, expondremos las suposiciones admitidas a la hora de modelar nuestro ciclo termodinámico:

- A la caldera, se le impondrá que realiza un proceso de calentamiento isobárico. Igualmente, en el condensador, se supondrá que el proceso de condensación también se lleva a cabo de manera isobárica.
- Por otro lado, la turbina se modelará no isentrópica y se le asumirá un rendimiento isentrópico del 85%. Además, se supone un proceso adiabático.
- La bomba se supondrá también adiabática y no isentrópica, con un rendimiento isentrópico del 90%.

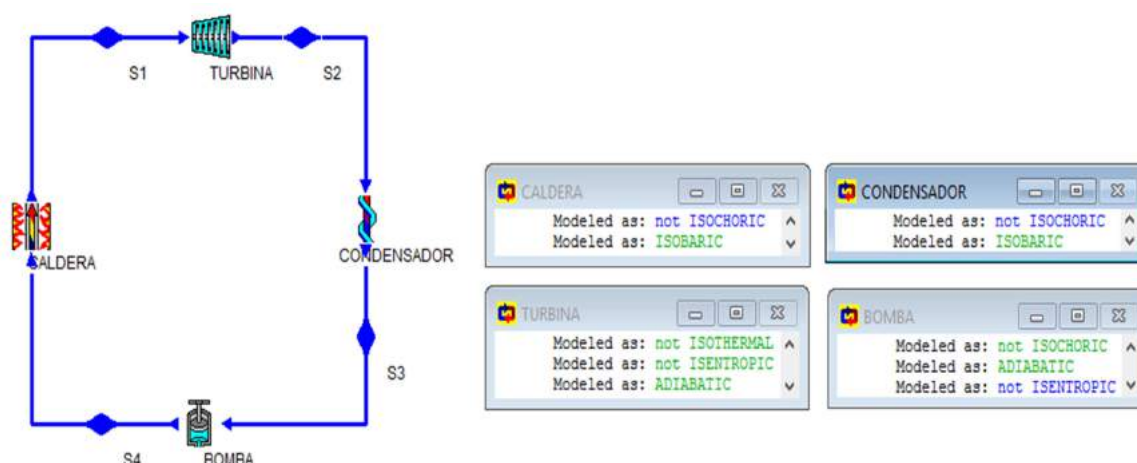


Ilustración 2. Ciclo básico 2.

Sabiendo todo esto, vamos a imponer los estados que, por definición del ciclo, se deben cumplir:

- Después de un estudio de la tecnología que existe actualmente en las calderas de vapor, para el caso que estamos acometiendo, la consigna temperatura y presión del vapor sobrecalentado a la salida de la caldera de vapor (S1) será de 600 °C y 95 bar.
- La presión del vapor exhausto a la salida de la turbina (S2) es de 0,06 bar.
- A la salida del condensador (S3), se impone que el agua se encontrará en un estado de agua saturada con un título de 0.
- Finalmente, con el ciclo definido, se impondrá un caudal de agua en el ciclo necesario para obtener la potencia de salida en el eje de la turbina necesaria para que, teniendo en cuenta el rendimiento del grupo de generación, obtengamos los 10 MWe aguas abajo del generador.

Simulando estos datos en CYCLEPAD, nuestro ciclo de Rankine queda definido en su totalidad con los siguientes resultados.

Los estados del agua en cada punto del ciclo los podemos observar en la siguiente tabla

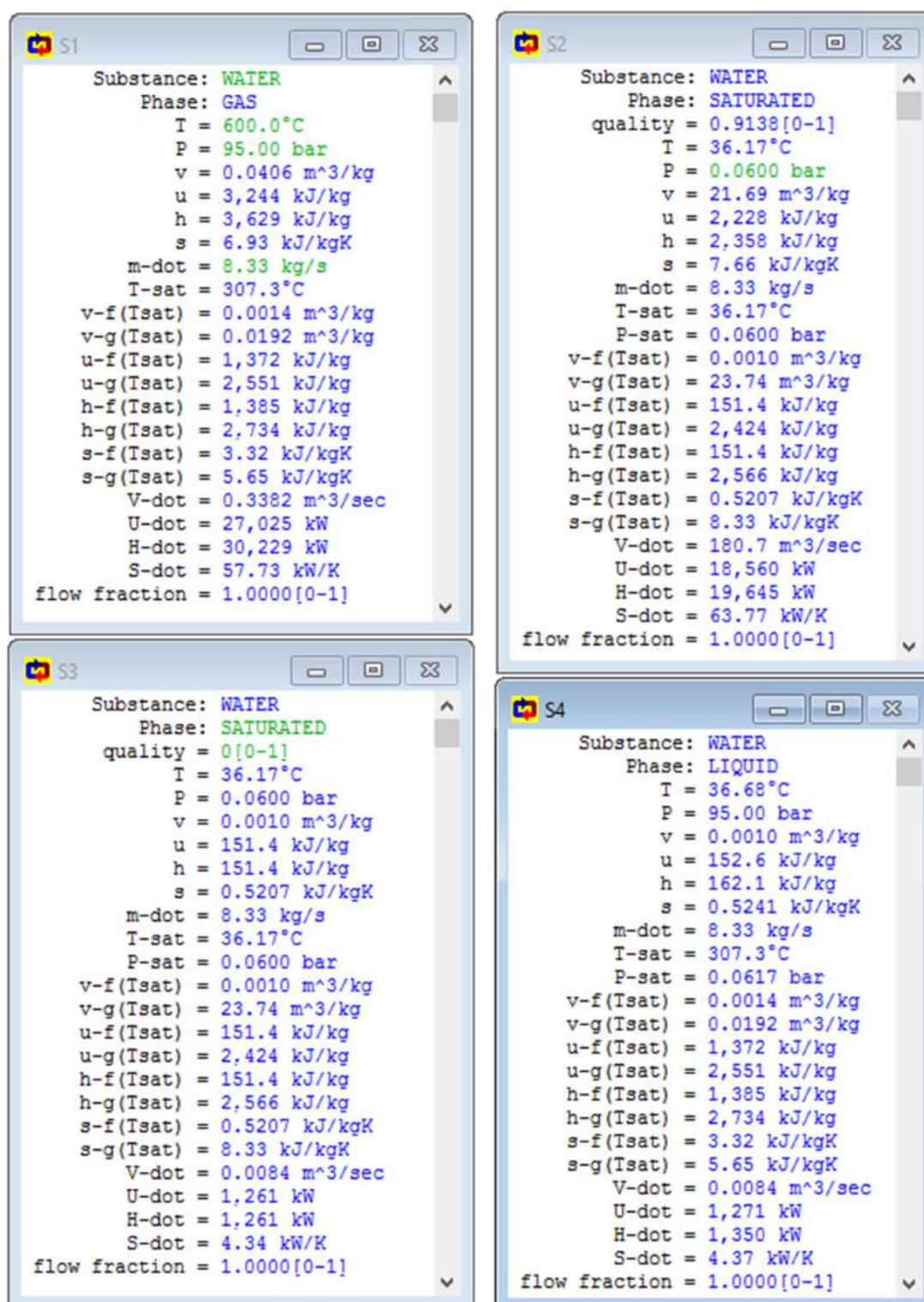


Ilustración 3. Ciclo básico 3.



A continuación, podemos analizar detalladamente los procesos llevados a cabo en cada instalación de nuestro ciclo: Energía absorbida o cedida, saltos entálpicos, etc.

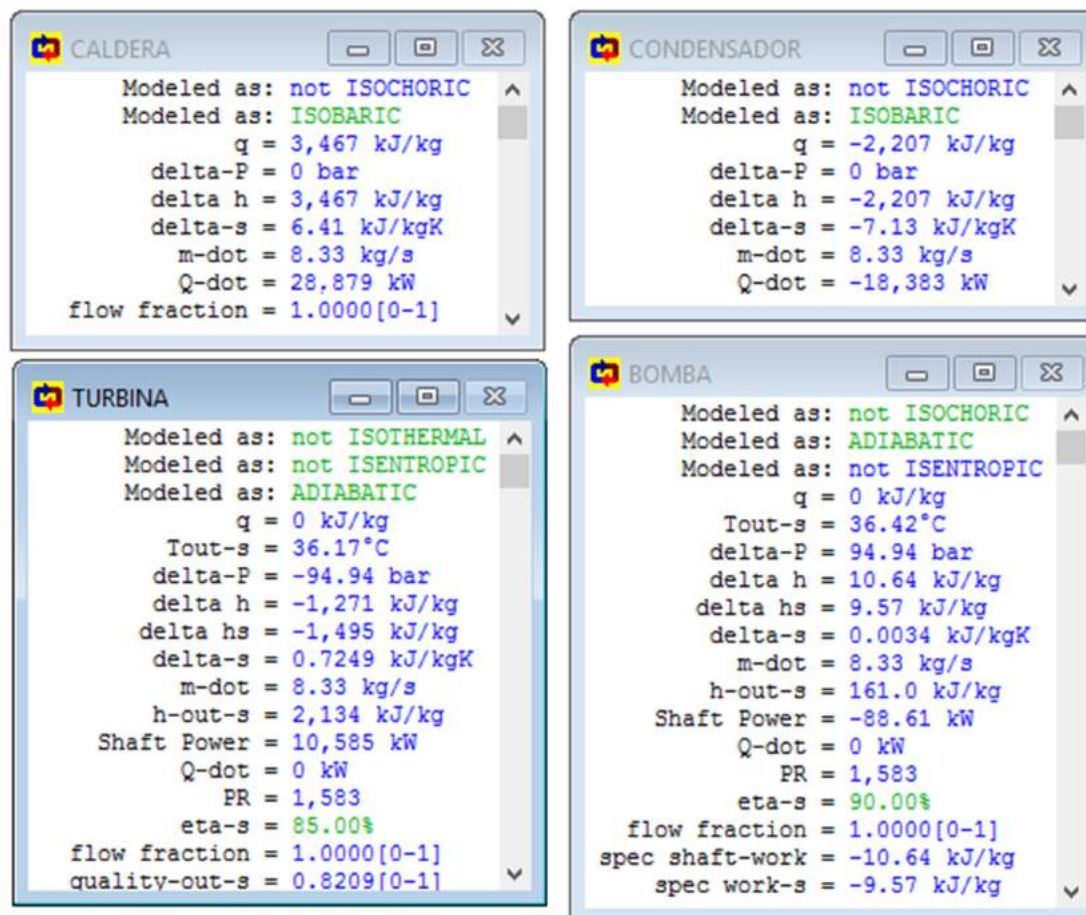


Ilustración 4. Ciclo básico 4.

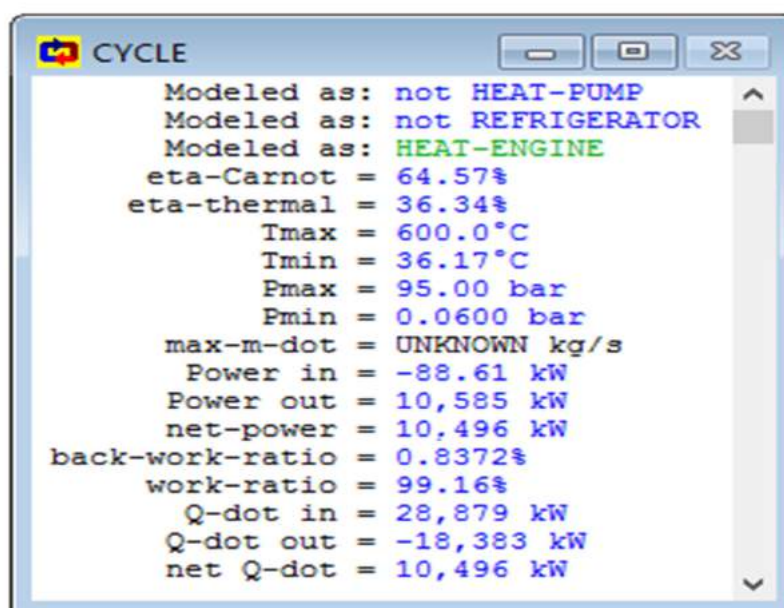


Ilustración 5. Ciclo básico 5.

Sin embargo, para analizar el ciclo, observamos en la imagen anterior un cuadro resumen con las propiedades principales del ciclo. De este resumen cabe señalar que la energía térmica cedida al agua del ciclo en la caldera será de $Q_{in} = 28,88 \text{ MW}$; el flujo de agua necesario en el ciclo será de $\dot{M} = 8,33 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$; el calor cedido en el condensador será de $Q_{out} = 18,38 \text{ MW}$ y que, finalmente, el rendimiento del ciclo será de $\eta = 36,34 \%$.

Por lo tanto, concluimos que el ciclo básico de Rankine no consigue alcanzar el rendimiento objetivo:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 36.34 \% < 37,15 \%$$



1.2.Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio

El ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio lo modelaremos en CYCLEPAD de la siguiente manera:

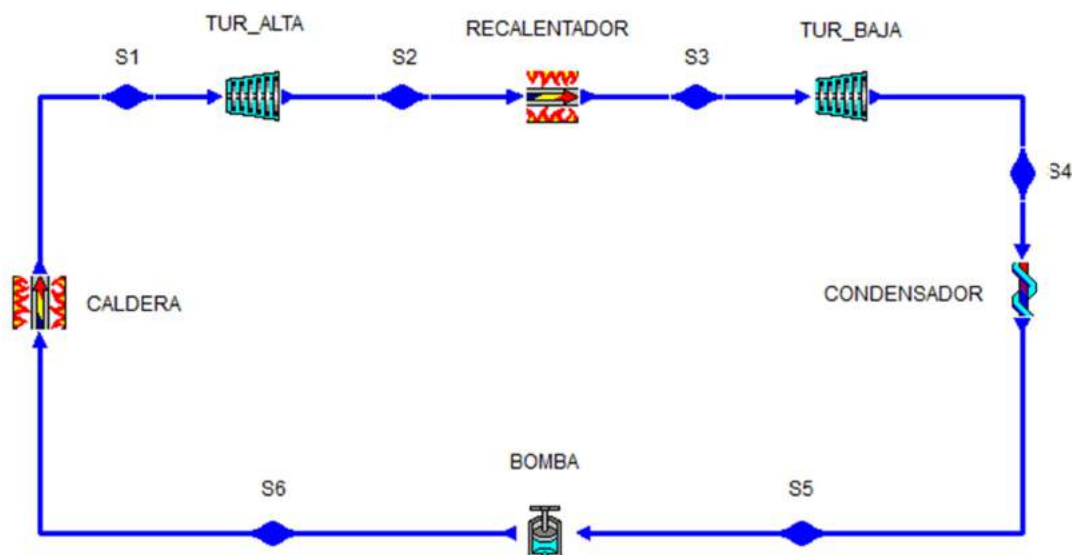


Ilustración 6. Ciclo con recalentamiento 1.

Las suposiciones admitidas en el modelado de cada componente del ciclo son las mismas que en el caso anterior, es decir:

- A la caldera, se le impondrá que realiza un proceso de calentamiento isobárico. Igualmente, en el condensador, se supondrá que el proceso de condensación también se lleva a cabo de manera isobárica.
- Por otro lado, la turbina se modelará no isentrópica y se le asumirá un rendimiento isentrópico del 85%. Además, se supone un proceso adiabático.
- La bomba se supondrá también adiabática y no isentrópica, con un rendimiento isentrópico del 90%.
- En este caso, el proceso de calentamiento intermedio, se modelará igual que el calentamiento llevado a cabo desde el estado S6 hasta el estado S1: Isobárico.



Por otro lado, con referencia a los estados termodinámicos del ciclo, imponemos que:

- La temperatura y presión del vapor sobrecalentado a la salida de la caldera de vapor (S1) será de 600 °C y 95 bar.
- La presión del vapor exhausto a la salida de la turbina de baja presión (S4) es de 0,06 bar.
- A la salida del condensador (S5), se impone que el agua se encontrará en un estado de agua saturada con un título de 0.
- Se impondrá un caudal de agua en el ciclo necesario para obtener la potencia de salida en el eje de la turbina necesaria para que, teniendo en cuenta el rendimiento del grupo de generación, obtengamos los 10 MWe aguas abajo del generador.
- El recalentamiento se hará hasta alcanzar (S3) de nuevo los 600 °C que se alcanzan en la caldera. Con las limitaciones del ciclo, y realizando un estudio de sensibilidad, llegamos a una presión de recalentamiento (S2) de 22 bar.

Simulando estos datos en CYCLEPAD, nuestro ciclo de Rankine queda definido en su totalidad con los siguientes resultados.

Los estados del agua en cada punto del ciclo los podemos observar en la ilustración 8.

A continuación, podemos analizar detalladamente los procesos llevados a cabo en cada instalación de nuestro ciclo: Energía absorbida o cedida, saltos entálpicos, etc.

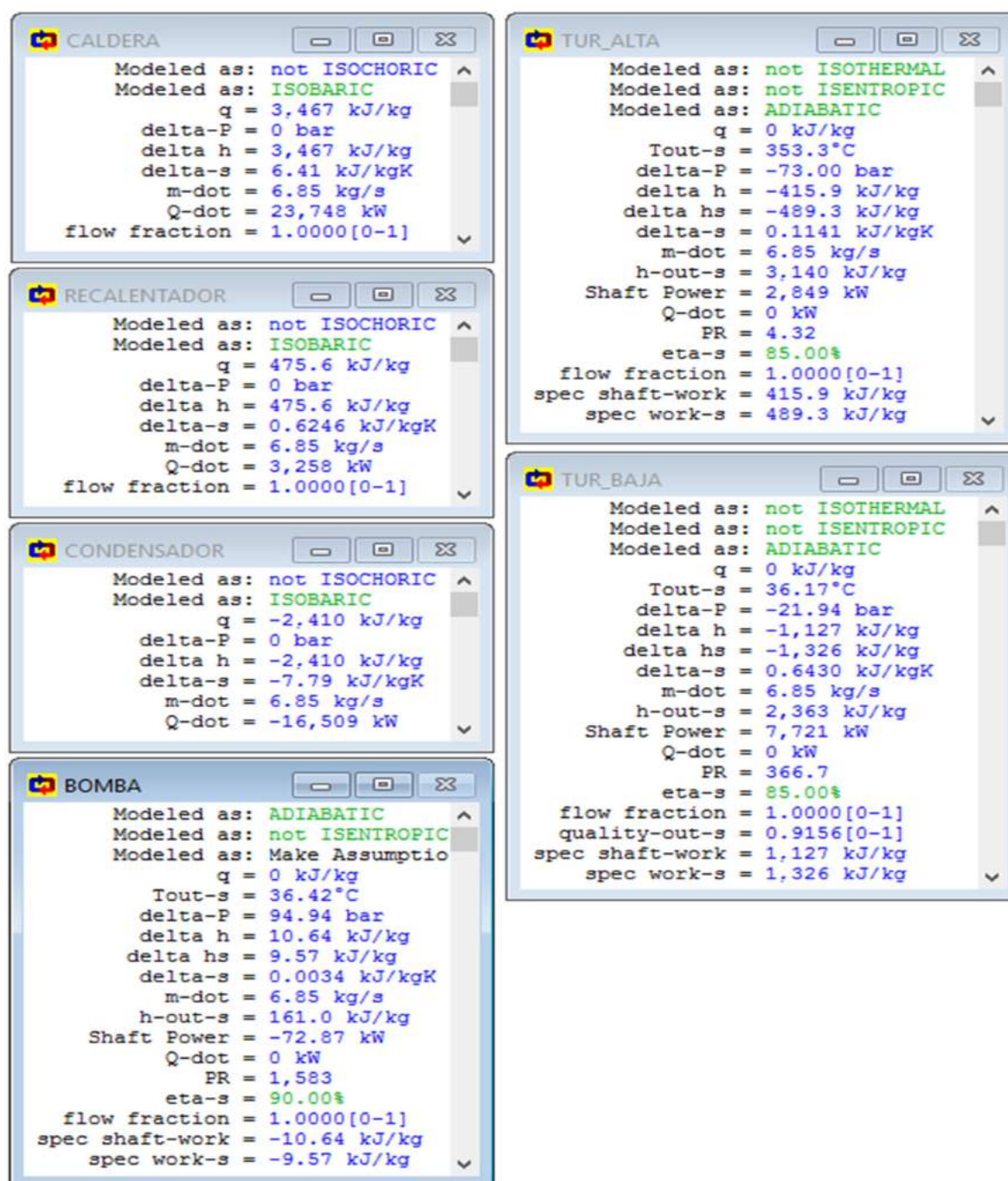


Ilustración 7. Ciclo con recalentamiento 2.

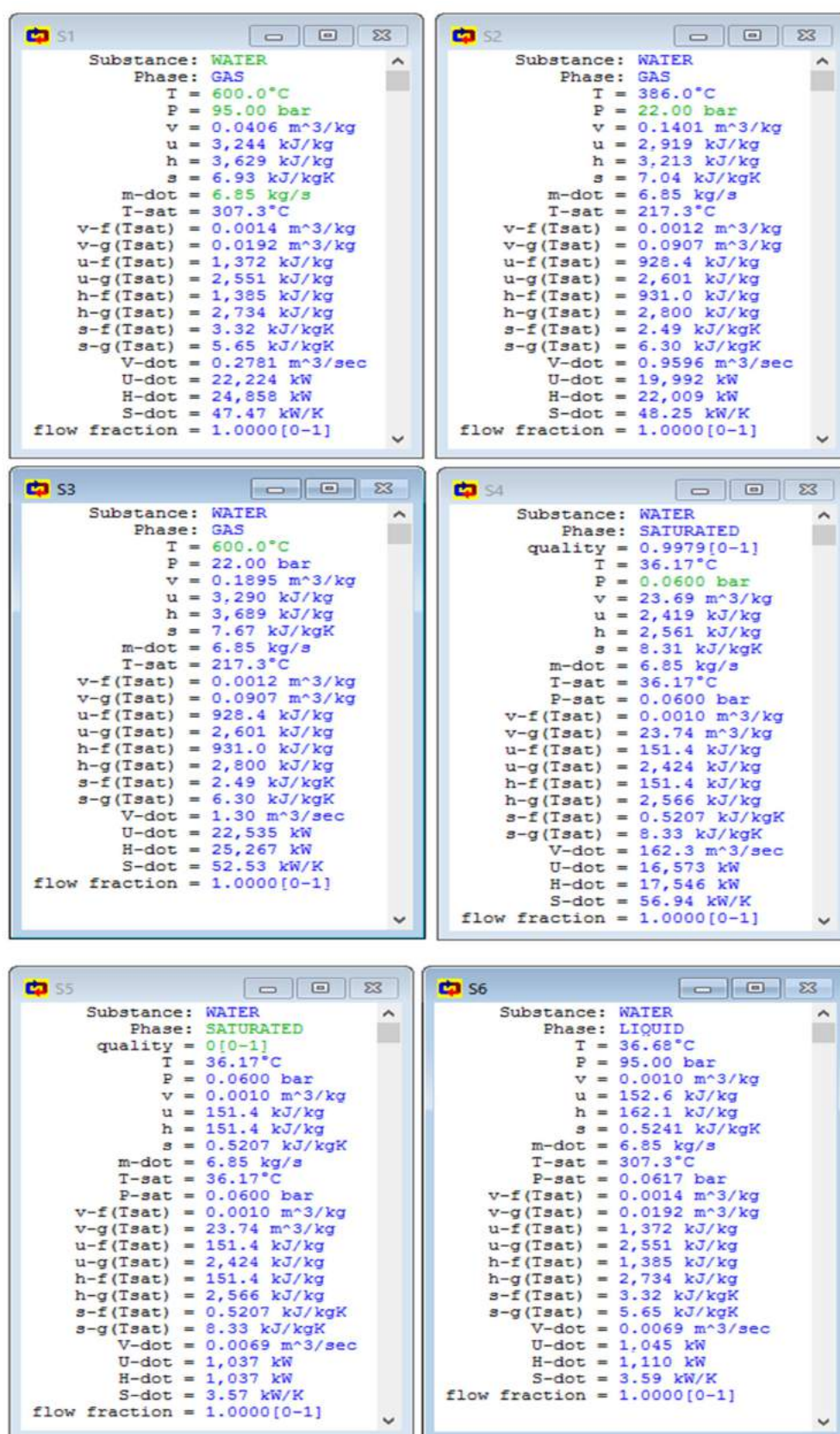


Ilustración 8. Ciclo con recalentamiento 3.



Una vez definido todo el ciclo, podemos observar en la siguiente tabla los resultados obtenidos. La energía térmica cedida al agua del ciclo en la caldera será de $Q_{in} = 27 \text{ MW}$; el flujo de agua necesario en el ciclo será de $\dot{M} = 6,85 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$; el calor cedido en el condensador será de $Q_{out} = 16,5 \text{ MW}$ y que, finalmente, el rendimiento del ciclo será de $\eta = 38,87 \%$.

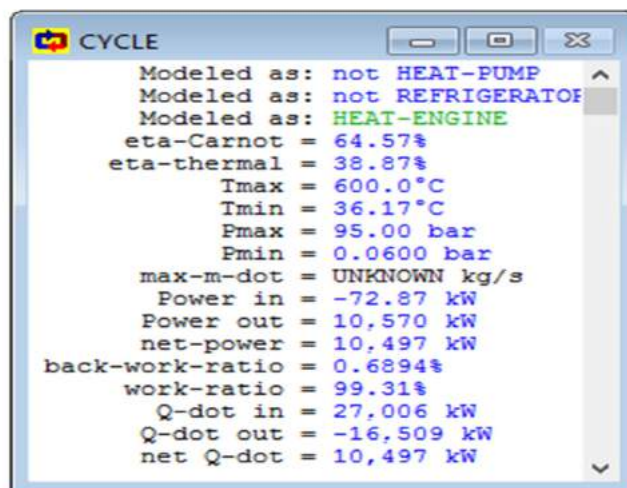


Ilustración 9. Ciclo con recalentamiento 4.

Por lo tanto, el rendimiento del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio es de:

$$\eta_{ciclo} = 38,87 \% > 37,15 \%$$

Así que, nuestro ciclo Rankine con recalentamiento intermedio, cumple los objetivos con referencia al rendimiento deseado. Sin embargo, antes de dar por finalizado la elección del ciclo, vamos a estudiar la otra mejora del ciclo básico, el ciclo de Rankine regenerativo.



1.3.Ciclo regenerativo

El ciclo de Rankine regenerativo lo modelaremos en CYCLEPAD de la siguiente manera:

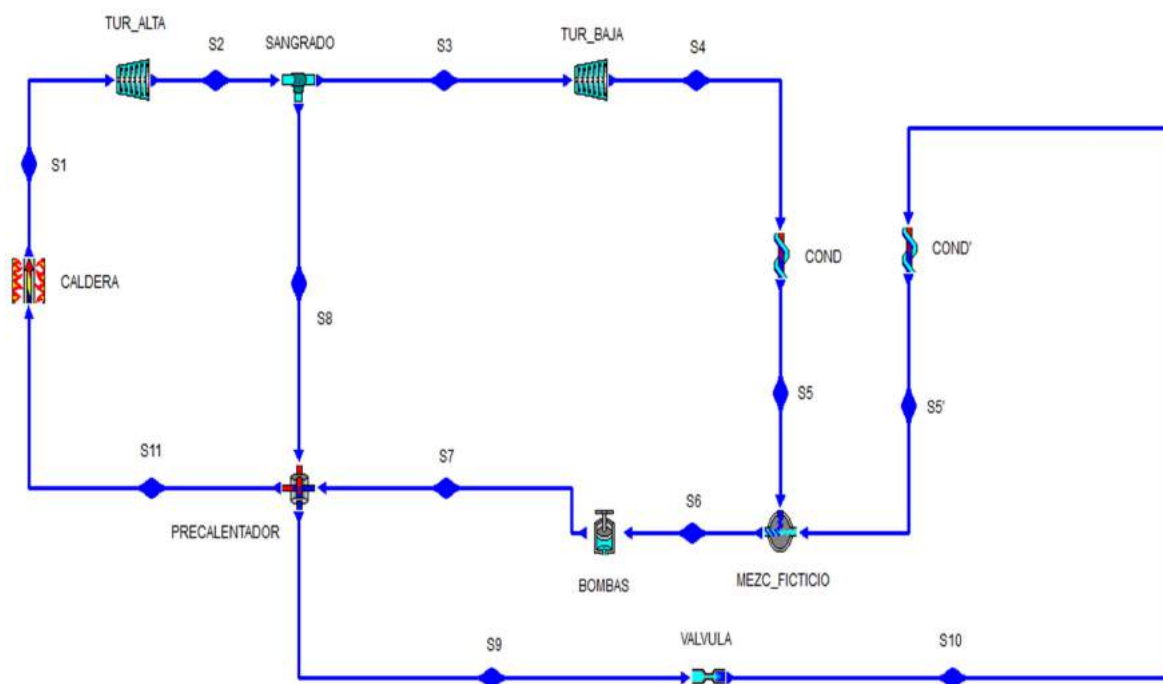


Ilustración 10. Ciclo regenerativo 1.

En esta modalidad del ciclo de Rankine, se extrae una fracción del vapor de la turbina (S8) que se hace pasar por un economizador para precalentar el agua de alimentación a la caldera (S7). Tras este proceso, el agua del sangrado, se hace pasar por una válvula para reducir su presión a una adecuada para entrar al condensador. Debido a las limitaciones del software, hemos tenido que modelar la alimentación del sangrado de la turbina (S10) al condensador con un “condensador ficticio” (COND’) que se alimenta, trabaja y genera una salida en las mismas condiciones que el condensador real (COND). Aguas debajo de estos condensadores, se modela un “mezclador ficticio” (MEZC_FICTICIO) que unifica las dos salidas de ambos condensadores (S5 Y S5’) en la corriente (S6) que alimenta a la bomba.



Por lo tanto, el bloque mostrado en la siguiente figura, se utiliza para modelar la alimentación del condensador tanto por la salida del vapor exhausto de la turbina (S4) como de la salida del precalentador (S10).

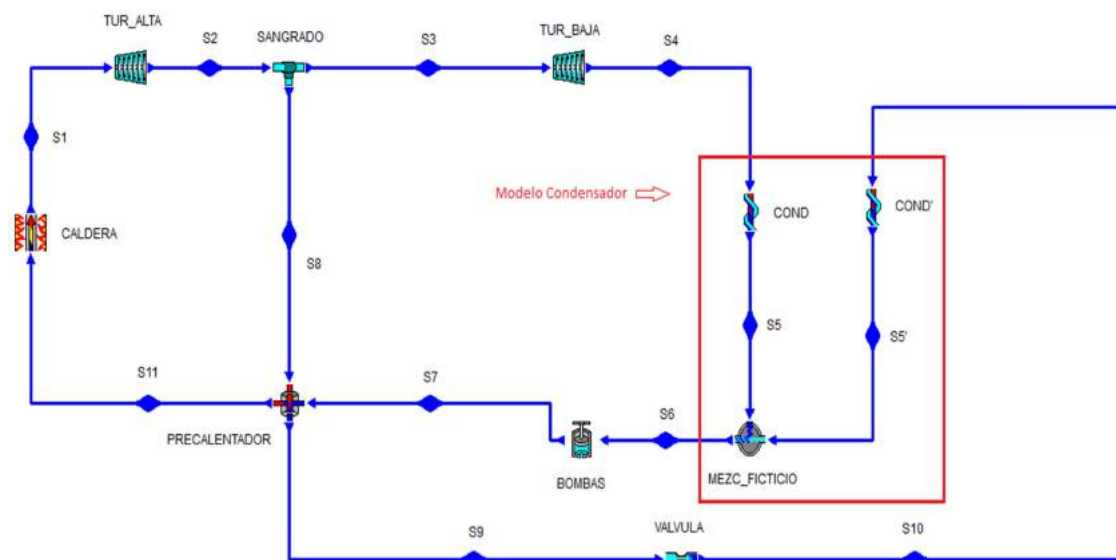


Ilustración 11. Ciclo regenerativo 2.

Las suposiciones admitidas en el modelado de cada componente del ciclo son las mismas que en el caso anterior, es decir:

- A la caldera, se le impondrá que realiza un proceso de calentamiento isobárico. Igualmente, en el condensador, se supondrá que el proceso de condensación también se lleva a cabo de manera isobárica.
- Por otro lado, la turbina se modelará no isentrópica y se le asumirá un rendimiento isentrópico del 85%. Además, se supone un proceso adiabático.
- La bomba se supondrá también adiabática y no isentrópica, con un rendimiento isentrópico del 90%.
- En este caso, el intercambio de calor realizado en el precalentador se asumirá isobárico tanto en el lado del agua de salida de la bomba (S7) como del agua del sangrado de la turbina (S8).
- En la válvula, se reducirá la presión lo necesario para llegar a la presión de entrada en el condensador.



Por otro lado, con referencia a los estados termodinámicos del ciclo, imponemos que:

- La temperatura y presión del vapor sobrecalentado a la salida de la caldera de vapor (S1) será de 600 °C y 95 bar.
- La presión del vapor exhausto a la salida de la turbina de baja presión (S4) es de 0,06 bar.
- A la salida del condensador (S5 y S5'), se impone que el agua se encontrará en un estado de agua saturada con un título de 0.
- Se impondrá un caudal de agua en el ciclo necesario para obtener la potencia de salida en el eje de la turbina necesaria para que, teniendo en cuenta el rendimiento del grupo de generación, obtengamos los 10 MWe aguas abajo del generador.
- Con las limitaciones del ciclo, y realizando un estudio de sensibilidad, concluimos que en el sangrado (2) se extrae una fracción del 15% y se realiza a una presión de 8 bar.
- Supondremos que a la salida del precalentador, el agua del sangrado (S9) ha condensado totalmente (saturada con título 0).

Simulando estos datos en CYCLEPAD, nuestro ciclo de Rankine queda definido en su totalidad con los siguientes resultados.

Los estados del agua en cada punto del ciclo los podemos observar en la ilustración 13.

A continuación, podemos analizar detalladamente los procesos llevados a cabo en cada instalación de nuestro ciclo: Energía absorbida o cedida, saltos entálpicos, etc.

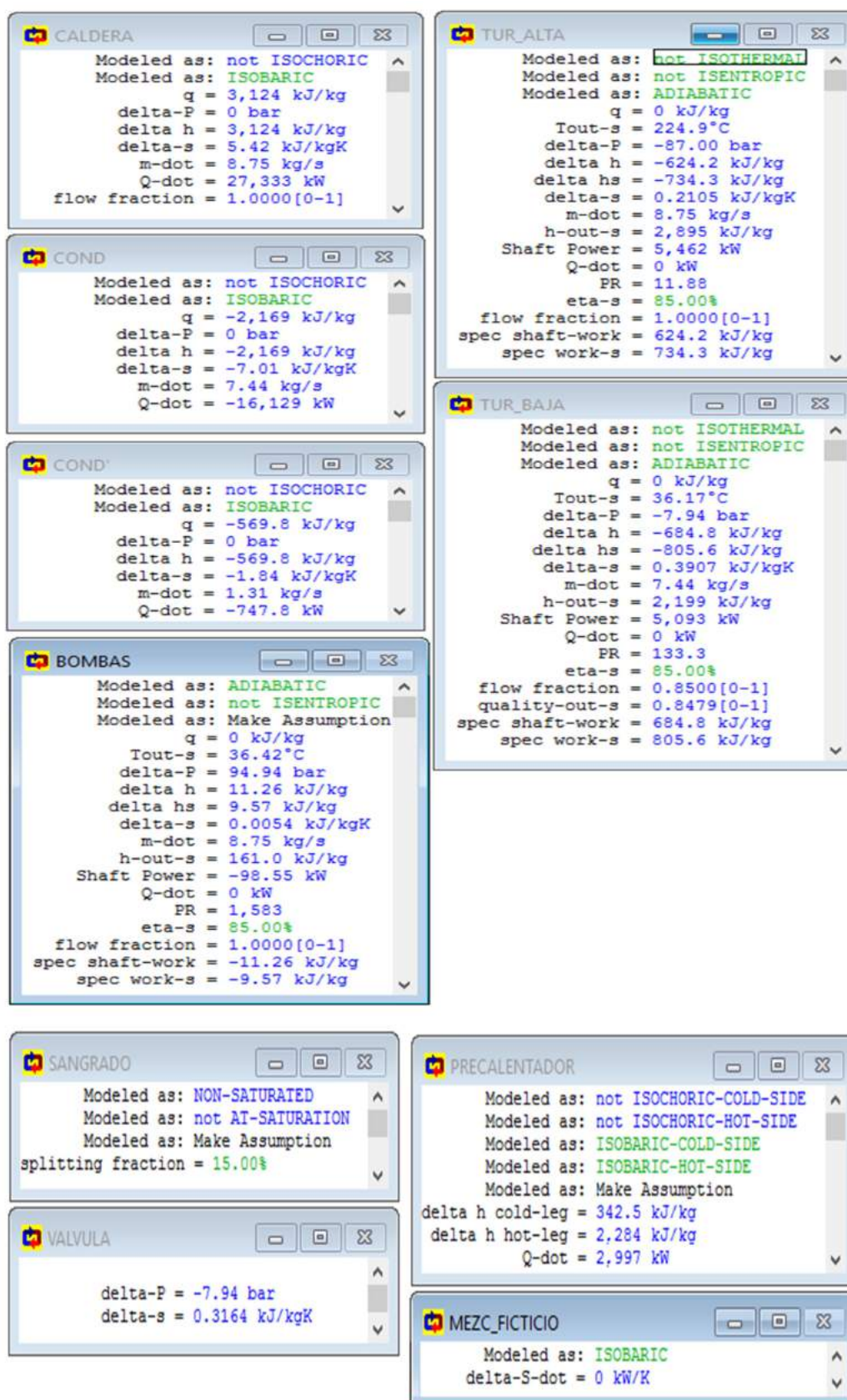


Ilustración 12. Ciclo regenerativo 3.



S1 Substance: WATER Phase: GAS T = 600.0°C P = 95.00 bar v = 0.0406 m³/kg u = 3,244 kJ/kg h = 3,629 kJ/kg s = 6.93 kJ/kgK m-dot = 8.75 kg/s T-sat = 307.3°C v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0192 m³/kg u-f(Tsat) = 1,372 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,551 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,385 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,734 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.32 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.65 kJ/kgK V-dot = 0.3553 m³/sec U-dot = 28,388 kW H-dot = 31,753 kW S-dot = 60.64 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]	S2 Substance: WATER Phase: GAS T = 275.9°C P = 8.00 bar v = 0.3093 m³/kg u = 2,757 kJ/kg h = 3,005 kJ/kg s = 7.14 kJ/kgK m-dot = 8.75 kg/s T-sat = 170.4°C P-sat = 60.24 bar v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.2404 m³/kg u-f(Tsat) = 720.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,577 kJ/kg h-f(Tsat) = 721.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,769 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.05 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.66 kJ/kgK V-dot = 2.71 m³/sec U-dot = 24,127 kW H-dot = 26,292 kW S-dot = 62.48 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]
S3 Substance: WATER Phase: GAS T = 275.9°C P = 8.00 bar v = 0.3093 m³/kg u = 2,757 kJ/kg h = 3,005 kJ/kg s = 7.14 kJ/kgK m-dot = 7.44 kg/s T-sat = 170.4°C P-sat = 60.24 bar v-f(Tsat) = 0.0011 m³/kg v-g(Tsat) = 0.2404 m³/kg u-f(Tsat) = 720.3 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,577 kJ/kg h-f(Tsat) = 721.2 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,769 kJ/kg s-f(Tsat) = 2.05 kJ/kgK s-g(Tsat) = 6.66 kJ/kgK V-dot = 2.30 m³/sec U-dot = 20,508 kW H-dot = 22,348 kW S-dot = 53.11 kW/K flow fraction = 0.8500[0-1]	S4 Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0.8979[0-1] T = 36.17°C P = 0.0600 bar v = 21.32 m³/kg u = 2,192 kJ/kg h = 2,320 kJ/kg s = 7.53 kJ/kgK m-dot = 7.44 kg/s T-sat = 36.17°C P-sat = 0.0600 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 23.74 m³/kg u-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,424 kJ/kg h-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,566 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5207 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.33 kJ/kgK V-dot = 158.5 m³/sec U-dot = 16,304 kW H-dot = 17,255 kW S-dot = 56.01 kW/K flow fraction = 0.8500[0-1]
S5 Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 36.17°C P = 0.0600 bar v = 0.0010 m³/kg u = 151.4 kJ/kg h = 151.4 kJ/kg s = 0.5207 kJ/kgK m-dot = 7.44 kg/s T-sat = 36.17°C P-sat = 0.0600 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 23.74 m³/kg u-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,424 kJ/kg h-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,566 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5207 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.33 kJ/kgK V-dot = 0.0075 m³/sec U-dot = 1,126 kW H-dot = 1,126 kW S-dot = 3.87 kW/K flow fraction = 0.8500[0-1]	S5' Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 36.17°C P = 0.0600 bar v = 0.0010 m³/kg u = 151.4 kJ/kg h = 151.4 kJ/kg s = 0.5207 kJ/kgK m-dot = 1.31 kg/s T-sat = 36.17°C P-sat = 0.0600 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 23.74 m³/kg u-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,424 kJ/kg h-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,566 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5207 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.33 kJ/kgK V-dot = 0.0013 m³/sec U-dot = 198.8 kW H-dot = 198.8 kW S-dot = 0.6834 kW/K flow fraction = 0.1500[0-1]
S6 Substance: WATER Phase: SATURATED quality = 0[0-1] T = 36.17°C P = 0.0600 bar v = 0.0010 m³/kg u = 151.4 kJ/kg h = 151.4 kJ/kg s = 0.5207 kJ/kgK m-dot = 8.75 kg/s T-sat = 36.17°C P-sat = 0.0600 bar v-f(Tsat) = 0.0010 m³/kg v-g(Tsat) = 23.74 m³/kg u-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,424 kJ/kg h-f(Tsat) = 151.4 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,566 kJ/kg s-f(Tsat) = 0.5207 kJ/kgK s-g(Tsat) = 8.33 kJ/kgK V-dot = 0.0088 m³/sec U-dot = 1,325 kW H-dot = 1,325 kW S-dot = 4.56 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]	S7 Substance: WATER Phase: LIQUID T = 36.83°C P = 95.00 bar v = 0.0010 m³/kg u = 153.2 kJ/kg h = 162.7 kJ/kg s = 0.5261 kJ/kgK m-dot = 8.75 kg/s T-sat = 307.3°C P-sat = 0.0623 bar v-f(Tsat) = 0.0014 m³/kg v-g(Tsat) = 0.0192 m³/kg u-f(Tsat) = 1,372 kJ/kg u-g(Tsat) = 2,551 kJ/kg h-f(Tsat) = 1,385 kJ/kg h-g(Tsat) = 2,734 kJ/kg s-f(Tsat) = 3.32 kJ/kgK s-g(Tsat) = 5.65 kJ/kgK V-dot = 0.0088 m³/sec U-dot = 1,340 kW H-dot = 1,424 kW S-dot = 4.60 kW/K flow fraction = 1.0000[0-1]

Ilustración 13. Ciclo regenerativo 4.

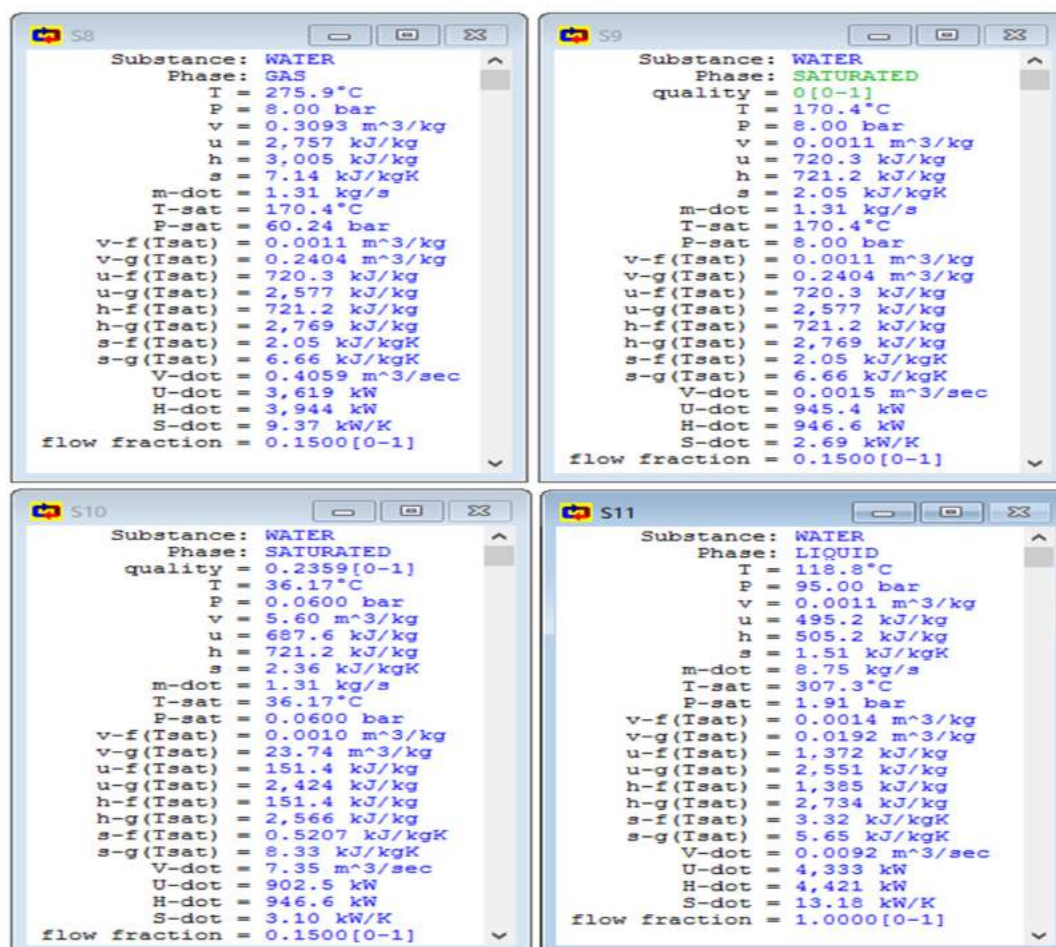


Ilustración 14. Ciclo regenerativo 5.

Una vez definido todo el ciclo, podemos observar en la siguiente tabla los resultados obtenidos. La energía térmica cedida al agua del ciclo en la caldera será de $Q_{in} = 27,3 \text{ MW}$; el flujo de agua necesario en el ciclo será de $\dot{M} = 8,75 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$; el calor cedido en el condensador será de $Q_{out} = 16,9 \text{ MW}$ y que, finalmente, el rendimiento del ciclo será de $\eta = 38,25 \%$.

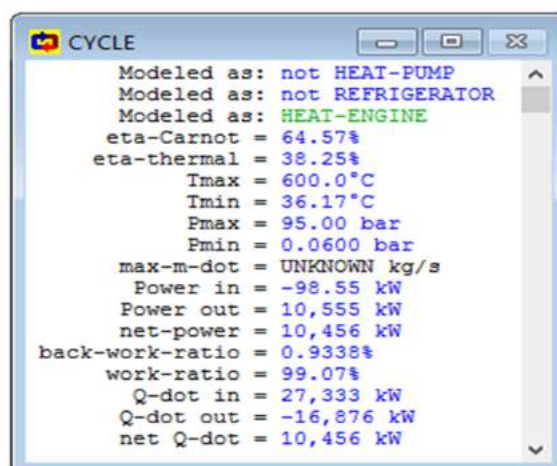


Ilustración 15. Ciclo regenerativo 6.

Por lo tanto, el ciclo regenerativo también cumple nuestros objetivos de rendimiento del ciclo.

$$\eta_{\text{ciclo}} = 38,25 \% > 37,15 \%$$

Esto nos lleva a decidir qué ciclo elegimos definitivamente. Para ello, en la siguiente tabla, hemos representado las magnitudes más importantes para compararlas más fácilmente.

Ciclo	Calor necesario en la caldera (MW)	Calor cedido en el condensador (MW)	Flujo másico de agua (Kg/s)	Rendimiento del ciclo (%)
Ciclo Básico	28,9	18,4	8,3	36,34
Recalentamiento Intermedio	27	16,5	6,8	38,87
Regenerativo	27,3	16,87	8,7	38,25

Tabla 1. Resumen ciclos termodinámicos.



Al no llegar a las exigencias del rendimiento mínimo, el ciclo básico queda descartado directamente. Por lo tanto, tendremos que decidir entre el ciclo con recalentamiento intermedio o el ciclo regenerativo.

A continuación valoraremos diferentes aspectos a tener en cuenta en el diseño del ciclo.

- a) Podemos observar que ambos van a requerir un calor disponible en la caldera similar, así que, con respecto a dimensionamiento de la misma, ambos serán similares.
- b) Aunque bastante similares, el rendimiento del ciclo con recalentamiento es algo mejor. Sin embargo, tampoco es una diferencia suficiente como para decantarse por uno o por otro.
- c) El calor a disipar en el condensador también es prácticamente idénticos, sin embargo, el flujo de vapor a condensar en el caso del ciclo con recalentamiento intermedio es notablemente menor al flujo del ciclo regenerativo.
- d) A parte de esto datos, podemos decir que constructivamente, el aumento de la caldera y la reinserción del caudal recalentado a la turbina de baja presión necesario para implementar el ciclo con recalentamiento intermedio es menos costoso que el sangrado del caudal de regeneración, el intercambiador de calor y la reinserción del caudal de salida al condensador necesarios para el ciclo regenerativo.

En base a esto, debido al, aunque pequeño, aumento de rendimiento en el ciclo con recalentamiento, el menor dimensionamiento del condensador en el caso del recalentamiento, y una menos costosa ampliación de las instalaciones también en el caso del ciclo con recalentamiento, decidimos tomar como ciclo a implementar en nuestra planta el ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio.

Quedando unas características finales del ciclo de vapor elegido de:



Calor necesario en la caldera (MW)	Calor cedido en el condensador (MW)	Flujo másico de agua (kg/s)	Rendimiento del ciclo (%)
27	16,5	6,8	38,87

Tabla 2. Resumen ciclo elegido.

El diagrama T-S del ciclo final lo podemos ver en la siguiente imagen

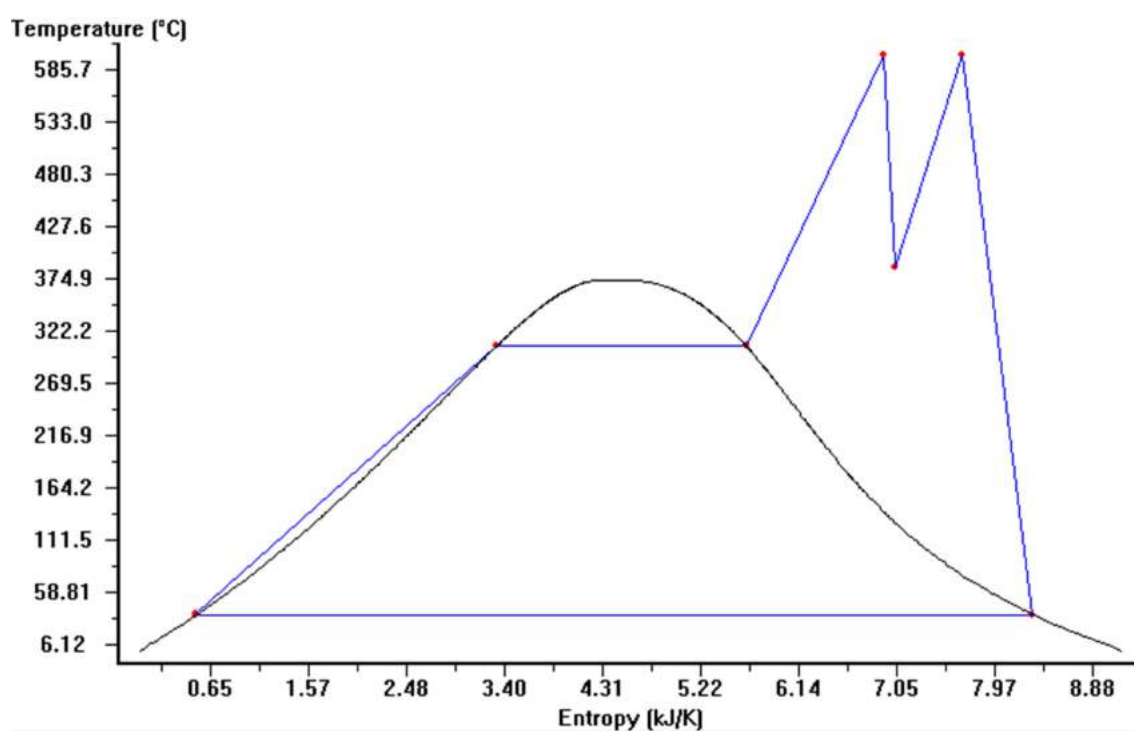


Ilustración 16. Diagrama T-S ciclo elegido.



2. Balances de materia y energía

En este apartado vamos a realizar, conociendo los valores definitivos de nuestro ciclo de potencia, los balances de materia y energía necesarios para calcular las cantidades de biomasa que vamos a requerir en nuestra planta.

Conociendo los rendimientos de todas las componentes de nuestro ciclo de potencia, podemos obtener el rendimiento global de nuestra planta:

$$\eta_{planta} = \eta_{ciclo\ rankine} \cdot \eta_{caldera} \cdot \eta_{generador} = 0,3887 \cdot 0,85 \cdot 0,95 = 0,3138$$

Por lo tanto, el rendimiento de la planta es:

$$\eta_{planta} = \mathbf{31,38\%}$$

A continuación, calcularemos la energía necesaria en cada punto de nuestro ciclo de potencia, hasta llegar a la energía térmica necesaria en nuestro combustible:

$$\begin{aligned} 10\ MW_e \cdot \frac{1}{\eta_{gen.}} &= \mathbf{10,52\ MW_{eje}} \cdot \frac{1}{\eta_{ciclo}} = \mathbf{27\ MW_{th}} \cdot \frac{1}{\eta_{caldera}} \\ &= \mathbf{31,86\ MW_{combustible}} \end{aligned}$$

A continuación calculares el poder calorífico inferior del combustible de la caldera.

Partiendo de los valores conocidos del PCI del combustible para una humedad del 0% de $13.000\ \frac{KJ}{Kg}$, haremos un pequeño cálculo para obtener los valores del PCI con la humedad de consigna del 30%:

$$PCI = 13.000\ \frac{KJ}{Kg} - \left[0,3\ \frac{Kg\ H_2O}{Kg\ comb.} \cdot 2.500\ \frac{KJ}{Kg\ H_2O} \right] = \mathbf{12.250\ \frac{KJ}{Kg}}$$



Con todo esto, podemos calcular la cantidad de combustible necesario en planta:

$$31.860 \frac{KJ}{seg} \cdot \frac{3.600 \text{ seg}}{\text{hora}} \cdot \frac{Kg \text{ Combustible}}{12.250 KJ} = 9.362,9 \frac{Kg \text{ Combustible}}{\text{hora}}$$

Estando diseñada la planta para un funcionamiento de 8.000 horas al año, obtenemos una cantidad de:

$$9.362,9 \frac{Kg \text{ Combustible}}{\text{hor}} \cdot 8.0000 \frac{\text{hor}}{\text{año}} = 74.903.510 \frac{Kg \text{ Combustible}}{\text{año}}$$

Para calcular la cantidad de biomasa fresca necesaria:

$$74.903.510 \frac{Kg \text{ Combustible}}{\text{año}} \cdot 8,7223 \frac{Kg \text{ Biomasa}}{Kg \text{ Combustible}} = 653.330.887 \frac{Kg \text{ Biomasa}}{\text{año}}$$

Teniendo en cuenta que las rafias que vienen mezcladas con la biomasa se pueden considerar un 5% en peso, la cantidad de biomasa que necesitaremos será de:

$$653.330.887 \frac{Kg \text{ Biomasa}}{\text{año}} \cdot 1,05 = 686.000.000 \frac{Kg \text{ Biomasa}}{\text{año}}$$

Por otro lado, hay que tener en cuenta que cuando la biomasa entra en la planta de pretratamiento, lo hace con una humedad del 40%, por lo tanto, el caudal másico de biomasa que entra en la planta de pretratamiento.



3. Almacén biomasa

Antes de empezar, cabe señalar que las bases de diseño del almacén de biomasa fresca están marcadas por las condiciones establecidas en el real decreto 2267/2004. Éstas limitan las dimensiones de cada pila de biomasa, y son las siguientes:

$$Superficie_{m\acute{a}xima} = 500 \text{ m}^2$$

$$Vol\acute{u}men_{m\acute{a}ximo} = 3.500 \text{ m}^3$$

$$Altura_{m\acute{a}xima} = 15 \text{ m}$$

$$Longitud_{m\acute{a}xima} = 45 \text{ m}$$

Impuestas dichas condiciones, y al tratarse de apilamientos troncopiramidales, nos quedaremos con las condiciones de superficie máxima, obteniendo así unas pilas con las siguientes dimensiones:

$$Altura = 8 \text{ m}$$

$$Superficie = 500 \text{ m}^2$$

$$Longitud = \sqrt{500} = 22.36 \text{ m}$$

Para calcular la superficie total dedicada al almacenamiento de biomasa fresca, tendremos en cuenta que en los seis meses de recepción de biomasa, la planta de pretratamiento sigue funcionando, por lo tanto, al finalizar los seis meses de recepción, ya se ha consumido parte de esa biomasa anual. Por lo tanto no hará falta una superficie para toda la biomasa necesaria anual, sino para la biomasa que quedará por tratar, al finalizar esos seis meses. A continuación calcularemos esa cantidad.



El flujo de entrada de biomasa será:

$$686.000.000 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{6 \text{ meses}} \cdot \frac{\text{mes}}{30 \text{ días}} \cdot \frac{\text{día}}{24 \text{ horas}}$$

$$= 158.796 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} \Big]_{\text{entrada plata}}$$

$$\Delta \dot{M} = 158.796 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} - 85.750 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} = 73.046 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}}$$

Masa total a almacenar anualmente:

$$\text{Masa total} = 73.046 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} \cdot 4320 \frac{\text{horas}}{\text{año}} = 315.560.000 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{año}}$$

A continuación calculamos la superficie total dedicada al almacenamiento de biomasa. A esta superficie hay que sumarle la superficie requerida por los viales para el transporte de la biomasa.

$$315.560.0 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{m}^3}{250 \text{ Kg Biomasa}} = 1.262.240 \text{ m}^3$$



4. Planta de pretratamiento

En este apartado, vamos a exponer los cálculos usados para dimensionar cada instalación de la planta de pretratamiento.

Primeramente, calcularemos la el flujo de biomasa a tratar por hora:

Hay que tener en cuenta que el primer proceso al que se somete la biomasa es al separado de la rafia de plástico. El caudal másico que entra en la planta de pretratamiento será:

$$\frac{686.000.000 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{año}}}{8.000} \frac{\text{hor}}{\text{año}} = 85.750 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}}$$

Sin embargo, al salir de la línea de separado de plásticos, se extrae una cantidad de rafias del 5% en peso de la biomasa de entrada, quedando así un flujo másico en la planta de tratamiento de:

$$686.000.000 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{año}} / 8.000 \frac{\text{horas}}{\text{año}} = 85.750 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}}$$

La cantidad de rafias extraídas será de:

$$0,05 \cdot 85.750 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} = 4.287.5 \frac{\text{Kg polietileno}}{\text{hora}}$$

Que, conociendo el valor de la densidad aparente de la biomasa fresca, obtendremos:

$$85.750 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} \cdot \frac{\text{m}^3}{250 \text{ Kg}} = 343 \frac{\text{m}^3}{\text{hora}}$$



4.1. Secadero

En el siguiente apartado, acometeremos los cálculos necesarios para el diseño del secador tipo trommel utilizado para secar nuestro caudal de biomasa fresca.

En primer lugar, al utilizar como gas caliente en el secador los gases de salida de la caldera, vamos a calcular de cuánta energía disponemos.

Sabemos que en nuestra caldera, la energía portada en los gases de salida, es alrededor del 14,7% de la energía en la combustión. Por lo tanto, la energía disponible para el proceso de secado será:

$$Q_{combust.} = 31,86 \text{ MW}$$

$$Q_{humos} \simeq 0,147 \cdot Q_{combust.} = \mathbf{4,683 \text{ MW}}$$

Por lo que con esa energía, tenemos que calcular con qué humedad debe entrar la biomasa en el secador para salir con la humedad de consigna del 30%. Dicha humedad la alcanzará la biomasa mediante un secado natural en su almacenamiento a la intemperie.

Sabiendo que la entalpía de vaporización del agua en nuestras condiciones de secado es de:

$$h_{vap} = 2.410 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg agua}}$$

Realizando un balance de energía en el proceso de secado, obtenemos la humedad de entrada de la biomasa al secadero.

$$(1) 4.683 \frac{\text{KJ}}{\text{seg}} \cdot \frac{3600 \text{ seg}}{\text{hora}} = 16.860.312 \frac{\text{KJ}}{\text{hora}}$$

$$(2) 81.666 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}} \cdot (x-0,3) \frac{\text{Kg agua}}{\text{Kg Biomasa}} \cdot 2.410 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg agua}} = 196.815.060 \cdot (x-0,3) \frac{\text{KJ}}{\text{hora}}$$



Igualando las dos expresiones anteriores:

$$(1) = (2)$$

$$16.860.312 = 196.815.060 (x - 0,3)$$

$$x = 0,386.$$

Llegamos al resultado de que la biomasa debe entrar con una humedad del 38,6%, sin embargo, ese resultado ha salido de los datos de partida de $81.666 \frac{\text{Kg Biomasa}}{\text{hora}}$, los cuales presentan una humedad del 85 %.

Para resolver esto, debemos resolver este problema que consiste en ser un problema iterativo donde nos encontramos los siguientes:

- El objetivo es alcanzar los $9.362,9 \frac{\text{Kg Combustible}}{\text{hor}}$ con una humedad del 30% (que llamaremos en base seca) requeridos por la caldera.
- Para ello, necesitaremos un caudal másico en base húmeda (con la humedad de entrada a la zona de tratamiento) que cumpla dos condiciones:
 - a. Que dicho caudal másico, al perder el exceso de humedad y llegar a la humedad objetivo del 30%, sea un caudal másico de $9.362,9 \frac{\text{Kg Combustible}}{\text{hora}}$
 - b. Que dicho caudal y dicha humedad inicial sean suficientes para que con los 4,683 MW térmicos portados en los gases de secado lleguen a la humedad objetivo de 30%.

Tras ensayar con diversos gastos másicos de biomasa a distintas humedades relativas, llegamos al que cumple la ecuación de balance de energía. Dicho resultado es el siguiente:

Para obtener un caudal másico de $9.363 \frac{\text{Kg Combustible}}{\text{hora}}$ con una humedad final de un 30%, necesitamos un caudal másico a la entrada del secador de $35.730 \frac{\text{Kg biomasa}}{\text{hora}}$ con una humedad del 49%.



Además, dicho caudal másico, cumple con el balance de energía del secado planteado anteriormente.

Por lo tanto, la biomasa deberá permanecer almacenada a la intemperie en el parque de almacenamiento de residuos hasta alcanzar una humedad del 49%. Esto hace que los cálculos de los datos del caudal de entrada a la planta de tratamiento varíen.

Para alcanzar una entrada al secador de $35.730 \frac{\text{Kg biomasa}}{\text{hora}}$, necesitamos que a la entrada del separador entren:

$$1,05 \cdot 35.730 \frac{\text{Kg biomasa}}{\text{hora}} = 37.500 \frac{\text{Kg biomasa}}{\text{hora}}$$

Ahora vamos a exponer los cálculos necesarios para el diseño del secador de nuestra planta. Para ello, vamos a exponer el modelo de diseño utilizado.

Actualmente, los secadores rotatorios de contacto directo se diseñan con base a la transferencia de calor. Una ecuación empírica dimensional para la velocidad de transferencia de calor. Dicha ecuación es la siguiente:

$$Q = \frac{0,5 \cdot G^{0,67}}{D} \cdot V \cdot \Delta T_{LM}$$

Agrupando y simplificando la ecuación, quedaría de la siguiente forma:

$$(1) Q = 0,125 \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot G^{0,67} \cdot \Delta T_{LM}$$

Siendo:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ge} - T_{we}) - (T_{gs} - T_{ws})}{\ln \left[\frac{(T_{ge} - T_{we})}{(T_{gs} - T_{ws})} \right]}$$



Donde:

Q es el calor transmitido en $\frac{J}{h}$

V el volumen del secador en m^3

L la longitud del secador en m

D el diámetro del secador en m

G la velocidad másica en $\frac{Kg}{m^2 \cdot hora}$

ΔT_{LM} es la media logarítmica de la temperatura en $^{\circ}C$

T_{ge} es la temperatura del gas a la entrada en $^{\circ}C$

T_{gs} es la temperatura del gas a la salida en $^{\circ}C$

T_{we} es la temperatura de bulbo húmedo del gas que sale en $^{\circ}C$

T_{ws} es la temperatura de bulbo húmedo del gas que entra en $^{\circ}C$

La temperatura más conveniente del gas a la salida es una cuestión económica y se estima a partir de las unidades de transferencia de calor. Para secadores rotatorios resulta más económico cuando el número de unidades de transferencia de calor varía entre 1,5 y 2,5. Este concepto sigue la siguiente expresión:

$$(2) \quad Nt = \ln \left(\frac{T_{ge} - T_{we}}{T_{gs} - T_{we}} \right)$$



A continuación, para calcular el flujo másico de aire utilizaremos la siguiente expresión, obtenida realizando un balance de calor en el volumen de control:

$$(3) \dot{M} (1 + H_e) = \frac{Q}{C_s(T_{ge} - T_{gs})}$$

Donde:

$$C_s = 1,005 + 1,88 H_e$$

Siendo:

$\dot{M}$ el flujo másico de aire que entra en $\frac{Kg}{h}$

C_s el calor húmedo del aire que entra en $\frac{KJ}{Kg \text{ aire seco}}$

H_e la humedad del aire que entra en tanto por uno

Para finalizar, para obtener el diámetro de secador, se utilizará la siguiente ecuación:

$$(4) A = \frac{\dot{M} (1 + H_e)}{G}$$

Donde:

A es el área del secador en m^2

Teniendo el modelo definido, a continuación estableceremos las condiciones iniciales del caso que nos ocupa.

Como dijimos antes, las unidades de transferencia de calor rondan hoy en día entre 1,5 y 2,5. Así que nosotros las fijaremos en $Nt = 2$. Además, el calor transferido en el proceso de secado es, como vimos anteriormente, de $16.860.312 \frac{KJ}{h}$



Las condiciones del gas que utilizaremos para el secado de la biomasa vienen fijadas por las propiedades del sólido a secar, en nuestro caso, una buena temperatura de los gases de entrada será de 200 °C. Además, vamos a suponer que la temperatura de bulbo húmedo, tanto a la entrada como a la salida es de 38,5 °C.

Suponemos que la biomasa entra a una temperatura de 25 °C.

Dicho todo esto, comenzaremos a calcular:

En primer lugar, calcularemos la temperatura de salida de los gases. Utilizando la ecuación (2):

$$2 = \ln \left(\frac{200 - 38,5}{T_{gs} - 38,5} \right) ; \quad T_{gs} = 60,4 \text{ °C}$$

Conocido esto, podemos calcular el flujo másico de aire que circula por el secador. Para ello, usaremos la expresión (3):

$$\dot{M} (1 + 0,01) = \frac{16.860.312}{C_s (200 - 60,4)}$$

Siendo una aproximación de C_s para nuestro caso de $C_s = 1,03$.

$$\dot{M} = 116.086 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

A continuación, usando (4) obtenemos el área de paso del secador:

$$A = \frac{116.086 (1,01)}{G}$$



Donde a la velocidad másica le daremos el valor máximo permitido de:

$$G = 3.800 \frac{Kg}{m^2 h}$$

Obteniendo así, un área de paso de:

$$A = 30,8 m^2$$

Del que sacamos un diámetro de:

$$D = 6,3 m$$

Conociendo todo esto, entramos en (1) y podemos obtener el valor de la longitud del secador:

$$\frac{16.860.312}{3600} = 0,125 \cdot \pi \cdot 6,3 \cdot L \cdot \left(\frac{3800}{3600}\right)^{0,67} \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(200 - 38,5) - (60,4 - 38,5)}{\ln \left[\frac{(200 - 38,5)}{(60,4 - 38,5)} \right]} = 69,8 ^\circ C$$

$$L = 26 m$$

Sin embargo, observamos que para este tipo de instalaciones, resulta de unas dimensiones bastante grandes. Por este motivo, y por tener más de una instalación para casos de avería, vamos a estudiar la posibilidad de montar dos secadores más pequeños en paralelo en lugar del que acabamos de dimensionar.



Para el caso de dos secadores, el calor aportado en cada instalación se reducirá a la mitad, N_t seguirá siendo igual y la temperatura de salida de los gases seguirá siendo la misma. Con estos valores y usando el mismo método que en el caso de un solo secador, obtenemos los siguientes resultados:

$$\dot{M} = 58.04 \frac{Kg}{h}$$

$$A = 15,4 m^2; \quad D = 4,4 m$$

$$L = 19 m$$

4.1. Balances energía mezclador de corrientes

Como hemos dicho anteriormente, los gases calientes entran en el secadero a una temperatura de 200 °C, por lo tanto, vamos a calcular los balances de energía y de materia necesarios para obtener los caudales que necesitaremos mezclar para conseguirlo.

Como se ha visto en la memoria descriptiva, esto se conseguirá mezclando los gases de salida de la caldera, que estarán a una temperatura de 400 °C, con una corriente de aire en condiciones atmosféricas de temperatura y presión. Por lo tanto, tendremos tres corrientes de gases:

- El flujo másico de gases de salida de la caldera

$$(T_{gs} = 400 \text{ °C} ; \dot{M}_{gs})$$

- El flujo másico insertado de aire atmosférico

$$(T_{atm} = 25 \text{ °C} ; \dot{M}_{atm})$$

- El flujo resultante de alimentación a los secaderos

$$(T_{sec} = 200 \text{ °C} ; \dot{M}_{sec} = 58.043 \cdot 2 = 116.086 \frac{Kg}{h})$$



Lo que necesitamos conocer es el flujo másico de aire a temperatura ambiente que necesitaremos para adecuar los gases de salida de la caldera a la temperatura de entrada a los secaderos.

La entalpía de cada corriente de gas se calculará, tomando como referencia la corriente de los gases en condiciones ambientales:

$$h = c_p \cdot (T - T_{amb})$$

Donde:

- h es la entalpía en $\frac{KJ}{Kg}$
- c_p es el calor específico en $\frac{kJ}{kg \cdot K}$

Por lo tanto:

- $h_{gs} = 1,069 \cdot (400 - 25) = 400,87 \frac{KJ}{Kg}$
- $h_{atm} = 0$
- $h_{sec} = 1,023 \cdot (200 - 25) = 179,02 \frac{KJ}{Kg}$

A continuación exponemos el balance de masa y energía en el volumen de control de la mezcla:

1. $400,87 \cdot \dot{M}_{gs} + 0 = 179,02 \cdot 116.086 \cdot \frac{1}{3600}$
2. $\dot{M}_{sec} = \dot{M}_{gs} + \dot{M}_{atm}$

De dichos balances obtenemos los siguientes valores:

- El flujo másico de gases de salida de la caldera



$$(T_{gs} = 400\text{ }^{\circ}\text{C} ; \dot{M}_{gs} = 51.850 \frac{\text{Kg}}{\text{h}})$$

- El flujo másico insertado de aire atmosférico

$$(T_{atm} = 25\text{ }^{\circ}\text{C} ; \dot{M}_{atm} = 64.236 \frac{\text{Kg}}{\text{h}})$$

- El flujo resultante de alimentación a los secaderos

$$(T_{sec} = 200\text{ }^{\circ}\text{C} ; \dot{M}_{sec} = 58.043 \cdot 2 = 116.086 \frac{\text{Kg}}{\text{h}})$$

4.2. Diseño sistema transporte gases de secado

Para calcular el diámetro de los conductos por donde circularán los gases de secado, impondremos una velocidad de los mismo por las tuberías de 20 m/seg . Además, modelaremos las corrientes de gases de combustión como corrientes de aire seco.

Con todo esto, conociendo el gasto másico de cada corriente y la densidad del gas en cada estado, podemos calcular el diámetro que debe presentar el conducto para asegurar la velocidad de diseño. Esto se impondrá mediante la siguiente expresión:

$$Q = v \cdot A ; Q = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} ;$$

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi v}}$$

Siendo:

- Q el caudal volumétrico en $\frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$.
- v la velocidad del gas en $\frac{\text{m}}{\text{seg}}$.
- A el área de paso del conducto en m^2 .



- D el diámetro del conducto de paso en m .

Los datos necesarios de las corrientes para el cálculo del diámetro de paso son:

	Gasto <i>(kg/h)</i>	Temp. <i>(°C)</i>	Densid. <i>(kg/m³)</i>	Caudal <i>(m³/h)</i>	Diámetro <i>(m)</i>
C1: Salida caldera	51.850	400	0,5244	100.000	1.32
C2 Aire ambiental	64.236	25	1,184	55.000	1.00
C3: Mezcla	116.086	200	0,746	150.000	1.60
C4: Salida secador	116.086	60,4	1,060	110.000	1.39

Tabla 3. Diseño conductos gases de secado.