



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA



**Master Oficial
en Energías Renovables y Eficiencia Energética**

**Estudio de viabilidad
de una central térmica de biomasa
en Venezuela**

Anexos (2/2)

Curso académico: 2009-2010

**Alumno: Elena Hernández Abós
Director: Javier Royo Herrero**

1. Calderas de biomasa

Las calderas de biomasa pueden clasificarse según diversos factores.

Atendiendo al intercambio de calor entre los gases y el agua pueden distinguirse dos tipos de calderas, pirotubulares y acuotubulares.

1.1. Pirotubulares

En calderas pirotubulares, la transferencia de calor se realiza desde el interior de unos tubos sumergidos por los que circulan los gases de combustión en tanque de agua. Los gases tras su paso por el tanque y el proceso de limpieza de los mismos son emitidos a la atmósfera.

Este tipo de calderas son adecuadas para instalaciones de pequeñas potencias. Son empleadas en el rango de presiones entre 5 a 30 bar y capacidades de producción de vapor de 1 a 28 t/h. Las principales ventajas que ofrecen son la sencillez y los bajos costes de la instalación. Como inconvenientes cabe destacar el elevado peso en relación con la potencia de la caldera, baja producción y presión de vapor, dificultad para la producción de vapor sobrecalentado, un tiempo de arranque largo y un alto peligro de explosión.

1.2. Acuotubulares

En las calderas acuotubulares, al contrario de cómo ocurre en las pirotubulares, el agua circula por el interior de los tubos y es calentada por los gases de combustión producidos en el hogar por la quema del combustible.

Este tipo de calderas son en la actualidad las más utilizadas en la combustión de biomasa cuando se requieren altas producciones de vapor. Existen calderas acuotubulares con producciones de vapor desde 5 t/h a 2.000 t/h con vapores de hasta 550 °C y 200 bar e incluso superiores en el caso de calderas supercríticas.

Las principales ventajas de las acuotubulares con respecto a las pirotubulares es la mayor producción de vapor a temperaturas y presiones más altas y un arranque más rápido. En centrales térmicas siempre se utilizan las calderas acuotubulares.

Según el tipo de cámara de combustión, las calderas más empleadas en combustión de biomasa son las calderas de lecho fijo (o parrilla) y lecho fluidizado. Existen también calderas de combustible pulverizado que emplean biomasa, pero no como combustible único, son empleadas en plantas de cocombustión con carbón.

1.3. Lecho fijo

Las principales ventajas de este tipo de calderas son:

- bajos costes de inversión y operación.
- tecnología madura.
- buena operación a cargas parciales.

- requerimientos poco exigentes del combustible en cuanto a homogeneidad y humedad (hasta 65%).
- menor cantidad de partículas arrastradas en la corriente de gases.

Los inconvenientes más destacables son:

- menores eficiencias consecuencia de los altos excesos de aire de combustión necesarios por la falta de homogeneidad del combustible.
- emisiones de sustancias contaminantes, como CO consecuencia de una combustión incompleta, HCl y SO_x y NO_x térmico favorecido por las altas temperaturas.
- peor control del proceso.
- formación de depósitos en la caldera o de problemas de corrosión por la presencia de compuestos de cloro o metales pesados que dificultan la buena transferencia de calor y el deterioro rápido de los equipos.
- presencia de inquemados en la corriente de gases

Las partes fundamentales de las calderas de lecho fijo son el sistema de recepción del combustible, la parrilla, los sistemas de inyección del aire primario y secundario de combustión y el sistema de descarga de cenizas.

Las parrillas pueden ser planas o inclinadas, fijas o móviles. Las parrillas más comunes se describen a continuación:

- Fija inclinada

El combustible es introducido por la parte superior de la parrilla y se desliza por gravedad mientras se quema. Son las más económicas, pero ofrecen poco control sobre la combustión, es frecuente la acumulación de combustible en alguna parte de la parrilla y proporcionan bajo rendimiento.

- Viajera

Las parrillas viajeras consisten en una cinta móvil que transporta el combustible por la parte inferior de la cámara de combustión. El combustible se deposita sobre la cinta uniformemente desde la tolva de almacenaje evitando así la formación de cúmulos. Es muy aconsejable para combustibles con un alto contenido en ceniza ya que la ceniza es transportada fuera de la caldera constantemente. Son las más costosas y las que más labores de mantenimiento requieren.

- Vibrante

La parrilla vibrante distribuye el combustible en una capa uniforme depositado sobre ella mediante un movimiento vibratorio. Son más económicas que las parrillas viajeras y proporcionan similares rendimientos.

- Basculante

Las parrillas basculantes son menos empleadas. Una sección de los elementos que forman la parrilla basculan manual o automáticamente para eliminar las cenizas de la superficie, mientras en que la otra parte continúa el proceso de combustión. Son utilizadas en instalaciones de pequeño-medio tamaño.

- Movimiento recíproco

El combustible se introduce por la parte superior, son parrillas inclinadas con partes móviles cuyo movimiento sobre partes fijas favorece el movimiento del combustible por la caldera.

De acuerdo el modo según cómo se introduce el combustible en la caldera, pueden clasificarse en calderas de combustión en pila, de alimentación inferior o superior y calderas de parrilla con esparcidor que se detallan a continuación:

Las calderas de parrilla pueden clasificarse según cómo se introduce el combustible en la caldera, así pueden distinguirse calderas de combustión en pila, de alimentación inferior o superior y calderas de parrilla con esparcidor que se muestran a continuación:

- Combustión en pila

El combustible se dispone sobre la parrilla en forma de pila y es quemado mediante la inyección de aire por debajo y por encima de la pila. El combustible se alimenta mediante una compuerta en la parte superior o inferior de la caldera. El control de la combustión es complicado y se limita a la regulación del caudal de aire de combustión.

Las principales ventajas de este tipo de calderas es que son construcciones simples, poco costosas y poco exigentes en cuanto a las características del combustible. Están en desuso por la alta formación de NO_x , el bajo rendimiento (50-60%), el difícil control de la combustión, la acumulación de depósitos de cenizas en la caldera, una respuesta muy lenta, alto arrastre alto de partículas y deterioro del refractario

- Alimentación inferior

El combustible y aire de combustión son introducidos en la caldera por la parte inferior, quedando el combustible fresco en la parte inferior. El combustible, en su ascenso a la superficie, se devolatiliza, mientras las cenizas caen por los laterales y son sacadas de la caldera.

La principal ventaja de estas calderas es el poco arrastre de partículas con los gases, pero como inconveniente, además de una lenta respuesta, es la formación de sinterizados. Este tipo de calderas está prácticamente en desuso por cuestiones medioambientales.

- Alimentación superior

El combustible es alimentado por la parte superior sobre la parrilla y es transportado por la caldera hacia el otro extremo por diversos mecanismos según el tipo de parrilla instalada.

La combustión no es homogénea y se generan bastantes inquemados, por lo que se necesitan tamaños de caldera mayores.

- Calderas con esparcidor o calderas de suspensión

Las calderas con esparcidor van provistas de un dispositivo mecánico o neumático que desde la tolva de alimentación distribuye el combustible en una capa uniforme por la totalidad de la parrilla.

Las partículas finas se queman en suspensión, hasta un 80-85% del combustible en algunos casos, y los gruesos caen al fondo donde se queman.

El tiempo de respuesta en este tipo de calderas es menor que en calderas de combustión en pila o alimentadas por la parte inferior.

Las parrillas más comunes usadas en este tipo de calderas son las parrillas móviles, viajera y vibrantes.

El esparcidor lanza el combustible mediante un dispositivo mecánico o neumático, siendo este último más efectivo con biomasa con baja densidad como el bagazo.

Si el combustible que se alimenta a la caldera no es muy homogéneo en cuanto a tamaño de partícula, es más recomendable el uso de una parrilla viajera a contracorriente de la dirección de inyección mecánica del combustible ya que en los esparcidores mecánicos las partículas más pesadas llegan más lejos que en el caso de esparcidores neumáticos debido a la propia inercia de las partículas, favoreciendo así el máximo tiempo posible de las partículas más gruesas dentro de la caldera. En el caso de esparcidores neumáticos la parrilla avanza en el mismo sentido, las partículas más finas pueden llegar más lejos por su capacidad de suspensión mientras las gruesas caen sobre la parrilla. Así, en el caso del bagazo, el sistema más adecuado será el sistema de inyección neumática por su baja densidad y facilidad para la suspensión.

1.4. Lecho fluidizado

Las calderas de lecho fluidizado consisten en una mezcla de partículas de combustible y material inerte fluidificadas por una corriente de aire inyectado desde la parte inferior del lecho. Las partículas del lecho producen una fricción sobre las partículas de combustible que elimina los residuos sólidos que se forman alrededor de las partículas de combustible, favoreciendo así, la llegada del oxígeno al combustible y aumentando el rendimiento del proceso de combustión. Se produce una rápida transferencia de calor consiguiéndose una combustión rápida a menor temperatura que en calderas de parrilla (800°-900°), lo que supondrá una reducción de la formación del NO_x térmico.

Dentro de las calderas de lecho fluidizado, circulante y burbujeante, las más comunes para la combustión de biomasa son las calderas de lecho burbujeante.

Las calderas de lecho burbujeante tienen menor velocidad de fluidización y como principales ventajas se destaca que son menos exigentes en cuanto a las características del combustible e inerte utilizados, son menos costosas en cuanto a inversión inicial y mantenimiento y operación ya que necesitan menos caudal de aire de fluidificación,

pero es frecuente la aparición de conglomerados en el lecho provocando la disminución de la velocidad de fluidificación, un mayor consumo de los ventiladores y una peor transferencia de calor.

Las principales ventajas con respecto a la combustión en lecho fijo son:

- mejor mezcla combustible-aire por lo que proporciona mejores eficiencias.
- menores emisiones nocivas.
- distribución más uniforme y menor temperatura por lo que disminuye la formación de NO_x térmico.
- menor formación de SO_2 por la adición de sorbentes, como cal, en el lecho para la adsorción.
- menos inquemados.
- diseños más compactos.
- menor formación de depósitos de compuestos álcalis ya que pueden añadirse al lecho compuestos que los adsorban o eviten su formación.

Como inconvenientes más destacables:

- formación de conglomerados en el lecho debido al bajo punto de fusión de las cenizas de biomasa por la presencia de potasio.
- elevado consumo de los ventiladores.
- costes elevados

2. Calderas de bagazo

La combustión en lecho fluidizado es muy apta para la combustión de gran cantidad de biomasa, pero no presenta grandes ventajas en la combustión del bagazo de caña de azúcar ya que la fluidificación del bagazo resulta compleja y tiende a quemarse en suspensión antes que en el lecho, así tecnología más empleada para la combustión de bagazo es la combustión en lecho fijo. En este tipo de calderas el principal problema es la acumulación de ceniza por lo que las parrillas más comunes son las viajeras y basculantes.

La parrilla viajera es la opción más recomendada en el caso de combustibles con gran contenido en cenizas ya que las cenizas son retiradas continuamente de la caldera. En el caso de la central proyectada se optará por otro tipo de parrilla pues el contenido de cenizas de la combustión de bagazo no es muy elevado.

La parrilla basculante es la parrilla más utilizada en plantas de combustión de bagazo de caña en Sudamérica, en especial en Brasil que cuenta con una extensa experiencia en la combustión de bagazo. Esta parrilla ofrece la posibilidad de quemar diferentes tipos de biomasa además de bagazo como diversos residuos forestales, cáscaras, trozos de madera, residuos de podas, etc. La retirada de cenizas se realiza por secciones de manera manual o automática con chorros a presión de vapor de agua.

Tradicionalmente las parrillas utilizadas en calderas para la quema de bagazo han sido este tipo de parrillas, de vuelco manual en el caso de potencias pequeñas y automático para potencias mayores, pero ya que el contenido en cenizas del bagazo no es muy

elevado, las parrillas tipo Pinhole, con menores costes que las parrillas viajeras y basculantes, proporcionan buenos resultados de eficiencia.

La parrilla Pinhole es una parrilla fija inclinada refrigerada por agua o aire provista de pequeños agujeros distribuidos por toda su superficie a través de los cuales se introduce el aire primario de combustión. Cuenta también con un sistema de limpieza gracias al cual pueden alcanzarse altas temperaturas sin dañar la parrilla. Consiste en el arrastre de la ceniza mediante la inyección de vapor de agua desde los laterales de la parrilla, evitando la formación de depósitos que dificulten la transferencia de calor

Gracias a estos eficaces sistemas limpieza y refrigeración, la parrilla Pinhole proporciona importantes ventajas con respecto a las parrillas tradicionalmente utilizadas en calderas de suspensión como las de vuelco o las viajeras:

- menores costes de mantenimiento ya que no incluye partes móviles.
- mayores temperaturas de combustión. El eficiente sistema de refrigerado permite que se alcancen mayores temperaturas, como las requeridas por combustibles con alto porcentaje en humedad como el bagazo.
- menor acumulación de cenizas.
- no existen limitaciones en cuanto al tamaño de la parrilla.
- costes de inversión similares a los de parrillas de vuelco y menores que los de parrillas viajeras.

3. Simulaciones de los ciclos de vapor propuestos en EES

Para la simulación de los ciclos se han tenido en cuenta ciertas consideraciones:

- El vapor es generado en la caldera a 70 bar y 500 °C. Según la información proporcionada por distintas experiencias de calderas de biomasa ya existentes de distintos fabricantes, promotores de plantas.
- Los títulos de vapor de las corrientes de salida del condensador y desgasificador y los de las extracciones de vapor realizadas a las turbinas tras su paso por los intercambiadores de calor es cero, todo líquido.
- El título de la corriente tras el paso del vapor por las turbinas ha de ser aproximadamente 0,9, si la fracción de líquido es mayor las turbinas y el resto de los equipos podrían llegar a estropearse.
- Se han supuesto 8.000 horas de funcionamiento de la planta.
- Optimización de variables:

En las configuraciones 2, 3 y 4 ha sido necesario realizar la optimización de algunas variables para obtener el mejor valor de rendimiento de ciclo posible.

Configuración 2: presión de la extracción, $P_3 = 0,6856$ bar.

Configuración 3: presión de la extracción, $P_2 = 17,66$ bar.

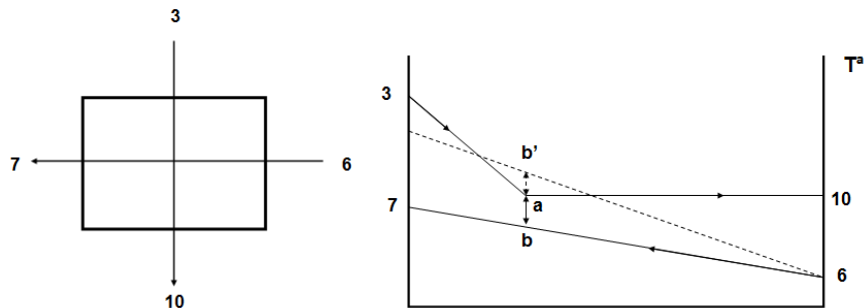
Configuración 4: presión de la extracción de alta, $P_2=17,66$ bar, presión de la extracción de baja, $P_4 = 0,6856$ bar.

- Corrección de temperaturas:

En las configuraciones 2, 3 y 4 se ha realizado una corrección en las temperaturas de las corrientes de salida de los intercambiadores de calor.

Configuración 2:

En la siguiente figura se muestra la evolución de las temperaturas de las corrientes que atraviesan el precalentador de baja presión.



Esquema diagrama corrección de temperaturas C2

Se pretende que los puntos a y b estén lo más próximos posibles para tener la máxima transferencia de calor posible. Para evitar que la temperatura del punto b sea superior a la del punto a , punto b' , se fija una diferencia mínima de 10 °C entre ambos puntos.

Se conocen las funciones de estado del punto a , tiene la misma presión de la extracción de la turbina (P_3) así puede calcularse su entalpía (H_a) y su temperatura (T_a)

$$H_a = \text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_a; X=X_a)$$

$$X_a = 1$$

$$P_a = P_3$$

$$T_a = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_a; H=H_a)$$

A partir de T_a se calcula T_b ,

$$(T_a = T_b + 10)$$

La presión de la corriente de salida es conocida, P_7 , es la presión de la caldera, así es también P_b . Con la presión y la temperatura conocidas en el punto b puede calcularse la entalpía en ese punto, H_b

$$H_b = \text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_b; T=T_b)$$

Realizando el balance de energía en el intercambiador, conocidos H_a y H_b , se calcula H_7

$$Q_a = m_{3ii} * (H_3 - H_a)$$

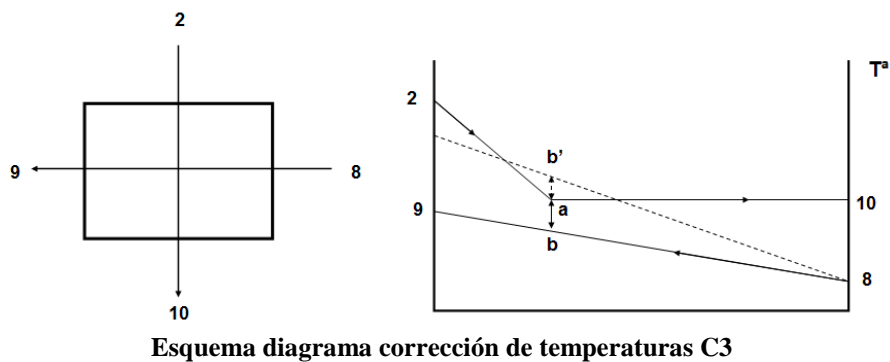
$$Qa=m7*(H7-Hb)$$

Conocido H7 puede calcularse T7 y queda definido el estado 7.

$$T7=Temperature(Steam; P=P7; H=H7)$$

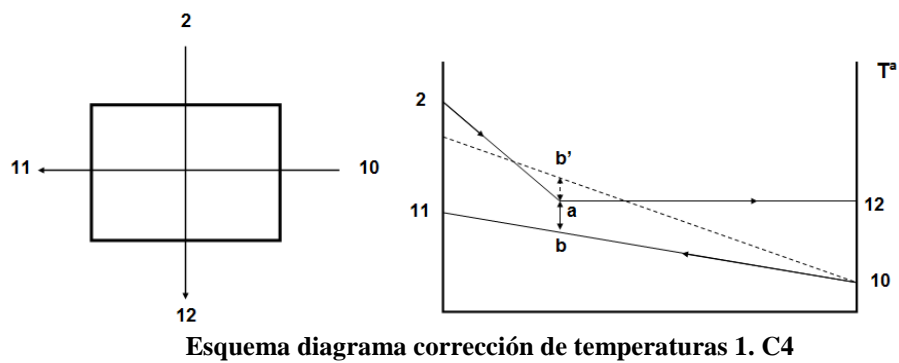
En el caso de las configuraciones 3 y 4 se realiza el mismo cálculo.

Configuración 3:

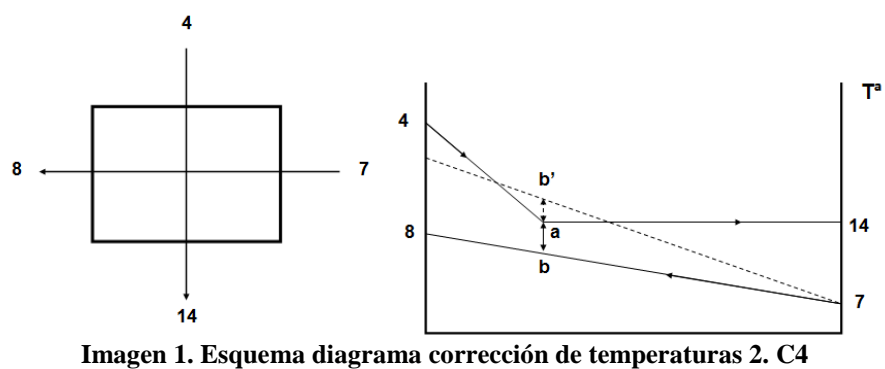


Configuración 4:

Precalentador de alta presión,



Precalentador de baja presión,



3.1 Configuración 1

P1=70
T1=500
H1=Enthalpy(Steam;P=P1;T=T1)
S1=Entropy(Steam;P=P1;T=T1)

{Turbina 1}
P2=2,7
S2s=S1
H2s=Enthalpy(Steam;P=P2;S=S2s)
 $\text{nut}=(H1-H2)/(H1-H2s)$
nut=0,85
S2=Entropy(Steam;P=P2;H=H2)
X2=quality(Steam;P=P2;S=S2)
T2=Temperature(Steam;P=P2;S=S2)

{Turbina 2}
P3=0,11
S3s=S2
H3s=Enthalpy(Steam;P=P3;S=S3s)
 $\text{nut}=(H2-H3)/(H2-H3s)$
S3=Entropy(Steam;P=P3;H=H3)
T3=Temperature(Steam;P=P3;S=S3)
X3=quality(Steam; P=P3; H=H3)

{Condensador}
P3=P4
X4=0
H4=Enthalpy(Steam;P=P4;X=X4)
S4=Entropy(Steam;P=P4;X=X4)
T4=Temperature(Steam;P=P4;S=S4)

{Bomba 1}
S5s=S4
H5s=Enthalpy(Steam;P=P5;S=S5s)
 $\text{nub}=(H5s-H4)/(H5-H4)$
nub=0,85
P2v=P5
T5=Temperature(Steam;P=P5;H=H5)
S5=Entropy(Steam;P=P5;T=T5)

{Desgasificador }
P5=P6
X6=0
H6=Enthalpy(Steam;P=P6;X=X6)
S6=Entropy(Steam;P=P6;X=X6)

$(m6 \cdot H6) = (m5 \cdot H5) + (m2i \cdot H2)$
T6=Temperature(Steam;P=P6;S=S6)

{Bomba 2}
P7=P1
S7s=S6
H7s=Enthalpy(Steam;P=P7;S=S7s)
 $\text{nub}=(H7s-H6)/(H7-H6)$
T7=Temperature(Steam;P=P7;H=H7)
S7=Entropy(Steam;P=P7;T=T7)

{W total}

$$\begin{aligned}
Wt1 &= m1 \cdot (H1 - H2) \\
Wt2 &= m2i \cdot (H2 - H3) \\
Wb1 &= m4 \cdot (H5 - H4) \\
Wb2 &= m6 \cdot (H7 - H6) \\
W &= Wt1 + Wt2 - Wb1 - Wb2
\end{aligned}$$

{Balance de masas}

$$\begin{aligned}
m1 &= m2 \\
m2 &= m2i + m2ii \\
m2i &= m3 \\
m3 &= m4 \\
m4 &= m5 \\
m6 &= m7 \\
m7 &= m1
\end{aligned}$$

$$Qe = m1 \cdot (H1 - H7)$$

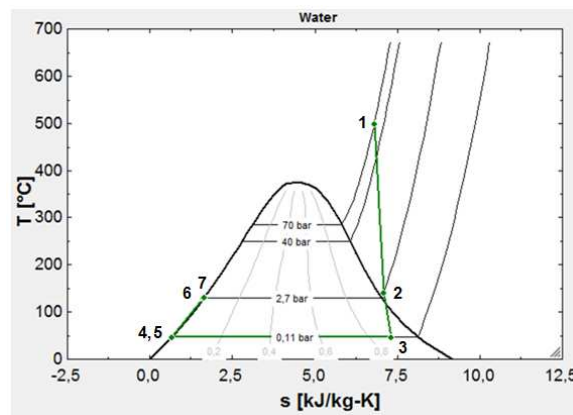
$$R = (W / Qe) \cdot 0,97 \cdot 0,85$$

$$\begin{aligned}
0,85 &= Qe / (m_bm \cdot 7753,07) \\
PCI_bm &= 7753,07
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_bm &= ((m_bmAño \cdot 1000) / (8000 \cdot 3600)) \\
m_bmAño &= 60000 \\
\{m_bmAño &= 120000\}
\end{aligned}$$

{Vapor producido}

$$\begin{aligned}
m_vaporT &= (m1 \cdot 3600) / 1000 \\
m_vaporAño &= m_vaporT \cdot 8000
\end{aligned}$$



Ciclo termodinámico configuración 1

3.2 Configuración 2

$$P3 = 0,6856$$

$$P2 = 2,7$$

$$P4 = 0,11$$

$$P6 = 2,7$$

$$P1 = 70$$

$$T1 = 500$$

$$H1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P1; T=T1)$$

$$S1 = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P1; T=T1)$$

$$X1 = \text{quality}(\text{steam}; P=P1; T=T1)$$

{Turbina 1}

S2s=S1
H2s=Enthalpy(Steam;P=P2;S=S2s)
nut=(H1-H2)/(H1-H2s)
nut=0,85
T2=Temperature(Steam; P=P2; H=H2)
S2=Entropy(Steam;P=P2;H=H2)

{Turbina 2}

S3s=S2
H3s=Enthalpy(Steam;P=P3;S=S3s)
nut=(H2-H3)/(H2-H3s)
T3=Temperature(Steam; P=P3; H=H3)
S3=Entropy(Steam;P=P3;H=H3)

{Turbina 3}

S4s=S3
H4s=Enthalpy(Steam;P=P4;S=S4s)
nut=(H3-H4)/(H3-H4s)
S4=Entropy(Steam;P=P4;H=H4)
T4=Temperature(Steam; P=P4; H=H4)
X4=quality(Steam; P=P4; H=H4)

{Condensador}

X5=0
P4=P5
H5=Enthalpy(Steam;P=P5;X=X5)
S5=Entropy(Steam;P=P5;X=X5)
T5=Temperature(Steam; P=P5; H=H5)

{Bomba 1}

S6s=S5
H6s=Enthalpy(Steam;P=P6;S=S6s)
nub=(H6s-H5)/(H6-H5)
nub=0,85
T6=Temperature(Steam; P=P6; H=H6)
S6=Entropy(Steam;P=P6;H=H6)

{Precalentador}

P6=P7
S7=Entropy(Steam;P=P7;H=H7)
X7=quality(steam; P=P7;H=H7)
T7=Temperature(Steam; P=P7; H=H7)

{Desgasificador}

X8=0
P7=P8
H8=Enthalpy(Steam;P=P8;X=X8)
S8=Entropy(Steam;P=P8;X=X8)
T8=Temperature(Steam; P=P8; H=H8)

{Bomba 2}

P9=P1
S9s=S8
H9s=Enthalpy(Steam;P=P9;S=S9s)
nub=(H9s-H8)/(H9-H8)
T9=Temperature(Steam; P=P9; H=H9)
S9=Entropy(Steam;P=P9;H=H9)

{Extracción en la Turbina 2}

$P_{10}=P_3$
 $P_{11}=0,11$
 $X_{10}=0$
 $H_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{10}; X=X_{10})$
 $T_{10}=\text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{10}; H=H_{10})$

$H_{11}=H_{10}$
 $T_{11}=\text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_{11}; H=H_{11})$
 $S_{11}=\text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{11}; H=H_{11})$
 $S_{10}=\text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{10}; H=H_{10})$

{Cálculo de la temperatura máxima óptima de las corrientes de salida del precalentador}

$H_a=\text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_a; X=X_a)$
 $X_a=1$
 $P_a=P_3$
 $T_a=\text{Temperature}(\text{Steam}; P=P_a; H=H_a)$

$T_a=T_b+10$
 $P_b=P_7$
 $H_b=\text{enthalpy}(\text{Steam}; P=P_b; T=T_b)$

$Q_{3a}=m_{3ii}*(H_3-H_a)$
 $Q_{3a}=m_7*(H_7-H_b)$

{Balance de masas}

$m_1=m_2$
 $m_2=m_{2i}+m_{2ii}$
 $m_3=m_{2i}$
 $m_3=m_{3i}+m_{3ii}$
 $m_4=m_{3i}$
 $m_5=m_4+m_{11}$
 $m_5=m_6$
 $m_8=m_7+m_{2ii}$
 $m_{11}=m_{3ii}$
 $m_9=m_1$
 $m_9=m_8$

{Balance de Energía}

$m_6*(H_7-H_6)=m_{3ii}*(H_3-H_{10})$
 $m_{2ii}*H_2+m_7*H_7=m_8*H_8$

{W total}

$W_{t1}=m_1*(H_1-H_2)$
 $W_{t2}=m_3*(H_2-H_3)$
 $W_{t3}=m_4*(H_3-H_4)$
 $W_{b1}=m_5*(H_6-H_5)$
 $W_{b2}=m_8*(H_9-H_8)$
 $W=W_{t1}+W_{t2}+W_{t3}-W_{b1}-W_{b2}$

{Cálculo del Rendimiento del ciclo}

$Q_e=(m_1*(H_1-H_9))$
 $R=(W/Q_e)*0,97*0,85$

$0,85=Q_e/(m_{bm}*7753,07)$
 $PCI_{bm}=7753,07$

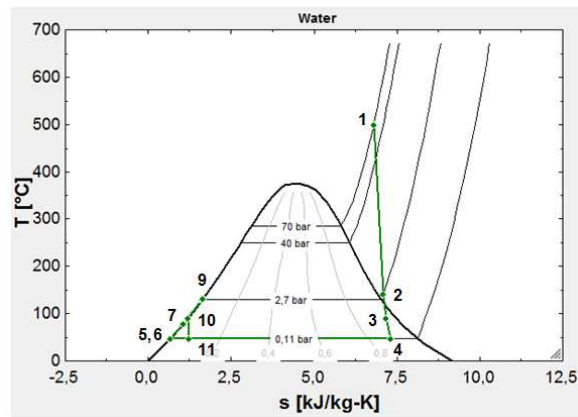
$m_{bmAño}=60000$
 $\{m_{bmAño}=120000\}$

$m_{bm}=((m_{bmAño}*1000)/(8000*3600))$

{Vapor producido}

$m_{\text{vaporT}} = (m1 \cdot 3600) / 1000$

$m_{\text{vaporAño}} = m_{\text{vaporT}} \cdot 8000$



Ciclo termodinámico configuración 2

3.3 Configuración 3

$P2 = 17,66$

$P3 = 2,7$

$P4 = 0,11$

$P6 = 2,7$

$P1 = 70$

$T1 = 500$

$H1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P1; T=T1)$

$S1 = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P1; T=T1)$

$X1 = \text{quality}(\text{steam}; P=P1; T=T1)$

{Turbina 1}

$S2s = S1$

$H2s = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P2; S=S2s)$

$\text{nut} = (H1 - H2) / (H1 - H2s)$

$\text{nut} = 0,85$

$T2 = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P2; H=H2)$

$S2 = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P2; H=H2)$

{Turbina 2}

$S3s = S2$

$H3s = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P3; S=S3s)$

$\text{nut} = (H2 - H3) / (H2 - H3s)$

$T3 = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P3; H=H3)$

$S3 = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P3; H=H3)$

{Turbina 3}

$S4s = S3$

$H4s = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P4; S=S4s)$

$\text{nut} = (H3 - H4) / (H3 - H4s)$

$S4 = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P4; H=H4)$

$T4 = \text{Temperature}(\text{Steam}; P=P4; H=H4)$

$X4 = \text{quality}(\text{Steam}; P=P4; H=H4)$

{Condensador}

X5=0
P4=P5
H5=Enthalpy(Steam;P=P5;X=X5)
S5=Entropy(Steam;P=P5;X=X5)
T5=Temperature(Steam; P=P5; H=H5)

{Bomba 1}

S6s=S5
H6s=Enthalpy(Steam;P=P6;S=S6s)
nub=(H6s-H5)/(H6-H5)
nub=0,85
T6=Temperature(Steam; P=P6; H=H6)
S6=Entropy(Steam;P=P6;H=H6)

{Desgasificador}

X8=0
P6=P7
H7=Enthalpy(Steam;P=P7;X=X7)
S7=Entropy(Steam;P=P7;X=X7)
T7=Temperature(Steam; P=P7; H=H7)
X7=0

{Bomba 2}

S8s=S7
H8s=Enthalpy(Steam;P=P8;S=S8s)
nub=(H8s-H7)/(H8-H7)
T8=Temperature(Steam; P=P8; H=H8)
S8=Entropy(Steam;P=P8;H=H8)

{Precalentador}

P8=P9
P9=P1
S9=Entropy(Steam;P=P9;H=H9)
X9=quality(Steam;P=P9;H=H9)
T9=Temperature(Steam; P=P9; H=H9)

{Extracción en la Turbina 1}

P2=P10
T10=Temperature(Steam; P=P10; H=H10)
H10=Enthalpy(Steam;P=P10;X=X10)
X10=0
S10=Entropy(Steam;P=P10;X=X10)

{Cálculo de la temperatura máxima óptima de las corrientes de salida del Precalentador}

Ha=enthalpy(Steam;P=Pa;X=Xa)
Xa=1
Pa=P2
Ta=Temperature(Steam;P=Pa;H=Ha)

Ta=Tb+10
Pb=P9
Hb=enthalpy(Steam;P=Pb;T=Tb)

Q2a=m2ii*(H2-Ha)
Q2a=m9*(H9-Hb)

{Extracción en la Turbina 2}

P11=P3
H11=H10

T11=Temperature(Steam; P=P11; H=H11)
 S11=Entropy(Steam;P=P11;H=H11)

{Balance de masas}

m1=m2
 m2=m2i+m2ii
 m3=m2i
 m3=m3i+m3ii
 m4=m3i
 m4=m5
 m5=m6
 m7=m8
 m8=m9
 m9=m1
 m2ii=m10
 m10=m11

{Balance de Energía}

m6*H6+m11*H11+m3ii*H3=m7*H7
 m2ii*(H2-H10)=m8*(H9-H8)

{W total}

Wt1=m1*(H1-H2)
 Wt2=m3*(H2-H3)
 Wt3=m4*(H3-H4)
 Wb1=m5*(H6-H5)
 Wb2=m8*(H8-H7)
 W=Wt1+Wt2+Wt3-Wb1-Wb2

{Cálculo del Rendimiento del ciclo}

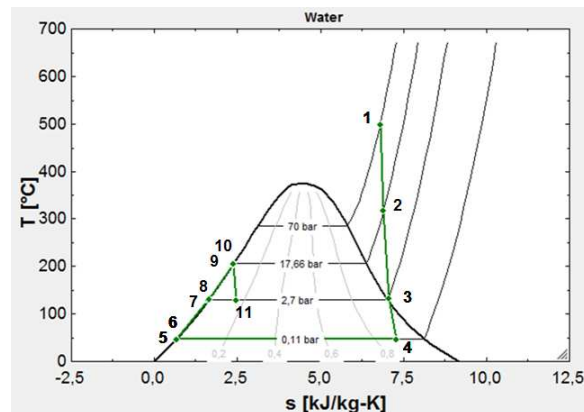
Qe=(m1*(H1-H9))
 R=(W/Qe)*0,97*0,85

0,85=Qe/(m_bm*7753,07)
 PCI_bm=7753,07

m_bmAño=60000
 {m_bmAño=120000}
 m_bm=((m_bmAño*1000)/(8000*3600))

{Vapor producido}

m_vaporT=(m1*3600)/1000
 m_vaporAño=m_vaporT*8000



Ciclo termodinámico configuración 3

3.4 Configuración 4

nut=0,85
P2=17,66
P4=0,6856

"Caldera"

P1=70
T1=500
s1=Entropy(Steam;P=P1;T=T1)
h1=Enthalpy(Steam;T=T1;P=P1)

"Turbina 1"

S2s=S1
H2s=Enthalpy(Steam;P=P2;S=S2s)
nut=(H1-H2)/(H1-H2s)
S2=Entropy(Steam;P=P2;H=H2)
T2=Temperature(Steam; P=P2; H=H2)

"Turbina 2"

P3=2,7
S3s=S2
H3s=Enthalpy(Steam;P=P3;S=S3s)
nut=(H2-H3)/(H2-H3s)
S3=Entropy(Steam;P=P3;H=H3)
T3=Temperature(Steam; P=P3; H=H3)

"Turbina 3"

S4s=S3
H4s=Enthalpy(Steam;P=P4;S=S4s)
nut=(H3-H4)/(H3-H4s)
S4=Entropy(Steam;P=P4;H=H4)
T4=Temperature(Steam; P=P4; H=H4)

"Turbina 4"

S5s=S4
P5=0,11
H5s=Enthalpy(Steam;P=P5;S=S5s)
nut=(H4-H5)/(H4-H5s)
S5=Entropy(Steam;P=P5;H=H5)
T5=Temperature(Steam; P=P5; H=H5)
X5=quality(Steam; P=P5; H=H5)

"Condición en 6"

X6=0
P5=P6
H6=Enthalpy(Steam;P=P6;X=X6)
S6=Entropy(Steam;P=P6;X=X6)
T6=Temperature(Steam; P=P6; X=X6)

"Bomba 1"

P7=P3v
S7s=S6
H7s=Enthalpy(Steam;P=P7;S=S7s)
nub=(H7s-H6)/(H7-H6)
nub=0,85
T7=Temperature(Steam; P=P7; H=H7)
S7=Entropy(Steam;P=P7;H=H7)

{Precalentador 1(cerrado)}

P7=P8
H8=Enthalpy(Steam;P=P8;T=T8)
S8=Entropy(Steam;P=P8;T=T8)

"Condición en 9"

X9=0
P9=P8
H9=Enthalpy(Steam;P=P9;X=X9)
S9=Entropy(Steam;P=P9;X=X9)
T9=Temperature(Steam; P=P9; H=H9)

"Condición en 10"

P10=P1
nub=(H10s-H9)/(H10-H9)
S10s=S9
H10s=Enthalpy(Steam;P=P10;S=S10s)
T10=Temperature(Steam; P=P10; H=H10)
S10=Entropy(Steam;P=P10;T=T10)

"Condición 11"

P11=P10
X11=quality(Steam; P=P11; H=H11)
T11=Temperature(Steam; P=P11; H=H11)
S11=Entropy(Steam;P=P11;H=H11)

"Condición 12"

P12=P2
X12=0
H12=Enthalpy(Steam;P=P12;X=X12)
T12=Temperature(Steam; P=P12; H=H12)
S12=Entropy(Steam;P=P12;X=X12)

"Condición 13"

P13=P3
X13=0
H13=Enthalpy(Steam;P=P13;X=X13)
T13=Temperature(Steam; P=P13; H=H12)
S13=Entropy(Steam;P=P13;X=X13)

"Condicion 14"

X14=0
P14=P4
H14=Enthalpy(Steam;P=P14;X=X14)
S14=Entropy(Steam;P=P14;X=X14)
T14=Temperature(Steam;P=P14;H=H14)

"Condicion 15"

H14=H15
S15=Entropy(Steam;P=P15;H=H15)
T15=Temperature(Steam;P=P15;H=H15)
P15=P5

{Cálculo de la temperatura máxima óptima de las corrientes de salida del primer precalentador}

Ha1=enthalpy(Steam;P=Pa1;X=Xa1)
Xa1=1
Pa1=P2
Ta1=Temperature(Steam;P=Pa1;H=Ha1)

Ta1=Tb1+10
Pb1=P10

Hb1=enthalpy(Steam;P=Pb1;T=Tb1)

Q2a=m2ii*(H2-Ha1)

Q2a=m11*(H11-Hb1)

{Cálculo de la temperatura máxima óptima de las corrientes de salida del segundo precalentador}

Ha2=enthalpy(Steam;P=Pa2;X=Xa2)

Xa2=1

Pa2=P4

Ta2=Temperature(Steam;P=Pa2;H=Ha2)

Ta2=Tb2+10

Pb2=P8

Tb2=Temperature(Steam;P=Pb2;H=Hb2)

Q4a=m4ii*(H4-Ha2)

Q4a=m8*(H8-Hb2)

"Balance masas"

m2=m1

m1=m11

m11=m10

m10=m9

m2ii=m12

m12=m13

m2=m2ii+m2i

m2i=m3

m3=m3ii+m3i

m3i=m4

m4=m4ii+m4i

m4i=m5

m6=m7

m7=m8

m6=m5+m15

m15=m14

m14=m4ii

"Balance energia"

m4ii*(H4-H14)=m7*(H8-H7)

m2ii*(H2-H12)=m1*(H11-H10)

m3ii*H3+m13*H12+m8*H8=m9*H9

Wt1=m1*(H1-H2)

Wt2=m2i*(H2-H3)

Wt3=m3i*(H3-H4)

Wt4=m4i*(H4-H5)

Wb1=m6*(H7-H6)

Wb2=m9*(H10-H9)

W=Wt1+Wt2+Wt3+Wt4-Wb1-Wb2

Qe=m1*(H1-H11)

R=(W/Qe)*0,97*0,85

0,85=Qe/(m_bm*7753,07)

PCI_bm=7753,07

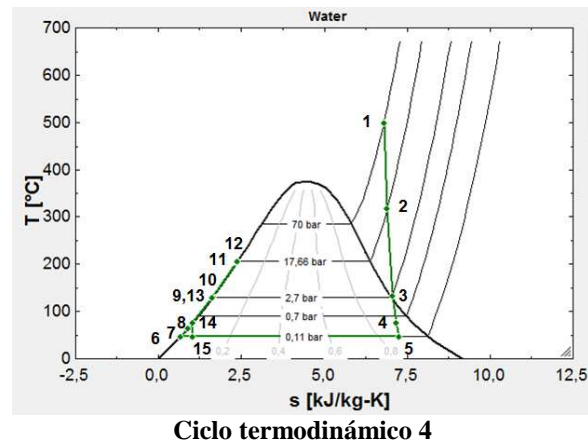
m_bmAño=350000

m_bm=((m_bmAño*1000)/(8000*3600))

{Vapor producido}

$$m_{\text{vaporT}} = (m_1 \cdot 3600) / 1000$$

$$m_{\text{vaporAño}} = m_{\text{vaporT}} \cdot 8000$$



3.5 Cálculo del precio mínimo de kWh

A partir de la ecuación de la recta de los datos calculados de beneficio en función del precio de la electricidad se calcula el precio mínimo a partir del cual la planta generaría beneficios en el caso de que la biomasa no supusiera coste alguno.

Escenario 2		c€/kWh
C2	$y = 0,7883x - 3,2981$	4,18
C3	$y = 0,809x - 3,4353$	4,24

Escenario 3		c€/kWh
C1	$y = 0,3903x - 1,7367$	4,44
C2	$y = 0,3942x - 1,984$	5,03

4. Equipos

4.1 Caldera

Se ha supuesto que en los tres casos la caldera genera vapor a 70 bar y 500 °C, las capacidades de vapor de cada configuración son,

		Caudal vapor (t/h)
Escenario 1:	C4	113,9
Escenario 2:	C2	34,61
	C3	39,04
Escenario 3:	C1	17,31
	C2	17,31
	C3	19,52

Capacidad producción de vapor

Para la elección de la caldera se han consultado diferentes fabricantes de calderas con experiencia en calderas de combustión de biomasa.

– **Caldema**

Caldema es una empresa brasileña con una amplia experiencia en la fabricación de calderas para bagazo de caña. Dentro de las calderas de Caldema destacan dos modelos para la combustión de bagazo, los modelos AMD y APU.

Modelo AMD: este modelo está indicado para la combustión de bagazo, aunque también puede ser utilizada para la combustión de otras biomásas e incluso la cocombustión de biomasa con petróleo o gas natural en centrales en las que se requieran altas capacidades de generación de vapor a medias y altas presiones. Tiene experiencia en diversas instalaciones con capacidades desde 120 a 350 t/h de producción de vapor de 65 a 95 bar y 480 °C a 520 °C. Las principales características de la caldera ADM son:

- Caldera acuotubular con un domo con banco de convección horizontal
- Tubos aleteados
- Parrillas Pinhole
- Condensador
- Precalentador de aire para el lavado de gases

Modelo APU: La caldera APU es similar a la caldera AMD, pero está indicada para centrales de alta capacidad a presión y temperatura. La parrilla utilizada en este tipo de calderas es la parrilla basculante.

– **RCB Calderas**

RCB Calderas es una empresa con más de 70 años de experiencia en el sector de calderas de vapor industriales desde 100 a 30.000 kg/h.

En calderas de biomasa tiene experiencia en calderas para combustión hasta 40 bar y 400 °C de cáscara de almendra, orujillo de uva, orujo de aceituna y residuos forestales.

– **Biochamm Calderas y Equipos Industriales**

Biochamm Calderas y Equipos Industriales es una empresa brasileña de fabricación de calderas desde 1998. Biochamm es una de las empresas con mayor proyección de crecimiento en la combustión de biomasa contando con experiencia en los sectores del azúcar y alcohol, papel y celulosa, en la industria maderera, cogeneración de energía...

Dentro de sus productos cuenta con la caldera modelo BGV-BA diseñada para la combustión de residuos de la industria del azúcar y el alcohol.

Este tipo de caldera tiene una capacidad de producción de vapor de hasta 350 t/h a 100 bar y 530 °C. Las principales características de la caldera BGV-BA,

- Caldera Acuotubular (para bagazo de caña)
- Tubos aleteados
- Parrilla basculante o fija tipo Pinhole.

- Extracción automática de ceniza.
 - Sopladores de hollín.
 - Alimentación automática de combustible.
 - Precalentador de aire.
 - Ciclón, multiciclón o lavador de gases.
- **GPM engenharia**

GPM engenharia es una empresa brasileña con experiencia en el sector de la combustión de biomasa.

Dentro de sus productos ofrecen 3 modelos diferentes para la combustión de biomasa, serie AV-30/150 y 150/400.

Las calderas de la serie AV 30/150 y AV 150/400 tienen una capacidad de generación de vapor desde 30 a 150 t/h y de 150 a 400 t/h respectivamente con una presión máxima de 120 bar y 510 °C. Han sido diseñadas para la combustión de bagazo de caña, pero puede también quemarse otros combustibles, madera, residuos forestales y combustibles.

El hogar es de tubos aleteados. Las calderas disponen de distintos sistemas de combustión según el combustible que se utilice, parrillas Pinhole, basculante, viajera, vibratoria y lecho fluidizado.

– **Sermatec**

Sermatec fabrica calderas acuotubulares de media y alta presión para la combustión de combustibles sólidos, líquidos y gaseosos tanto combustibles convencionales como residuos biomásicos.

Las calderas Sermatec tienen una capacidad de vapor hasta 500 t/h. El vapor generado puede llegar a tener una presión de hasta 150 bar y 500 °C. Sermatec tiene experiencia en la industria del azúcar y alcohol, papel y celulosa, minería, petroquímica y alimenticia.

4.2 Turbinas

El vapor generado en la caldera pasa por una o varias turbinas de condensación. Vistas las características del vapor a la entrada de la turbina se decidirá por uno u otro modelo.

A continuación se comentan las turbinas de diversos fabricantes que podrían satisfacer las demandas de la planta.

– **Elliot turbines**

Las turbinas de Elliot turbines tienen una potencia desde 15 kW de turbinas simples hasta 100.000 kW de diversos modelos de turbinas multietapa. Pueden ser modificadas y adaptadas para satisfacer las necesidades de la planta.

Las turbinas pueden llegar a soportar presiones de hasta 140 bar y temperaturas de 1.100 °C con flujos a más de 20.000 rpm.

Los principales productos son, turbinas de una o varias etapas y turbinas de alta velocidad.

TURBINE DESIGN		POWER RANGE	INLET RATING		
			PRESSURE	TEMPERATURE	
SVSS	Back pressure Condensing	50 kW - 2.6 MW	700 psig (49.2 kg/cm ²)	750° F (399° C)	Standard
			900 psig (63.3 kg/cm ²)	900° F (482° C)	Option
SVMS	Back pressure Condensing	1.0 MW - 7.0 MW	700 psig (49.2 kg/cm ²)	750° F (399° C)	Standard
			900 psig (63.3 kg/cm ²)	900° F (482° C)	Option
MVMS	Back pressure Condensing Extraction back pressure Extraction condensing	7 MW - 30 MW	900 psig (63.3 kg/cm ²)	900° F (482° C)	
SVSS: Single Valve Single Stage SVMS: Single Valve Multistage MVMS: Multivalve Multistage					

Características turbinas Elliot

Fuente: Elliot turbines

– EG Power

EG Power es una importante empresa a nivel mundial. Entre sus productos EG fabrica turbinas de vapor de diferentes potencias. No tiene especial experiencia en el mundo de turbinas de instalaciones de combustión de biomasa, pero sí en instalaciones de combustión de combustibles fósiles, ciclo combinado, industria petroquímica, nuclear, etc.

Dentro de la gama de turbinas que ofrece EG se encuentra la serie SC/SAC. Las turbinas de la serie SC/SAC tiene un diseño modular que permite que se puedan configurar para ofrecer las características requeridas. Cuentan con un sistema multiválvula para realizar diferentes extracciones.

PRODUCT CHARACTERISTICS

Power Rating	2 to 100 MW
Speed Range	3000 to 15000 rpm
Rated Steam Conditions	140 bar (2030psi) 540 °C (1000 °F)
Arrangement	Single casing
Condensing LP Stages	Up to 26" (50Hz) Up to 23" (60Hz)

Características turbina SC/SAC

Fuente: EG Power

La serie P/C también ofrece turbinas que podrían satisfacer las necesidades de la central.

PRODUCT CHARACTERISTICS

Power Rating	Up to 6 MW
Speed Range	3000 to 15000rpm
Rated Steam Conditions	80 bar (1160psi) 480 °C (900 °F)
Arrangement	Single casing
Max Backpressure	20 bar (290psi)

Características turbina P/C
Fuente: EG Power

– **Murray turbines**

Murray turbines dentro de la gama de productos que ofrece está la turbina modelo K y la modelo U.

La turbina modelo K es una turbina multietapa que ofrece gran flexibilidad a la hora del diseño. Las principales características de este modelo son,

- hasta 9 etapas
- más de 5.700 KW
- más de 10.000 rpm
- Vapor: 27,6 bar y 315 °C

La turbina modelo U está fábrica especialmente para satisfacer las necesidades de la industria azucarera.

- hasta 10 etapas
- más de 6.400 KW
- más de 10.000 rpm
- Vapor: 45 bar y 454 °C

– **Siemens**

Siemens es una de las empresas líderes del mercado de turbinas de vapor industriales, con más de 100 años de experiencia en centrales energéticas, incluidas centrales de biomasa. Siemens ofrece una serie de turbinas de vapor industriales de 45 kW a 1.200 MW con gran flexibilidad para cumplir con los requisitos específicos para cada instalación.

La serie SST-100 es una turbina de carcasa simple. Las principales características de este tipo de turbinas son,

- más de 8.500 KW
- más de 7.500 rpm
- Vapor: 65 bar y 480 °C