

Cuantificación y evaluación del potencial energético de residuos agrarios y agroindustriales no tradicionales

Pedro Curto; Gabriel Pena; Carlos Mantero;
Guillermo Siri; Nestor Tancredi; Alejandro Amaya
Alvaro Durante; Agustín Ibañez; Federico Ernst; Mario Flores

Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

Montevideo, Noviembre 2017.

Agradecimientos

Los autores agradecen a la ANII por su apoyo a través del Fondo Sectorial de Energía FSE 1-2014-1-102079.

Índice general

Resumen	7
1. Introducción	9
2. Cuantificación de residuos de biomasas	13
2.1. Residuos de cultivos cerealeros	14
2.2. Sector vitivinícola	28
2.3. Sector olivícola	28
2.4. Especies con alto contenido de lignina	32
2.5. Algas Laguna del Diario	34
3. Caracterización de biomasas	37
3.1. Propiedades fisicoquímicas de la biomasa	38
3.2. Metodología de análisis	50
3.3. Resultados de los análisis	54
4. Ciclos termodinámicos	73
4.1. Ciclo Rankine	73
4.2. Ciclo Brayton - Turbinas de gas	89
4.3. Motores de Combustión Interna	100
5. Resultados del potencial energético	117
5.1. Disponibilidad de biomasa y tecnologías	117
5.2. Cálculo de potencial energético	118
6. Viabilidad económica preliminar	137
6.1. Caso de estudio	137
6.2. Estudio de sensibilidad	141
6.3. Análisis general para otros departamentos	146

7. Conclusiones	149
Bibliografía	155
Apéndices	163
A. Generadores de vapor	165
B. Termogravimetría	179

Resumen

El presente trabajo tiene como finalidad caracterizar el potencial energético de los residuos de biomasa provenientes del sector agroindustrial no tradicional. Para ello se analizan cuatro aspectos referidos a biomásas alternativas generadas principalmente en actividades agrícolas o agroindustriales del Uruguay: cuantificación, caracterización, cálculo del potencial energético y estudio económico preliminar. En primer lugar se realiza una identificación y cuantificación de biomásas residuales donde se destaca la gran producción de rastrojos cerealeros de soja, trigo, maíz, sorgo y cebada. En una escala sensiblemente inferior se determina la generación de residuos de la producción de vino y aceite de oliva, como los orujos y podas de ambos cultivos. Además son tenidas en cuenta otras biomásas alternativas como el switchgrass, caña *Arundo Donax* y las algas generadas en la Laguna del Diario de Maldonado. En una segunda etapa, se determinan las principales propiedades de cada biomasa como combustible. Esto se realiza en base a una serie de análisis de laboratorio donde se determina el poder calorífico, composición elemental y próxima, humedad, degradación térmica (tanto en atmósfera oxidante como inerte) y temperatura de fusión de cenizas. Como tercer etapa, basado en un estudio de la bibliografía, se realizan modelos de las principales tecnologías aplicables para la generación de energía eléctrica a partir de biomasa. Se analizan el ciclo Rankine convencional a vapor de agua, el ciclo Rankine orgánico (ORC), las turbinas de gas de combustión externa y los sistemas que acoplan gasificación con motores de combustión interna de ciclo Otto. En base a los resultados tanto de la cuantificación como de la caracterización de las biomásas, se realiza un cálculo del potencial energético de cada una de las biomásas residuales, para cada tecnología. Por último, con la finalidad de presentar un primer análisis de viabilidad, se realiza un estudio económico simple de la aplicación de las biomásas para la generación. En el mismo son considerados una serie de costos en la logística de la cosecha y tratamiento de la biomasa previo a su uso como combustible. Los resultados demuestran la existencia de un potencial energético actualmente desaprovechado, proporcionando un fundamento para futuros trabajos.

Capítulo 1

Introducción

Biomasa

El término biomasa refiere a cualquier material no fósil, orgánico biodegradable proveniente de plantas, animales o microorganismos. Esto incluye productos y subproductos de los mismos, así como los residuos agrícolas, forestales, industriales y urbanos. Los líquidos y gases generados en la descomposición de los materiales biodegradables orgánicos no fósiles también son considerados biomasa [1].

La biomasa es una fuente de energía renovable y sustentable, la cual es formada continuamente a partir de la interacción de CO_2 , aire, agua, suelo y luz solar con las plantas y animales. Cuando la biomasa es quemada, o utilizada luego de ser convertida en otro tipo de combustible, el carbono de la biomasa reacciona con el oxígeno del aire generando CO_2 , que se libera a la atmósfera. Si se quema completamente, la cantidad de CO_2 generado es igual a la que adquirió la planta en su crecimiento. En otras palabras, el dióxido de carbono generado en la combustión de la biomasa no incrementa el CO_2 del planeta, por ello la biomasa es neutra en emisiones de gases de efecto invernadero. Por otro lado, no están contemplados los consumos energéticos (y sus emisiones) en los procesos de siembra, cosecha y transporte de la biomasa para dicho análisis [1, 2].

Comparado con otras fuentes de energía renovable, como la energía solar o eólica, la biomasa no tiene problemas de almacenamiento, dado que la biomasa es energía almacenada en si misma. A partir de la biomasa pueden ser generados otros tipos de combustibles sólidos, líquidos y gaseosos o directamente energía térmica y/o eléctrica [2].

La biomasa botánica básicamente se forma en la conversión de CO_2 de la atmósfera en carbohidratos debido a la energía solar y la presencia de clorofi-

Tabla 1.1: Clasificación de biomásas

Virgen	Biomasa terrestre	Biomasa forestal Pastos o hierbas Cultivos energéticos Cosechas de cultivos
	Biomasa acuática	Algas Plantas marinas
Residuos	Residuos urbanos	Residuos sólidos urbanos Aguas residuales Gases
	Residuos sólidos agrícolas	Residuos de cosecha Abono y residuos de ganadería
	Residuos forestales	Corteza, hojas, ramas
	Residuos industriales	Madera de demolición, aserrín Aceite y grasa

la y agua, almacenando energía y liberando O_2 . El proceso donde las plantas absorben energía solar es conocido como fotosíntesis. Los organismos heterótrofos, crecen comiendo especies botánicas y/o otras biológicas. De esta forma la energía química almacenada en las plantas se pasa a los animales y humanos al ingerir esta, que a su vez generan desechos que pueden ser utilizados como combustible [1, 2].

Clasificación de las biomásas

Las biomásas pueden ser clasificadas según su diversidad biológica, fuente u origen. En relación a la fuente pueden ser divididas como vírgenes (o primarias) y de residuos como se muestra en la Tabla 1.1 [1, 3, 4].

Biomasa lignocelulósica La mayor parte de la biomasa es lignocelulósica, donde la celulosa, hemicelulosa y lignina son sus tres principales constituyentes. La biomasa lignocelulósica hace referencia a la parte fibrosa (sin almidón) de la planta, la cual es difícil de digerir por los humanos (a diferencia de los carbohidratos y el almidón). Por ejemplo, podemos comer arroz que es un carbohidrato pero no su cáscara o la planta en sí porque son lignocelulósicos. Por ende, la utilización de biomásas lignocelulósicas como combustible no interfiere con el cultivo de alimentos humanos, los rumiantes, y otros monogástricos [1].

Vegetales y cultivos El cuerpo de la planta o árbol (tronco, ramas, hojas, etc.) es biomasa lignocelulósica, pero el fruto es una fuente de carbohidratos, almidón y azúcar, e incluso algunas plantas, como canola, pueden tener grasa. Los carbohidratos son más fáciles de disolver, por lo cual es más fácil la producción de combustibles líquidos a partir de ellos [1].

Residuos de biomasa Los residuos de biomasa son derivados de la biomasa primaria durante diferentes etapas del producción o uso. Estas biomasas pueden provenir desde una parte de residuos sólidos urbanos como restos de comida, papeles y pasto, hasta residuos industriales como aserrín, residuos agrarios o residuos forestales como corteza, ramas y hojas [1].

Biomasa como combustible

La utilización de biomasa como combustible tiene asociado una serie de ventajas y desventajas respecto a otros combustibles o fuentes de energía. La biomasa se presenta como una fuente de energía renovable e inagotable, siendo considerada como un combustible de emisiones neutras de CO_2 y con beneficios para el cambio climático. Esto no es estrictamente correcto al considerar el ciclo de vida completo de la biomasa (siembra, cosecha, transporte, etc.) donde las emisiones de CO_2 no son neutras debido al uso de combustibles fósiles. Dependiendo de las condiciones locales, puede ser un recurso barato y de gran disponibilidad, por lo cual presenta un potencial en la diversificación del suministro de combustibles y favorece a la soberanía energética. Adicionalmente, colabora con la revitalización rural mediante la creación de puestos de trabajo. En algunas aplicaciones, las tierras utilizadas para cultivos energéticos pueden ser utilizadas también con otros fines, como por ejemplo para la agricultura o ganadería. Además existe la posibilidad de los océanos y suelos de baja calidad para la producción de biomasa o bien para la restauración de tierras degradadas. Según la biomasa que se utilice, se puede dar valor a residuos de otras actividades, como por ejemplo las biomasas estudiadas en este trabajo, provenientes de actividades agrícolas o agroindustriales. En algunas aplicaciones, la biomasa se utiliza en sistemas de “*co-fire*” donde se quema junto a un combustible fósil, reduciendo las emisiones respecto al empleo de combustibles fósiles únicamente. Normalmente las biomasas tienen un alto contenido de materia volátil, lo cual las hace más reactivas durante la termoconversión. Además, las cenizas pueden capturar componentes peligrosos durante la combustión [2, 3].

Por otro lado, como principales desventajas se puede destacar su baja densidad energética, lo cual aumenta los costos de transporte además de tener altos costos de cosecha y almacenamiento. Esto hace que la disponibilidad de la

misma sea regional. En aplicaciones de quema directa, si esta no se realiza en buenas condiciones, puede contribuir fuertemente al calentamiento global y a la emisión de material particulado. La explotación de cultivos energéticos puede generar daños al suelo y a la biodiversidad, o en ocasiones puede generar una competencia con la producción de alimentos. Al día de hoy, se tiene un conocimiento insuficiente de la composición, propiedades y calidad de estas biomásas, las cuales presentan una gran variabilidad. Tampoco se tiene una terminología, sistema de clasificación y estándares aceptados a nivel mundial. Otra de las desventajas de las biomásas es su contenido de humedad elevado, así como de Cl, K, Na y Mn [2, 3].

Capítulo 2

Cuantificación de residuos de biomasas

Como primer paso para evaluar el potencial energético de las biomasas, se debe identificar y cuantificar la disponibilidad de las mismas. Con el objetivo de estudiar biomasas residuales y alternativas, en el presente capítulo se realiza una identificación y cuantificación de posibles biomasas a estudiar con mayor profundidad. Se considera residuo o subproducto todo aquello que para cada rubro agrícola sea separado del producto principal, ya sea que permanezca en el campo o que deba ser dispuesto como residuo en alguna etapa de la cadena productiva.

El relevamiento de los residuos generados en dichas actividades se realizó recurriendo a los medios publicados por oficinas de estadísticas agropecuarias dentro del Ministerio de Ganadería, Agricultura y Pesca (MGAP) para la búsqueda de información. Dentro de este ente público se diferencian dos fuentes, los anuarios (DIEA) y los censos. Los anuarios contienen información actualizada pero a nivel país. Por lo tanto, no se cuenta con una distribución geográfica de los cultivos [5]. Por otra parte, los censos determinan información a nivel departamental con una periodicidad mayor que los anuarios [6]. Como resultado se obtienen mapas de distribución de superficies plantadas para cada biomasa seleccionada por departamento, así como la generación de biomasa residual asociada a cada uno de ellos.

Las biomasas identificadas como de mayor interés inicial debido a su expansión o problemática asociada y por lo tanto evaluadas en la presente sección son:

- Rastrojo de cultivos cerealeros (maíz, sorgo, soja, trigo y cebada)

- Residuos de la producción de vino y aceite (orujos y podas)
- Especies herbáceas con alto contenido de lignina (switchgrass y caña)
- Algas de la Laguna de Diario - Maldonado

Nótese que las biomásas seleccionadas para el estudio, presentan una distribución temporal complementaria durante todo el año. Esto es debido a que por un lado, en otoño se tiene la biomasa aérea de la cosecha de los cultivos de verano (maíz, sorgo y soja) junto con orujo de uva y el escobajo, en invierno los residuos de la producción de aceite de oliva (orujo de aceituna y podas), así como las podas de vid. Mientras que, en verano se tienen los rastrojos generados en la cosecha de cultivos cerealeros de invierno (trigo y cebada). Con respecto a las algas, el período de recolección es durante 6 meses del año, abarcando primavera y verano. Las especies vegetales lignocelulósicas a evaluar tienen dos momentos de cosecha, uno en otoño y otro en primavera. Las algas, no provienen de ninguna actividad agroindustrial, pero son un residuo generando en la laguna, el cual tiene que ser extraído periódicamente.

2.1. Residuos de cultivos cerealeros

El principal residuo de los cultivos cerealeros es la biomasa aérea, que presentan baja humedad, alto contenido en celulosa y alrededor de un 10 % de lignina. La relación Carbono-Nitrógeno (C/N) es muy elevada, entre 80 y 100 %.

Actualmente la mayor parte de la biomasa aérea producida se destina como cobertura de suelo. Por otra parte, antes de establecerse las medidas contra incendios en los ámbitos rurales, la quema de la biomasa aérea que quedaba en el campo luego de la cosecha de un cultivo, era un procedimiento relativamente frecuente. Esta quema de rastrojos es una actividad poco defendible desde la óptica técnico-científica.

Otros posibles usos de la biomasa aérea, aunque minoritarios, son los siguientes: obtención de papel, obtención de glucosa, componente en la fabricación de tableros, aislante y material de relleno en materiales de construcción, empleo como combustible, obtención de abonos, agente de aireación y/o fuente de carbono para el compostaje de residuos pastosos o excesivamente ricos en nitrógeno [7].

Índice de cosecha (IC):

La información disponible de las encuestas es la producción del grano. Siendo el residuo generado la fracción de interés para el presente trabajo, se debe recurrir al índice de cosecha. Este se define como la relación, en base seca, entre la biomasa que se cosecha (rendimiento del cultivo) y la biomasa aérea total de dicho cultivo (rastrojo más rendimiento) [8].

$$IC = \frac{\text{Rendimiento}}{\text{Biomasa Total}} \quad (2.1)$$

Para los cálculos de biomasa residual generada se utiliza un índice de cosecha de 40 % en todos los cultivos. Además para las estimaciones de biomasa aprovechable y los posteriores cálculos, se considera únicamente el 65 % del total de residuo generado. Esto es debido a las leyes de conservación del suelo que no permiten retirar la totalidad del rastrojo, así como la inviabilidad tecnológica de recoger la totalidad de dicho material [8].

En las siguientes secciones se presenta la disponibilidad, distribución y estacionalidad de cada biomasa.

2.1.1. Maíz

El cultivo del maíz produce una gran cantidad de biomasa, de la cual la cosecha del grano puede comprender desde un 50 % en condiciones óptimas, hasta resultar en una cosecha nula. El resto, corresponde a diversas estructuras de la planta tales como tallo, hoja, y mazorca entre otros. En la Tabla 2.1 se presentan los valores típicos del porcentaje en masa seca para cada fracción de la planta de maíz. La proporción entre las distintas fracciones depende de la variedad, nivel de fertilización y tipo de cultivar. En la Figura 2.1 se ilustran fotografías de la planta de maíz y el rastrojo asociado luego de la cosecha del grano. Los departamentos con mayor producción de maíz, según el censo correspondiente al año 2011, son Soriano, San José, Paysandú, Durazno, Colonia y Río negro, donde se agrupa más del 80 % de la producción total del país, esto puede observarse gráficamente en la carta (o mapa) de distribución geográfica (ver Figura 2.2) [6].

En base al Anuario DIEA 2015, se estima un rendimiento por hectárea promedio para todo el Uruguay de 5.761 kg/ha. Se constata que en la zona norte del país el rendimiento es mayor, del orden de 6.000 kg/ha, mientras que en la zona sur el rendimiento es menor (5.300 kg/ha) [5].

Este cultivo presenta un crecimiento oscilante en los últimos años, tanto en rendimiento como en superficie cultivada, siendo el aumento del rendimiento más notorio que el de la superficie. A partir de estos datos y considerando un



(a) Planta de maíz

(b) Rastrojo de maíz

Figura 2.1: Fotografía de la planta de maíz y el residuo generado.

índice de cosecha de 40 %, se estiman la masa de rastrojo generada en el campo y la cantidad aprovechable de la misma (65 % del total de rastrojo generado). Estos valores, correspondientes a las cosechas del año 2011, son presentados en la Tabla 2.2 [6, 8]. Bajo estas consideraciones, es posible obtener más de 400.000 toneladas aprovechables de rastrojo de maíz seco al año.

En cuanto a la composición estructural, la biomasa aérea de maíz que queda en el campo luego de la cosecha, presenta valores medios de 36,4 %, 22,6 % y 16,6 % de celulosa, hemicelulosa y lignina respectivamente [10].

2.1.2. Sorgo

Otro cultivo de verano, de gran presencia en el Uruguay, es el sorgo. Los residuos de dicho cultivo son cuantificados según el área cultivada, su distribución y el rendimiento del mismo. En la actualidad los rastrojos de sorgo son

Tabla 2.1: Porcentaje en masa de las fracciones de la planta de maíz (% b.s.)

Fracción	Masa (% b.s.)
Panoja	12,0
Tallos	17,6
Chalas	8,9
Total caña	38,5
Mazorca	11,8
Grano	49,7
Total espiga	61,5

Fuente: [9]

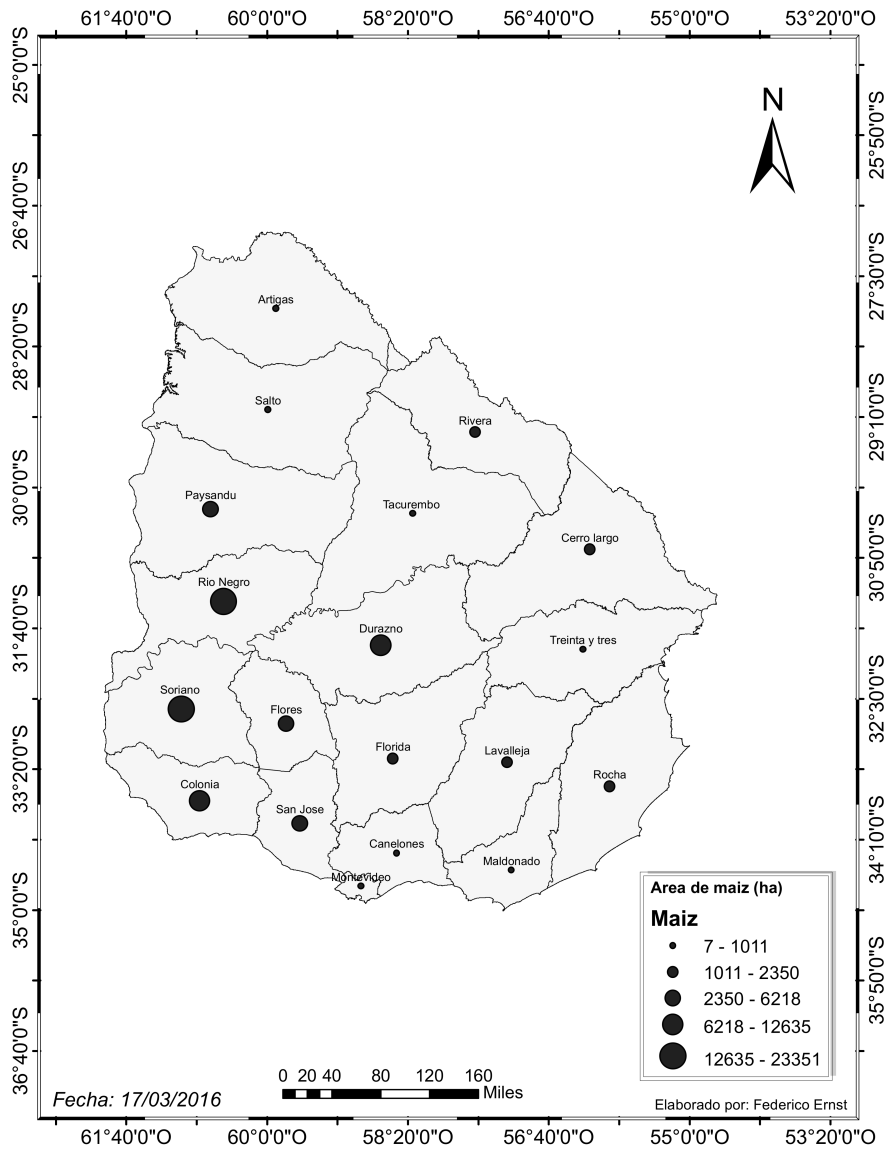


Figura 2.2: Distribución geográfica de superficie cultivada con maíz [6].

Tabla 2.2: Distribución de Maíz por Departamento.

Departamento	Sup cultivada (ha)	Rend grano (T/ha)	Rend rastrajo (T/ha)	Rastrojo aprovechable (T - b.s.)
Colonia	12.635	5,30	7,95	65.291
Durazno	9.476	5,30	7,95	48.967
Paysandú	6.085	5,76	8,64	34.173
Río Negro	17.925	5,67	8,50	99.036
San José	6.218	5,30	7,95	32.132
Soriano	23.351	5,30	7,95	120.666
Total	75.690	-	-	400.265

Fuente: [5, 6]

utilizados únicamente para protección del suelo. El rendimiento promedio para el Uruguay, en el 2011, fue 4.200 kg/ha repartido en 4.500 kg/ha para la zona norte y 3.800 kg/ha para la zona sur del país [5, 6].

En la carta representada en la Figura 2.3 se observa, similar a la situación del maíz, una mayor concentración en superficie cultivada de sorgo sobre el litoral oeste y centro sur del país. Por otro lado, este cultivo también presenta superficies cultivadas considerables en la zona este del país, las cuales pueden tener otro destino de producción (engorde de ganado). Los departamentos de mayor superficie cultivada y por ende de mayor producción, tanto de grano como de rastrojo, son Cerro Largo, Colonia, Durazno, Flores, Florida, Paysandú, Río Negro, Rocha y Soriano, donde se concentra aproximadamente el 75 % de la producción nacional. En la Tabla 2.3 se presentan los datos para los departamentos antes mencionados, de donde se destaca un rastrojo aprovechable seco de 290.000 T/año.

La biomasa aérea de sorgo que queda en el campo luego de la cosecha en promedio se compone de 44,6 %, 25,3 % y 18,0 % para celulosa, hemicelulosa y lignina respectivamente. Debido a su elevado porcentaje de lignina, ésta permanece sin degradarse en el campo luego de la cosecha del grano, esto puede ser observado en las fotografías de la Figura 2.4 [11].

2.1.3. Trigo

El cultivo de trigo es uno de los principales cultivos cerealeros del Uruguay, además ha tenido un notorio crecimiento en los últimos años, por lo cual es

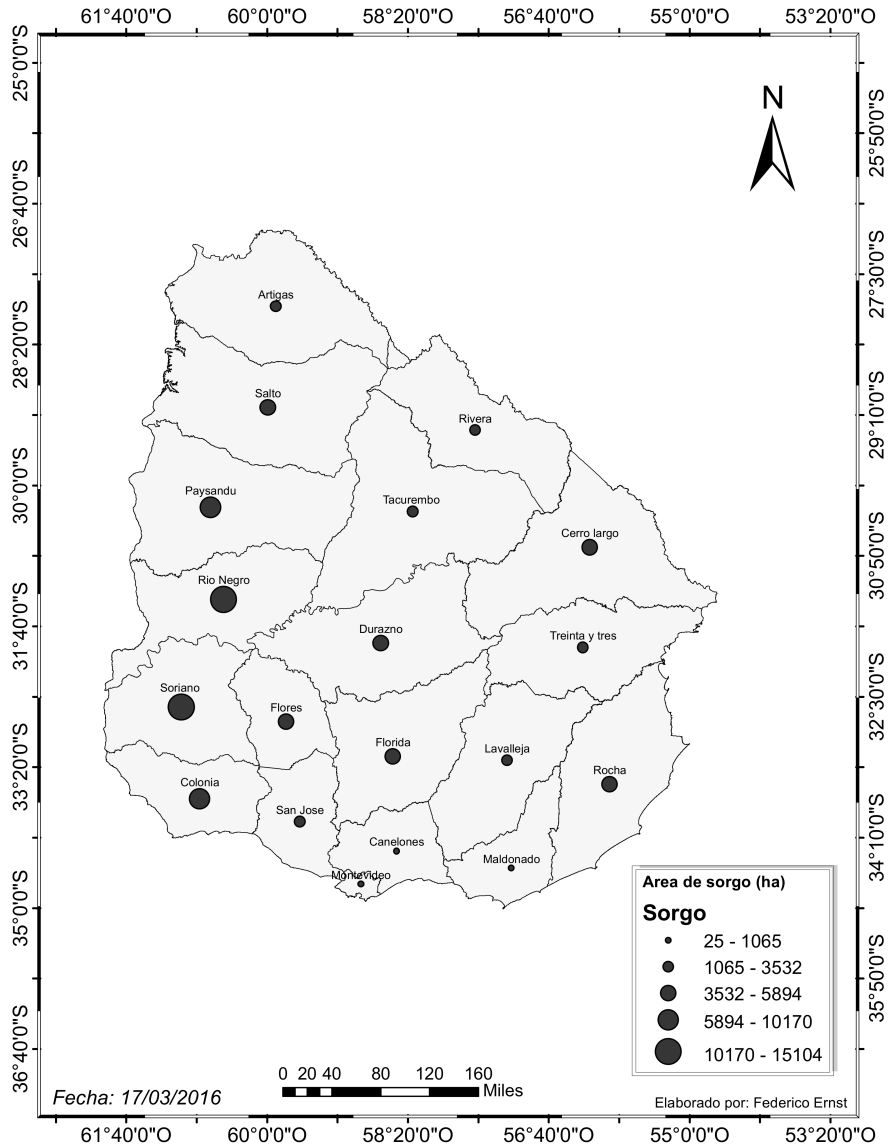


Figura 2.3: Distribución geográfica de superficie cultivada con sorgo [6].

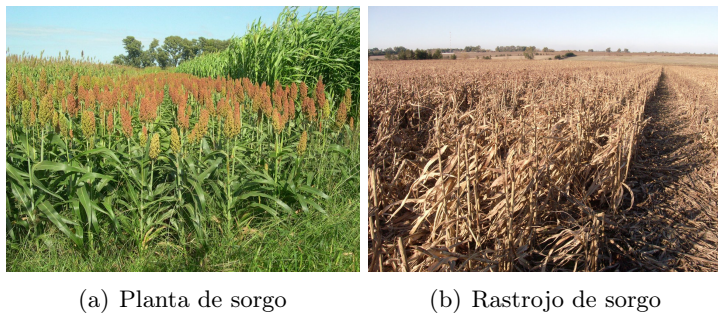


Figura 2.4: Fotografía de la planta de sorgo y el rastrojo generado.

Tabla 2.3: Distribución de Sorgo por Departamento.

Departamento	Sup cultivada (ha)	Rend grano (T/ha)	Rend rastrojo (T/ha)	Rastrojo aprovechable (T - b.s.)
Cerro largo	4.889	3,8	5,7	18.113
Colonia	7.679	3,8	5,7	28.450
Durazno	5.894	4,2	6,3	24.135
Flores	4.934	4,2	6,3	20.204
Florida	4.644	4,2	6,3	19.017
Paysandú	10.170	4,5	6,75	44.620
Río Negro	12.049	4,5	6,75	52.865
Rocha	5.241	3,8	5,7	19.417
Soriano	15.104	4,2	6,3	61.850
Total	70.624	-	-	288.671

Fuente: [5, 6]

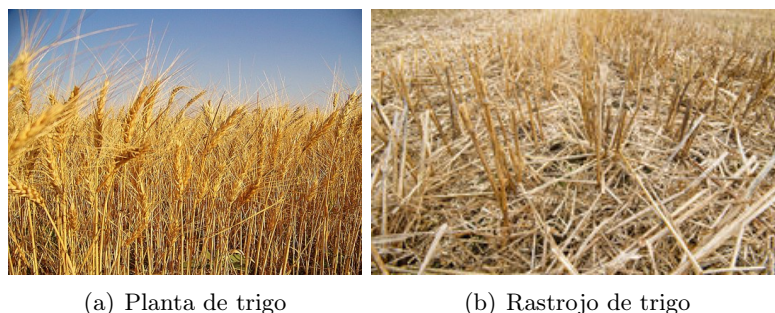


Figura 2.5: Fotografía de la planta de trigo y el rastrojo generado.

de interés su análisis en el presente trabajo. Este cultivo se caracteriza por su elevada generación de paja en la cosecha, aunque esta producción de paja tiende a disminuir progresivamente con las mejoras tecnológicas. Los productores de trigo fundamentan la necesidad de conservar el residuo de cosecha como forma de protección contra la erosión y para mantener el tenor de humedad del suelo. Por lo tanto la tecnología actual de cosecha no apunta a recoger este residuo.

El rastrojo de trigo presenta valores medios de 35,8 %, 26,8 % y 16,7 % para celulosa, hemicelulosa y lignina respectivamente. Esta biomasa aérea tiene la característica de no degradarse con facilidad, por lo que permanece mucho tiempo en el campo luego de la cosecha del grano [12]. En la Figura 2.5 se ilustran fotografías de la planta de trigo y la biomasa residual del mismo.

Al igual que para los otros cultivos industriales, el trigo se concentra mayoritariamente en el litoral oeste del país, en los departamentos de Paysandú, Río Negro, Soriano y Colonia, así como también en Flores, Durazno y San José. En base a datos de DIEA 2015 [5] y el Censo 2011 [6], los rendimientos para el 2011 fueron los presentados en la Tabla 2.4 y su distribución geográfica se presenta en la Figura 2.6. Los departamentos incluidos en el cuadro representan la mayor parte del área sembrada con 453.598 ha. En el resto del territorio nacional el aérea sembrada es de 120 mil ha aproximadamente. El rendimiento promedio para todo el país es 2.800 kg/ha de grano el cual se reparte en 2.300 kg/ha para la zona norte y 3.400 kg/ha para la zona sur [13]. De este modo, la cantidad de rastrojo de trigo aprovechable seco por año es de 1,4 millones de toneladas.

2.1.4. Cebada

La cebada es un cultivo similar al trigo en algunos aspectos, principalmente en su distribución geográfica (ver mapa en la Figura 2.7) y de igual índice

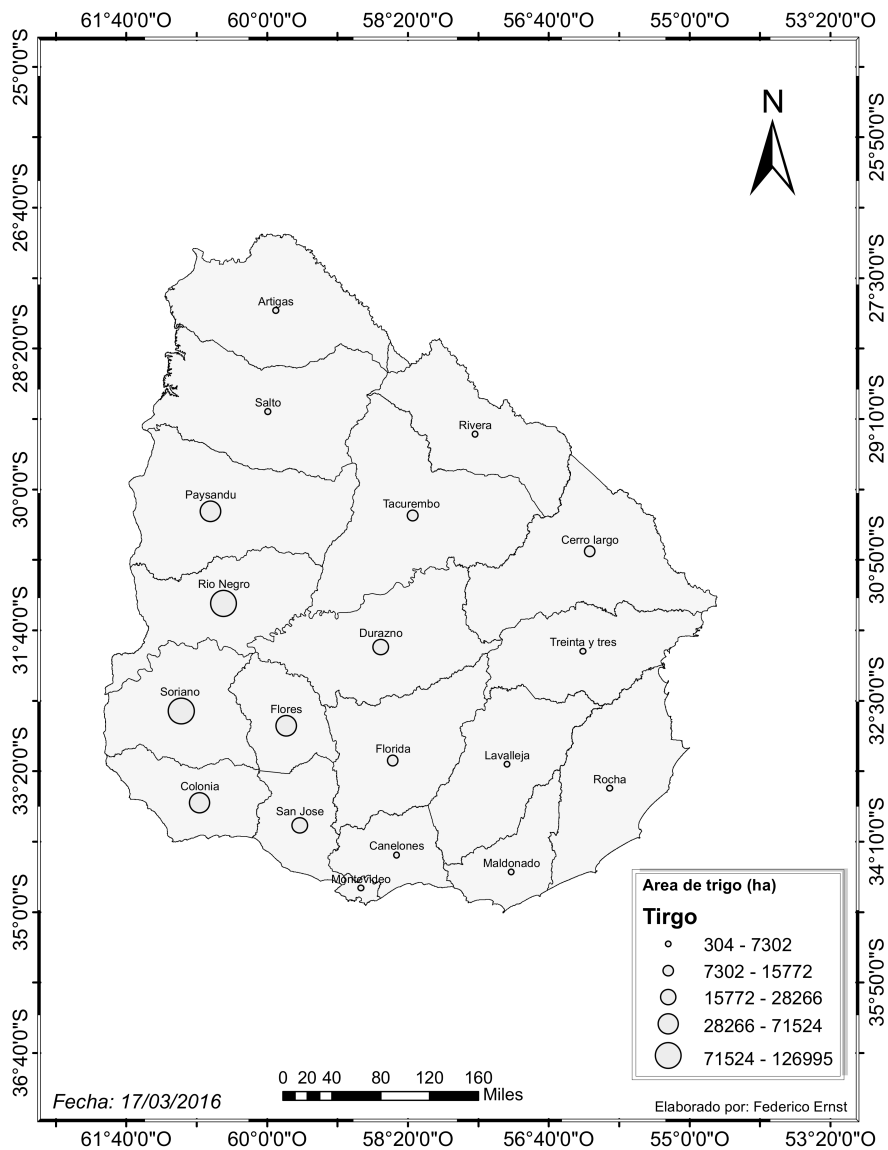


Figura 2.6: Distribución geográfica de superficie cultivada con trigo [6].

Tabla 2.4: Distribución de Trigo por Departamento.

Departamento	Sup cultivada (ha)	Rend grano (T/ha)	Rend rastrajo (T/ha)	Rastrojo aprovechable (T - b.s.)
Colonia	71.524	3,4	5,1	237.102
Durazno	21.613	2,8	4,2	59.003
Flores	47.611	3,4	5,1	157.830
Paysandú	61.245	2,8	4,2	167.198
Río Negro	96.344	2,8	4,2	263.019
San José	28.266	3,4	5,1	93.701
Soriano	126.995	3,4	5,1	420.988
Total	453.598	-	-	1.398.841

Fuente: [5, 6]

de cosecha. Además, este rastrojo también se caracteriza por tener una buena persistencia en el campo luego de la cosecha del grano. Por otro lado, la superficie plantada de sorgo es sensiblemente inferior a la de trigo, del orden de 4 a 5 veces menor, dependiendo del año. Fotografías del rastrojo y del cultivo de cebada antes de la cosecha se ilustran en la Figura 2.8. En la Tabla 2.5 se presentan los valores de superficies cultivadas, rendimientos y biomasa residual aprovechable para los principales departamentos con cultivos de cebada, siendo estos Paysandú, Soriano, Colonia y Río Negro. En cuanto al rendimiento de este cultivo, en promedio se obtienen 3.200 kg/ha conformado por 2.700 kg/ha en la zona norte y 3.800 kg/ha en la zona sur del país [13]. Concentrando parte de la producción de rastrojo de estos 4 principales departamentos, se obtendría una biomasa residual aprovechable seca de 213.000 toneladas al año.

El rastrojo de cebada presenta valores medios de composición estructural de 34,8 %, 25,8 % y 16,7 % de celulosa, hemicelulosa y lignina respectivamente, con gran similitud a los porcentajes en trigo [12].

2.1.5. Soja

Actualmente la soja es el cultivo con mayor extensión territorial, siendo casi el doble que la suma de todo el resto de los cultivos cerealeros. Esto es debido al gran crecimiento que ha tenido en los últimos años. El destino principal de este grano es la exportación a China. En la Figura 2.9 se presenta la distribución geográfica de la superficie cultivada de soja, donde se aprecia una concentración

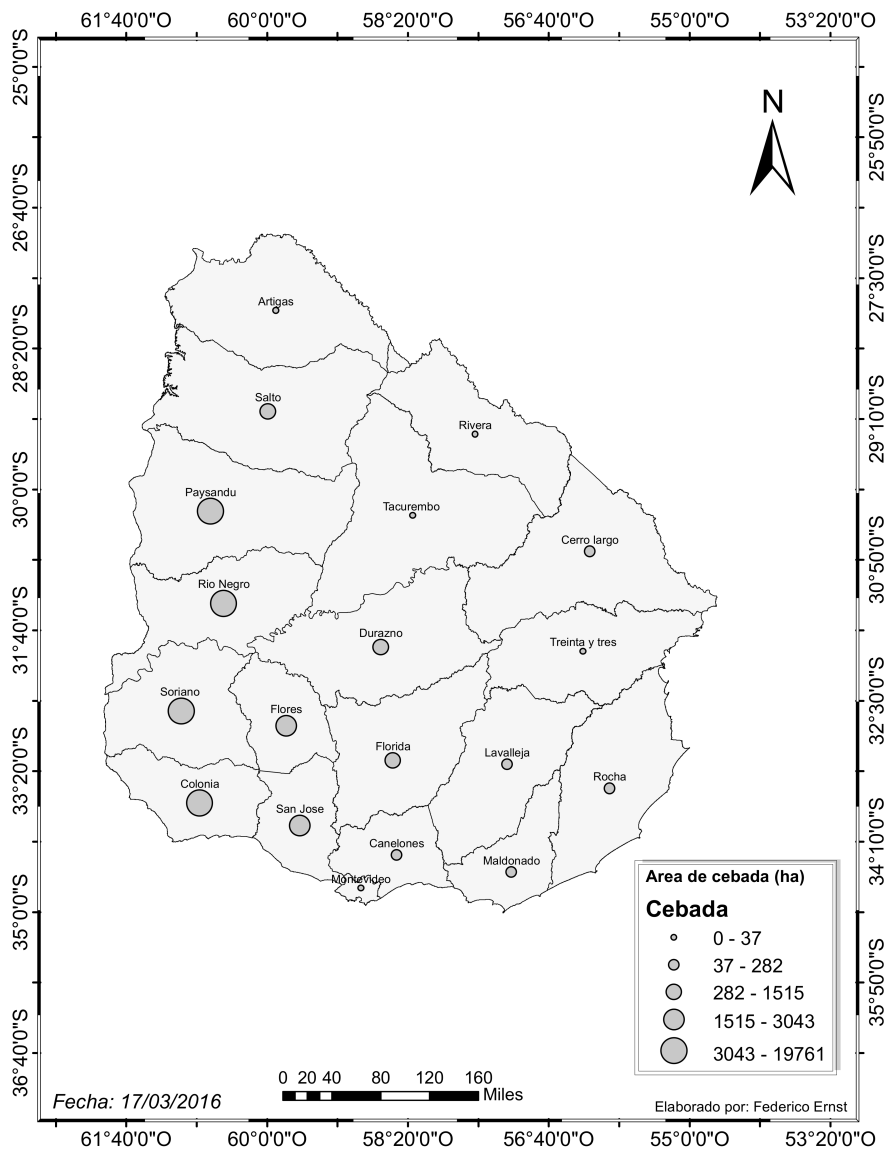


Figura 2.7: Distribución geográfica de superficie cultivada con cebada [6].

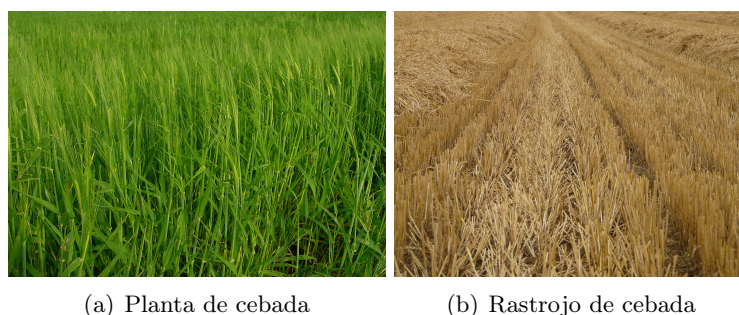


Figura 2.8: Fotografía de la planta de cebada y el rastrojo generado.

en el litoral oeste del país, principalmente en los departamentos de Colonia, Durazno, Flores, Florida, Paysandú, Río Negro y Rocha. Estos departamentos concentran el 85 % del total de superficie plantada. En la Tabla 2.6 se presenta la superficie cultivada por departamento (correspondiente al año 2011), los rendimientos de este cultivo y la cantidad rastrojo aprovechable (considerada como un 65 % del rastrojo generado, al igual que en el resto de los cultivos cerealeros). De este modo, existe la posibilidad de disponer de 1,9 millones de toneladas de biomasa residual seca. Los rendimientos promedios para el centro del país son 2.350 kg/ha, para el norte 2.200 kg/ha y para el sur 2.800 kg/ha, correspondientes a la zafra 2014/2015. [5]. Debido al gran crecimiento que ha presentado este cultivo, aumentando la superficie cultivada de 884.000 ha a 1.334.000 ha desde el 2011 hasta el 2015, la cantidad de rastrojo aprovechable seco aumenta a 3,0 millones de toneladas anuales.

El rastrojo de soja presenta valores medios de composición estructural de

Tabla 2.5: Distribución de Cebada por Departamento.

Dpto	Sup cultivada (ha)	Rend grano (T/ha)	Rend rastrojo (T/ha)	Rastrojo aprovechable (T - b.s.)
Colonia	15.413	3,8	5,7	57.105
Paysandú	19.761	3,2	4,8	61.654
Río Negro	11.330	3,2	4,8	35.350
Soriano	15.966	3,8	5,7	59.154
Total	62.470	-	-	213.263

Fuente: [5, 6]

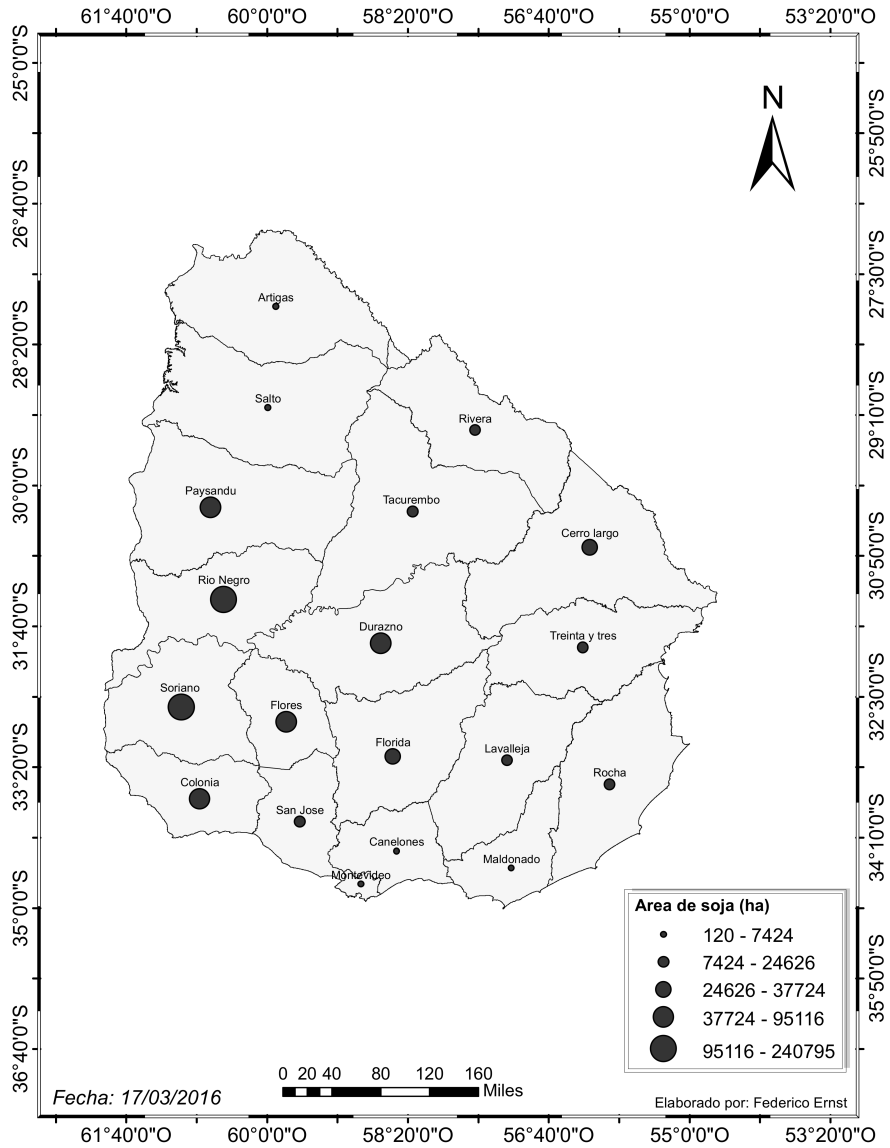


Figura 2.9: Distribución geográfica de superficie cultivada con soja [6].

Tabla 2.6: Distribución de Soja por Departamento.

Dpto	Sup cultivada (ha)	Rend grano (T/ha)	Rend rastrajo (T/ha)	Rastrojo aprovechable (T - b.s.)
Colonia	79.749	2,8	4,2	217.715
Durazno	66.333	2,4	3,6	155.219
Flores	67.756	2,4	3,6	158.549
Florida	37.724	2,4	3,6	88.274
Paysandú	95.116	2,2	3,3	204.023
Río Negro	176.712	2,2	3,3	379.047
Rocha	22.647	2,4	3,6	52.994
San José	22.253	2,8	4,2	60.750
Soriano	240.795	2,4	3,6	563.460
Total	775.085	-	-	1.880.031

Fuente: [5, 6]

31,8%, 26,8% y 12,7% para celulosa, hemicelulosa y lignina respectivamente. La misma se caracteriza por degradarse muy rápidamente. En la etapa vegetativa del cultivo la planta contiene un porcentaje elevado de hojas, las cuales en el periodo de cosecha caen al suelo y se degradan rápidamente por lo que no se tendrán en cuenta en la cuantificación para la producción de energía. Esto se aprecia en las fotografías de la Figura 2.10.



(a) Planta de soja



(b) Rastrojo de soja

Figura 2.10: Fotografía de la planta de soja y el rastrojo generado.

2.2. Sector vitivinícola

Uruguay es un gran productor de vino, se producen aproximadamente 68.000.000 de litros por año a partir de 92.500 toneladas de uva. La producción de vino genera como principales residuos orujo y escobajo, así como las podas de vid. Según valores medios, el rendimiento de la producción es de 0,75 a 0,80 litros de vino por quilogramo de uva, donde se genera entre 10 y 15 % de orujo y 5 % de escobajo. Considerando la producción anual de 68.000.000 lt, se dispone de 10.200 y 3.400 toneladas por año de orujo y escobajo respectivamente. Esto se puede subdividir en 95 % de uvas tintas y 5 % de uvas blancas.

Los restos de poda por su parte, dependen fuertemente del manejo objetivo de producción y estabilización del mismo. Viñedos con gran producción y buena estabilización realizan podas mayores, del orden de 2.500 kg/ha. Por otro lado, los viñedos más pequeños con menor grado de estabilización, donde se prioriza el volumen de producción de uva, tienden a realizar un menor nivel de poda, aproximadamente 1.500 kg/ha. Como promedio nacional se puede estimar una producción de poda de vid de 2.000 kg/ha. Considerando que en Uruguay se cuenta con 7.500 ha de vid, se generan 15.000 toneladas de poda por año.

Actualmente la mayor parte de estos residuos de poda se queman en la propia explotación tras ser retirados del campo. En menor medida, las fracciones mayores (troncos o ramas gruesas) son utilizadas como combustible con fines energéticos. De forma alternativa, y con mucho mayor interés, estos materiales pueden ser aplicados al suelo para su posterior descomposición y humidificación. Esta alternativa, que hace unos años era muy poco frecuente, se va implantando lentamente en la arboricultura. La aplicación al suelo requiere un tratamiento mecánico previo de troceado, picado o desfibrado (según sea necesario). Atendiendo a la elevada relación C/N de estos residuos es preciso aportar una fuente nitrogenada, ya sea de naturaleza orgánica (estiércol, abonos orgánicos, purines, abonado en verde) o inorgánica (abonos amoniacales o ureicos), que aceleren su descomposición. El residuo triturado puede dejarse sobre el suelo, a modo de acolchado orgánico de descomposición lenta, o proceder a su incorporación superficial en el suelo, mediante la realización de la labor adecuada.

2.3. Sector olivícola

El desarrollo olivícola logrado desde el año 2002 hace que actualmente Uruguay cuente con cerca de 10.000 ha plantadas. Las mismas se distribuyen en aproximadamente 200 productores, los cuales están distribuidos en los 19 de-

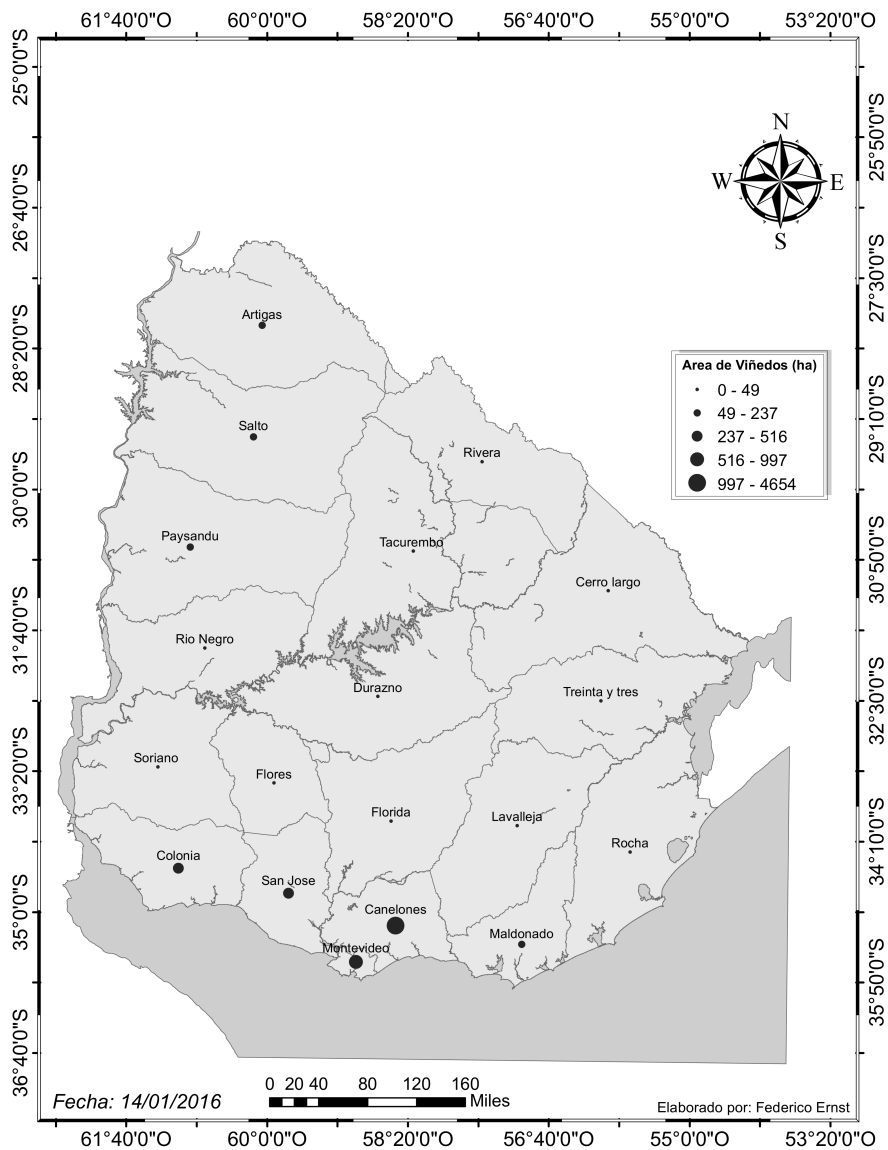


Figura 2.11: Distribución geográfica de superficie cultivada con viñedos [6].



(a) Orujo de uva



(b) Poda de vid

Figura 2.12: Fotografía del orujo de uva y poda de vid.

partamentos del Uruguay, principalmente en la región sureste según se observa en la Figura 2.13, siendo Maldonado el departamento con mayor superficie explotada.

Se estima que para el 2020 unas 15 mil hectáreas producirán 10 millones de kilogramos de aceite de oliva. Actualmente se tienen producciones cercanas a los 750.000 kg, lo cual representa cerca del 50% del consumo nacional. Es de esperar que en estos años la posibilidad de crecimiento de la producción permita un rápido incremento de las exportaciones [14].

Existen cerca de 20 almazaras en funcionamiento, las cuales van creciendo en número y capacidad en función de las necesidades industriales del sector [15]. La producción de aceite tiene como subproducto orujo, donde se incluyen los carozos, además el tratamiento del cultivo genera restos de poda. En países como España, es frecuente la utilización de carozos como combustible.

La densidad de plantación de este cultivo en el Uruguay es aproximadamente entre 300-400 plantas por ha. La variedad y el tamaño del árbol son los parámetros más influyentes en la producción de cada ejemplar. Se puede asumir que una hectárea de olivos puede producir entre 2.500 y 3.000 kg de aceitunas y se generan entre 1.000 y 5.000 kg de podas por año. Por otra parte,

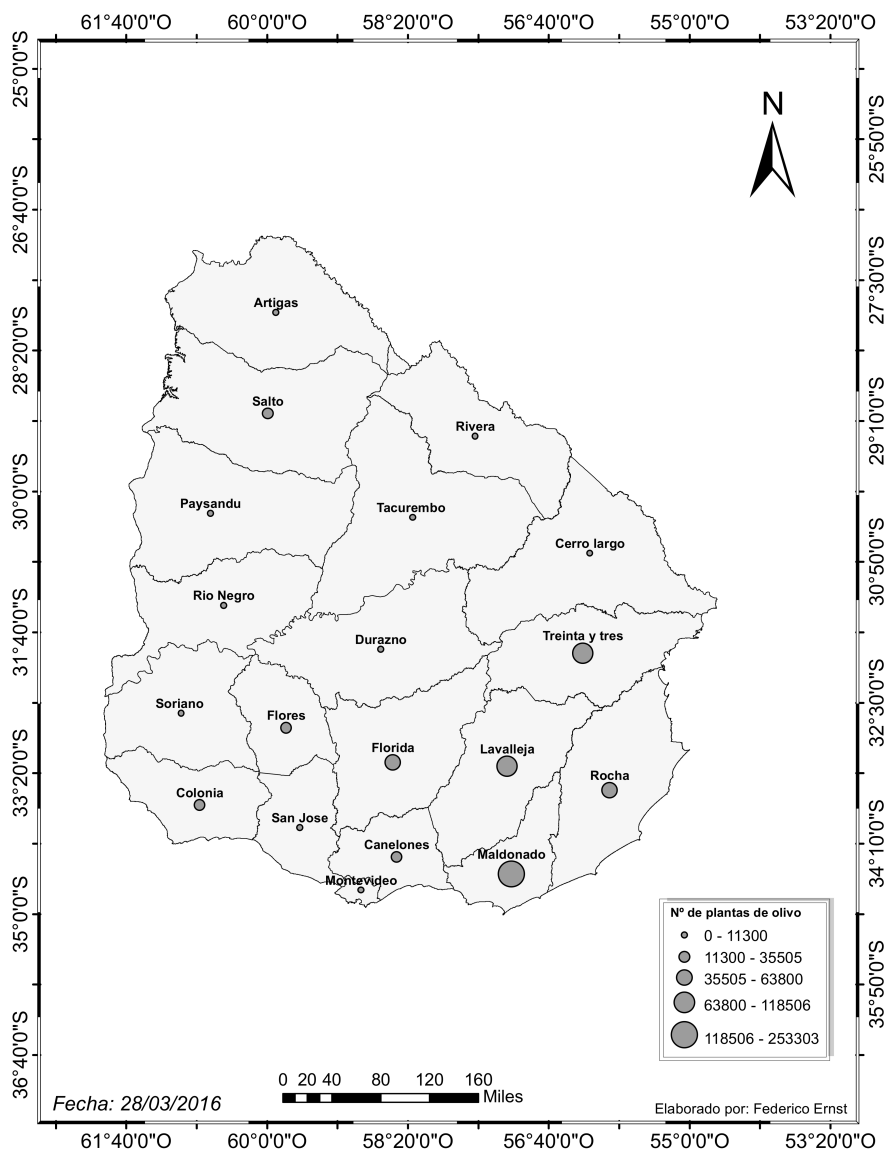


Figura 2.13: Distribución geográfica del número de plantas de olivo [6].



(a) Orujo de aceituna

(b) Poda de olivo

Figura 2.14: Fotografía del orujo de aceituna y poda de olivo.

en la producción de aceite de oliva, el peso de orujo seco representa entre 30 y 35 % de peso original de la aceituna [16,17]. Considerando que en el Uruguay se producen 750.000 kg de aceite por año, se generan unas 1.000 T de orujo seco. Al momento de máxima producción de las 10.000 ha cultivadas, considerando valores conservadores, se generarán alrededor de 15.000 T de podas y 9.000 T de orujo por año.

2.4. Especies con alto contenido de lignina

2.4.1. Switchgrass (*Panicum virgatum*)

Otra biomasa considerada en el presente estudio es el switchgrass, gramínea perenne de ciclo mayor a un año. Esta biomasa no es un residuo sino que la misma es sembrada frecuentemente con el fin de protección de suelo contra la erosión, como cortinas en laderas medias para evitar el escurrimiento por pendientes o para la producción de biodisel. Esta especie, originaria de América del Norte, presenta gran adaptabilidad a diferentes tipos de suelo y clima, que la harían muy promisoría para las condiciones agroecológicas del Uruguay. La producción vegetal varía entre 5.900 kg/ha y 7.900 kg/ha y puede ser cortada dos veces al año. Con un buen manejo de la misma, la duración de cada ejemplar alcanza los 20 años [18]. Esta biomasa tiene un gran potencial para la producción de energía considerando su elevado componente lignocelulósico. Por tal motivo, es de interés su estudio como combustible, así como su adaptabilidad en Uruguay. Actualmente no hay plantaciones agroindustriales de este cultivo.

El switchgrass tiene como ventaja la generación de gran cantidad de biomasa aérea. Las hojas se desprenden luego del invierno, devolviendo al suelo parte



Figura 2.15: Fotografía del switchgrass.

de los nutrientes que extrajo la planta. El resto de la planta, aproximadamente un 80 % en masa, es cosechable [18].

2.4.2. Caña (*Arundo donax*)

El *Arundo donax* posee características únicas de la especie, el mismo se destaca con su alto rendimiento de materia seca por área, ya que tiene un nivel medio de humedad en la cosecha (alrededor de 40 %). Esta caña actualmente es utilizada para la producción de etanol en Europa. Algunas de las ventajas de esta biomasa se presentan a continuación:

- El cultivo no es comestible, por lo tanto no tiene finalidades alimenticias.
- Tolerante a altos niveles de salinidad o tierras marginales.
- Bajo contenido de humedad en la cosecha (40 % Humedad).
- Estructura de planta permite un secado natural.
- La caña no absorbe humedad al ser segada.
- Tolera encharcamientos de suelo y sequías.
- Se reproduce vegetativamente, por lo tanto sus semillas no son viables o fértiles.

- Permite cosecha mecánica.



Figura 2.16: Fotografía de cañas *Arundo donax*.

2.5. Algas Laguna del Diario. Macrofitas (*Elodea potamogeton*)

En la Laguna del Diario, ubicada en el departamento de Maldonado, se genera gran cantidad de algas macrofitas (*Elodea Potamogeton*), las cuales deben ser retiradas periódicamente. Por lo tanto esta biomasa es de interés debido a su problemática asociada. En la Figura 2.17 se presenta una fotografía del procedimiento de limpieza de la Laguna.

La productividad de la laguna es variable en los años, pero se puede estimar que entre los meses de noviembre a abril (6 meses) se realizan extracciones del orden de $48 \text{ m}^3/\text{semana}$ (ocho camiones). De este modo, la productividad anual de la laguna es de 1150 m^3 . Este tipo de algas se caracteriza por tener una densidad muy baja y elevada humedad, reduciendo su volumen considerablemente luego de la pérdida parcial de humedad¹.

¹Datos suministrados por División de Medio Ambiente de la Intendencia de Maldonado.



Figura 2.17: Fotografía de la recolección de algas de la Laguna del Diario.

Capítulo 3

Caracterización de las biomasas como combustible

Las características y calidad de la biomasa como combustible pueden variar en un amplio rango, dependiendo del tipo de biomasa y de la tecnología de pre-tratamiento que se le aplique. Por medio de los pre-tratamientos se pueden mejorar las propiedades del combustible, pero esto tiene asociado un costo adicional [19].

Las tecnologías de termoconversión de biomasa están asociadas a las características y calidad de la biomasa. Por lo tanto, cuanto menos homogéneo sea el combustible y menor su calidad, más sofisticados son los sistemas de combustión y gasificación [1, 19].

En este contexto, para evaluar un combustible sólido, el primer, y más importante paso es realizar una caracterización detallada del mismo. De esta manera son determinadas sus propiedades y calidad de la biomasa como combustible, así como sus potenciales aplicaciones y los problemas ambientales que puede tener asociados. La caracterización se basa en el conocimiento de las características químicas, físicas, geométricas y minerales del combustible [2]. Los principales análisis utilizados para realizar dicha caracterización son:

- Contenido de humedad;
- Análisis último (composición elemental);
- Análisis próximo (determinación de volátiles, carbono fijo y cenizas);
- Análisis de la composición estructural;
- Calorimetría (Poder calorífico);

- Análisis térmicos (en atmósfera inerte y oxidante):
 - Termogravimetría (TGA);
 - Análisis térmico diferencial (DTA);
- Determinación de las propiedades físicas:
 - Distribución granulométrica;
 - Densidad;
- Análisis de las cenizas:
 - Análisis elemental;
 - Análisis térmicos;
 - Determinación de temperatura de fusión;

En el presente capítulo se presenta una descripción de dichos análisis o características, la metodología utilizada para caracterizar las biomosas estudiadas en este trabajo y los resultados de los mismos, comparándolos con datos de diversos combustibles.

3.1. Propiedades fisicoquímicas de la biomasa y sus cenizas

3.1.1. Humedad

El contenido de humedad de las biomosas tradicionales puede variar desde 10 a 80% (b.h.¹). El agua en el combustible influye en el desempeño de la combustión, así como en la temperatura de llama adiabática debido al consumo de energía asociado a la evaporación de la propia humedad del combustible. Además influye en el volumen y composición de los gases producidos en la combustión por unidad de energía. Si el contenido de agua es elevado, pueden haber problemas en la ignición y se necesitan mayores tiempos de residencia para el secado de la biomasa antes de la pirólisis y combustión del carbono fijo. Por lo tanto, las cámaras de combustión deben ser mayores. En algunas aplicaciones puede ser necesario realizar un secado previo a la combustión para que esta sea autosustentada [19, 20]. Por tales motivos, es deseable que el contenido de humedad sea el menor posible, teniendo un límite inferior al entrar en equilibrio con la humedad ambiente.

¹b.h. - Base húmeda

3.1.2. Composición elemental

La composición elemental es una de las características técnicas más importantes del combustible, siendo la base para el análisis de los procesos de combustión, tales como el cálculo de los flujos de aire, gases, entalpía, estudio del impacto ambiental y desgaste de equipamientos [21, 22]. Esta se determina mediante el análisis último del combustible, en el cual se obtienen los porcentajes en masa de los componentes químicos elementales que constituyen la biomasa, como carbono (C), hidrógeno (H), oxígeno (O), nitrógeno (N) y azufre (S).

$$C + H + O + N + S = 100\% \quad (3.1)$$

A grandes rasgos, la composición de los diferentes tipos de biomasa tradicionales, no difiere mucho de unas a otras. Generalmente el contenido de carbono se encuentra entre 30 y 60 % (b.s.²), el de hidrógeno de 5 a 7 % y del oxígeno de 30 a 45 %, siendo estos los principales constituyentes de la biomasa [19, 20, 23]. El C e H se oxidan en la combustión, formando CO_2 y H_2O , donde el oxígeno necesario para dicha combustión es suministrado por el aire utilizado como comburente. El oxígeno que forma parte de la biomasa cubre parte de la demanda de oxígeno necesaria para la combustión, reduciendo así la necesidad de oxígeno a adicionar (en comparación con otros combustibles). Parte del C presente en la biomasa se encuentra en estructuras parcialmente oxidadas, lo que explica el bajo poder calorífico de las biomasa comparado con el del carbón mineral [19]. El contenido de N y S generalmente se encuentra en concentraciones menores al 1 % [1, 19, 20, 23].

Una forma de agrupar los diferentes tipos de combustibles sólidos es a partir de los cocientes atómicos de hidrógeno-carbono y oxígeno-carbono, como se aprecia en la Figura 3.1 [1, 23].

3.1.3. Composición próxima (o inmediata)

La composición próxima (o inmediata), determinada mediante el análisis próximo, permite determinar las fracciones porcentuales en peso de los volátiles (V), carbono fijo (CF) y cenizas (Ash).

Volátiles

Los volátiles, son los gases generados en la pirólisis de la biomasa. Estos representan la mayor fracción másica en las biomasa, donde pueden llegar

²b.s. - Base seca

hasta 90 % (b.s.). La cantidad de volátiles influye en la degradación térmica del combustible y en el desempeño de la combustión. El tipo y cantidad de gases generados, así como las otras fracciones obtenidas en la pirólisis (gases condensables y carbono fijo), dependen de la temperatura y velocidad de calentamiento durante la pirólisis y del tamaño de partícula. Gracias al elevado contenido de volátiles presente en las biomásas, la ignición de estas resulta ser sencilla en comparación con otros combustibles sólidos de menor contenido de volátiles, como el carbón mineral por ejemplo. Los volátiles pueden ser subdivididos en gases como hidrocarburos livianos, monóxido de carbono, hidrógeno y alquitranes. La cantidad de materia devolatilizada durante la pirólisis está relacionada con el contenido elemental de C , H y O . Cuanto mayor sea la razón entre H y C , mayor es el contenido de volátiles, y esté último disminuye cuanto mayor sea la razón entre O y C [19, 20].

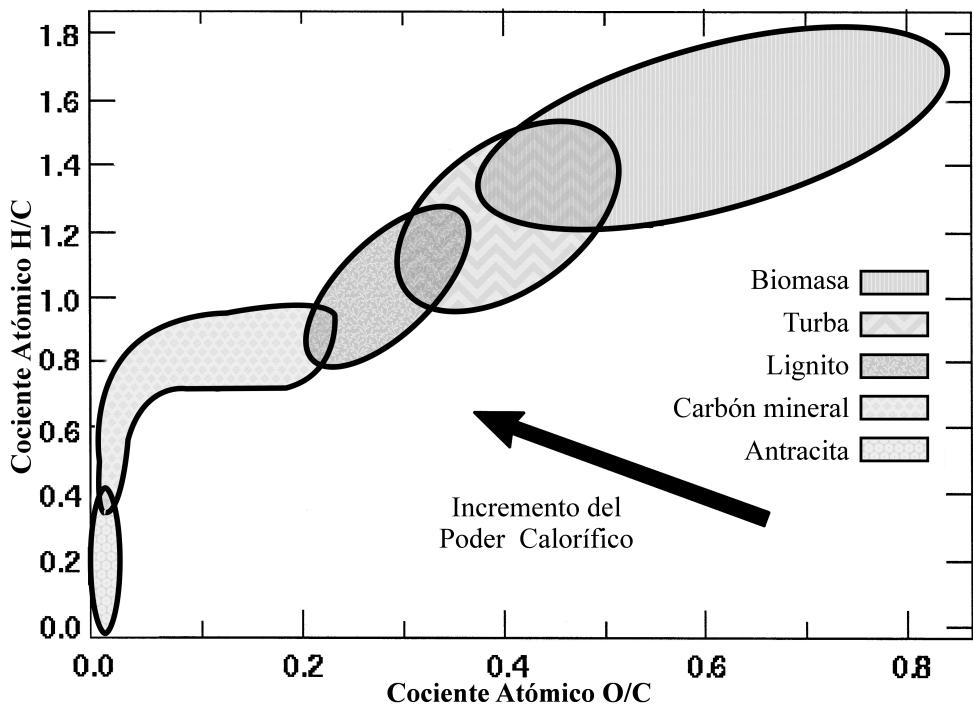


Figura 3.1: Clasificación de combustibles sólidos a partir de los cocientes atómicos hidrógeno/carbono y oxígeno/carbono [23].

Carbono fijo

Como se mencionó anteriormente, durante la degradación térmica en la pirólisis, se libera la fase gaseosa (volátiles) permaneciendo en estado sólido el carbono fijo (o matriz carbonosa) y las cenizas, siendo estas últimas la parte inorgánica del combustible. Por lo tanto, el carbono fijo es combustible sólido, el cual se oxida en una reacción heterogénea sólido-gas.

Cenizas

Las cenizas son la parte inorgánica de un combustible que permanece después de la combustión completa del mismo. En las biomasa, las cenizas provienen de dos fuentes diferentes, una que es inherente a la biomasa y otra debido a la posibilidad de adherencia de tierra, polvo, piedras u otras impurezas a la biomasa, en las diferentes etapas de su manipulación [1, 20, 24]. La composición de las cenizas y la influencia que puede tener en sistemas de combustión se presenta en la Sección 3.1.11.

3.1.4. Bases para expresar la composición de la biomasa

Teniendo presente las diferentes fracciones que componen la biomasa, una serie de características o propiedades pueden ser expresadas en diversas bases dependiendo de la situación:

- Base total o húmeda (b.h.)
- Base seca (b.s.)
- Base seca sin cenizas (b.s.c.)

Base total

La base total (o húmeda) hace referencia al estado natural de la biomasa, o sea, se considera la humedad original de la misma o la humedad con la que se dispone para ser utilizada como combustible (M). Por lo tanto, la suma total de las fracciones másicas que componen el combustible será 100 % en base total:

$$C + H + O + N + S + M + Ash = 100 \% \quad (3.2)$$

$$CF + V + M + Ash = 100 \% \quad (3.3)$$

Base seca

En la base seca se considera que la biomasa no contiene humedad, o sea que la composición de la misma en base seca es independiente de la humedad y de las condiciones en la que se acopie, por lo tanto es más fácil la comparación entre diferentes biomosas.

$$C + H + O + N + S + Ash = 100\% \quad (3.4)$$

$$CF + V + Ash = 100\% \quad (3.5)$$

Base seca sin cenizas

De la misma forma que puede ser considerada la biomasa sin humedad, se puede caracterizar la misma sin cenizas.

$$C + H + O + N + S = 100\% \quad (3.6)$$

3.1.5. Composición estructural

La biomasa es una mezcla compleja de materia orgánica como por ejemplo carbohidratos, grasas y proteínas, además de una pequeña parte de materia inorgánica. Los principales componentes de la biomosas son los extractivos, la pared celular (la cual se compone básicamente por celulosa, hemicelulosa y lignina) y las cenizas. La concentración de cada uno de ellos varía dependiendo de la especie. La combinación de celulosa, hemicelulosa y lignina es conocida como lignocelulosa, dentro de los cuales la celulosa es la fracción que prevalece sobre las otras. La celulosa y hemicelulosa son macromoléculas construidas con diferentes azúcares, mientras que la lignina es un polímero aromático irregular. Cada componente tiene un comportamiento diferente en los procesos de termoconversión de la biomasa, además de estar relacionado con otras propiedades, como el poder calorífico [1, 2, 20].

3.1.6. Poder calorífico

El poder calorífico puede ser definido como la cantidad de energía liberada en forma de calor durante la combustión completa de una unidad de combustible, cuando la temperatura de los productos es igual a la de los reactivos. Numéricamente es igual a la entalpía de reacción del combustible, pero con el signo opuesto. Para cada combustible se definen el poder calorífico superior e inferior. Siendo el superior (*PCS*), el calor liberado en la combustión completa

cuando toda el agua de los productos condensó al estado líquido, por lo tanto se liberó la energía de condensación. El poder calorífico inferior (*PCI*), corresponde al caso donde el agua de los productos de combustión no condensa, por lo tanto se encuentra en estado de vapor. La diferencia entre *PCS* y *PCI* es la energía requerida para evaporar la humedad presente en el combustible y el agua formada en la combustión a partir de la oxidación del hidrógeno del combustible [1, 25].

$$PCS = PCI + h_{fg} \left(\frac{9H}{100} + \frac{M}{100} \right) \quad (3.7)$$

Para un combustible sólido *H* corresponde al porcentaje de hidrógeno del combustible, *M* su humedad y *h_{fg}* la entalpía de vaporización a la temperatura de referencia [1].

En algunas ocasiones, los poderes caloríficos superior e inferior también son conocidos como bruto (*GCV* en inglés) y neto (*NCV* en inglés) respectivamente.

Al igual que otras propiedades, el poder calorífico de la biomasa puede ser expresada en diferentes bases, haciendo referencia a la unidad de medida de combustible en consideración.

- Base húmeda (o total); $\frac{kJ}{kg_{f.h.}}$
- Base seca; $\frac{kJ}{kg_{f.s.}}$
- Base seca sin cenizas; $\frac{kJ}{kg_{f.s.c}}$

El carbono y el hidrógeno aumentan el poder calorífico, mientras que el oxígeno lo disminuye. En las biomásas, la lignina es la fracción con mayor poder calorífico, comparado con el de la celulosa y hemicelulosa [20]. El poder calorífico³ depende, entre otras cosas, de los cocientes atómicos entre hidrógeno-carbono y oxígeno-carbono. Como se observa en la Figura 3.1, para biomásas el poder calorífico aumenta principalmente al reducirse el cociente entre el oxígeno y carbono [1, 23].

Estimación del poder calorífico

En la bibliografía existen varias relaciones empíricas, basadas en análisis estadísticos, que intentan predecir el poder calorífico a partir de la composición próxima y/o elemental del combustible. Con la finalidad de sintetizar y ejemplificar, se pueden destacar las siguientes:

³Poder calorífico en base seca sin cenizas

- Ecuación de Dulong-Berthelot, originalmente desarrollada para utilizar con carbón mineral, adaptada por Channiwala y Parikh para el uso en biomasa [26]:

$$PCS = 349,1C + 1178,3H + 100,5S - 103,4O - 15,1N - 21,1Ash \left[\frac{kJ}{kg_{bs}} \right] \quad (3.8)$$

donde los valores de la composición se encuentran en base seca

- Ecuaciones de Jenkins [21]:

$$PCS = 2338,1 + 351C \left[\frac{kJ}{kg_{bs}} \right] \quad (3.9)$$

$$PCS = 20180 - 203Ash \left[\frac{kJ}{kg_{bs}} \right] \quad (3.10)$$

- Ecuación de Parikh et al. [27]:

$$PCS = 353,6CF + 155,9V - 7,8Ash \left[\frac{kJ}{kg_{bs}} \right] \quad (3.11)$$

3.1.7. Descomposición térmica

La descomposición térmica de una sustancia (es decir, como se vé afectado el material por efecto de la temperatura) se estudia por medio de análisis térmicos (o termogravimétricos). Los mismos se pueden realizar en atmósfera oxidante o inerte, de los cuales se obtienen resultados diferentes y complementarios. En la biomasa, los análisis térmicos en atmósfera oxidante simulan las condiciones de una combustión, mientras que en atmósfera inerte se produce la pirólisis de la misma.

Termogravimetría

La termogravimetría (TG) es el análisis térmico más utilizado. Se basa en la medición de la pérdida de masa de un material en función de su temperatura, la cual puede ser fija o variar con una tasa de crecimiento constante. Para visualizar dicha pérdida de masa generalmente se grafica la masa (o el porcentaje) en función de la temperatura. Realizando la derivada primera de

la termogravimetría (DTG), se pueden observar con mayor claridad puntos característicos, en forma de picos al graficarla. Esto mejora la resolución y facilita la comparación entre mediciones.

Mediante la termogravimetría se pueden determinar algunos aspectos de los procesos térmicos que sufre la biomasa, como por ejemplo la temperatura de autoignición, rangos y picos de temperaturas importantes, temperatura a la cual se da la mayor tasa de volatilización, temperatura final de secado. Además se puede estudiar la cinética de la combustión, determinar la energía de activación y realizar un análisis de la reactividad del material [2, 19, 20, 28–31].

La termogravimetría también puede ser utilizada para determinar la composición inmediata del combustible de forma alternativa. Para ello existen diversos estudios que intentan reducir el error entre el método clásico y los métodos a partir de TG [32, 33].

Análisis térmico diferencial

En los procesos térmicos existen modificaciones físicas y químicas que no tienen asociada una pérdida de masa, por lo tanto no pueden ser determinados con la termogravimetría. Para ello, existen dos tipos de análisis similares, el análisis térmico diferencial (DTA) y la calorimetría espectral diferencial (DSC).

El DTA consiste en calentar simultáneamente la muestra y un material inerte (que no reacciona con la temperatura dentro del rango de análisis) y evaluar la diferencia de temperaturas cuando la muestra sufre alguna reacción endotérmica o exotérmica. Por lo tanto son identificadas las temperaturas a las cuales ocurren dichas reacciones.

DSC es similar, con la salvedad de que tanto la muestra como el material inerte de referencia siempre se encuentran a la misma temperatura y es cuantificado el calor liberado en la reacción exotérmica o demandado en la endotérmica para asegurar que se mantengan a iguales temperaturas ambos materiales.

Mediante estos análisis, además de identificar y cuantificar las reacciones exotérmicas y endotérmicas, se puede determinar la variación de la capacidad calorífica del material en estudio.

3.1.8. Propiedades físicas

Las principales propiedades físicas a considerar para materiales particulados son las que dependen de su estado de agregación granular, como la densidad, porosidad, esfericidad, distribución de tamaños de partículas y la superficie específica. Estas propiedades influyen directamente en las tecnologías

de quema, sistemas de alimentación, en los pretratamientos como el secado, densificación y almacenamiento. Además, son importantes para los cálculos fluidodinámicos y de cinética de la combustión en los reactores de lecho fluidizado como por ejemplo en el arrastre y segregación de partículas y las emisiones de material particulado [20, 21].

3.1.9. Forma y tamaño

La forma y el tamaño de un objeto cualquiera, están relacionadas entre sí y son necesarios para describirlo satisfactoriamente. Dicha caracterización se puede realizar determinando la esfericidad y el tamaño de las partículas.

Factor de esfericidad

La esfericidad es un parámetro físico importante en los cálculos fluidodinámicos de un sistema de partículas, principalmente para aplicaciones en reactores de lecho fluidizado. Existen en la bibliografía diversas formas de determinar la esfericidad de una partícula, donde se compara la forma de la partícula con la de una esfera [34–36].

Un método es relacionar el diámetro de una esfera de igual volumen que la partícula y el diámetro de la esfera que circunscribe a la misma:

$$\phi = \frac{d_e}{d_{ec}} \quad (3.12)$$

Donde d_e es el diámetro de la esfera de mismo volumen y d_{ec} el diámetro de la esfera circunscrita.

Un método más simple es determinar el cociente entre los diámetros de los círculos inscritos y circunscritos de la partícula

$$\phi' = \frac{d_i}{d_c} \quad (3.13)$$

Distribución granulométrica

El material particulado generalmente es una mezcla de partículas de diferentes tamaños, el cual puede variar desde unos pocos milímetros hasta decenas de mm. El tamaño de las partículas y su distribución influyen en el sistema de alimentación y en la tecnología de combustión. Por lo tanto, es importante determinar un diámetro medio que sea representativo.

Un método para determinar la distribución de tamaños de partículas es por medio de tamices calibrados, serie Tyler o ANBT por ejemplo [21]. El

diámetro medio de Sauter (Ecuación 3.14) es considerado como el que mejor representa la interacción entre la partícula y el gas en sistemas fluidizados, siendo el más utilizado en el área de fluidificación ya que considera el volumen y área superficial de la partícula [19, 21].

$$D_s = \frac{1}{\sum \frac{f_i}{d_i}} \quad (3.14)$$

Donde f_i corresponde a la fracción másica de cada diámetro d_i de la distribución de partículas.

3.1.10. Densidad

Para un material particulado, como la biomasa, pueden definirse cuatro tipos de densidad: real, aparente, de lecho y de crecimiento.

Densidad real

La densidad real es el peso por unidad de volumen ocupado únicamente por el sólido (excluyendo los poros). La determinación de la densidad real es difícil debido a la dificultad que tiene cuantificar el volumen del sólido. La misma puede ser realizada mediante picnometría.

$$\rho_{real} = \frac{\text{Masa total}}{\text{Volumen del sólido}} \quad (3.15)$$

Densidad aparente

La densidad aparente refiere al volumen externo (o aparente), por lo tanto en la cuantificación del mismo se incluyen los poros internos de la biomasa, pero no el volumen entre las diferentes partículas.

$$\rho_{aparente} = \frac{\text{Masa total}}{\text{Volumen de la biomasa incluyendo los poros interos}} \quad (3.16)$$

La determinación de este volumen puede realizarse mediante el desplazamiento de un volumen de agua.

Se define la **porosidad** ϵ_p como el cociente entre el volumen de los poros y el volumen total de las partículas.

En función de la densidad aparente de las partículas y el diámetro de Sauter de la distribución, puede predecirse el comportamiento de un lecho de partículas al ser fluidizadas [37].

Densidad del lecho (o *bulk*)

Considerando el volumen total que ocupa el conjunto de partículas, se define la densidad de lecho de las mismas.

$$\rho_{bulk} = \frac{\text{Masa total}}{\text{Volumen ocupado por las partículas y el espacio entre ellas}} \quad (3.17)$$

La densidad del lecho considera el volumen intersticial entre las partículas, por lo tanto depende de como haya sido empaquetada. Esta densidad es de gran relevancia para el dimensionamiento de sistemas de almacenamiento y transporte.

La fracción entre el volumen intersticial y el volumen total del lecho, es conocido como la **porosidad del lecho** ϵ_b .

Las tres densidades están relacionadas por medio de las porosidades, según se muestra en las Ecuaciones 3.18 y 3.19.

$$\rho_{aparente} = \rho_{real}(1 - \epsilon_p) \quad (3.18)$$

$$\rho_{bulk} = \rho_{aparente}(1 - \epsilon_b) \quad (3.19)$$

Densidad de crecimiento

La densidad de crecimiento hace referencia a la cantidad de materia disponible por unidad de superficie plantada. La misma cuantifica la biomasa seca total de la biomasa por unidad de superficie, por ejemplo en toneladas por hectárea.

3.1.11. Características de las cenizas

Para aplicaciones térmicas, cuanto menor sea la cantidad de cenizas del combustible, mejor calificado es este. Un elevado contenido de cenizas, tiene asociada una serie de inconvenientes, como por ejemplo mayores emisiones y problemas en los intercambiadores de calor, por lo tanto interfiere en el diseño de los mismos y en los sistemas de limpieza de gases [19]. Tanto el porcentaje de cenizas de la biomasa, así como su composición, tienen un rol importante en la caracterización de las mismas. Otro aspecto relevante a determinar es su temperatura de fusión, o mejor dicho, rango de temperaturas, ya que al ser una mezcla de componentes, no funden a una temperatura específica [38].

Los principales inconvenientes asociados a las cenizas son la formación de *fouling*⁴, *slagging*⁵ y la corrosión a alta temperatura de los tubos de los generadores de vapor [20]. Si bien todos los combustibles sólidos presentan problemas con las cenizas, estos son más frecuentes en la quema de residuos agrícolas o urbanos que en la quema de madera limpia. Este fenómeno se presenta en parte debido al arrastre de tierra, arena, piedras u otras impurezas en la recolección de la biomasa [24].

Composición de las cenizas

Los principales elementos que componen las cenizas son *Si*, *Ca*, *Mg*, *K*, *Na* y *P*, los cuales se encuentran en forma de óxidos. Según la composición, es la temperatura a la cual se funden las mismas y la tendencia a generar problemas en los intercambiadores de calor [19, 20, 24].

La presencia de *Cl* en combinación con *S*, *K* y *Na* tiene un rol determinante en el mecanismo de corrosión. Estos elementos son parcialmente vaporizados en la combustión formando cloruros alcalinos, los cuales condensan en las superficies de los intercambiadores de calor, formando sulfatos y liberando cloro. El cloro activa la oxidación de los tubos. Por lo tanto, se considera que cuanto menor sea la cantidad de *Cl*, *K* y *Na* en las cenizas mejor es la calidad del combustible [19, 20, 24].

Otros elementos que se encuentran en menor proporción, son por ejemplo *Fe*, *Al*, *Mn* y metales pesados como *Ti* [19, 20].

Para estimar la posibilidad de ocurrencia de problemas con las cenizas, se suelen calcular tres índices. Estos son el índice alcalino (*AI*), la relación básico-ácido (*R_{b/a}*) y el índice de aglomeración (*BAI*), con las Ecuaciones 3.20, 3.21 y 3.22 respectivamente [39].

$$AI[kg.GJ^{-1}] = \frac{K_2O + Na_2O}{PCS} \quad (3.20)$$

$$R_{b/a} = \frac{\%(Fe_2O_3 + CaO + MgO + K_2O + Na_2O)}{\%(SiO_2 + TiO_2 + Al_2O_3)} \quad (3.21)$$

$$BAI = \frac{\%(Fe_2O_3)}{\%(K_2O + Na_2O)} \quad (3.22)$$

⁴El *fouling* (o ensuciamiento) es la acumulación de material no deseado en las superficies sólidas de un equipo, lo cual perjudica su funcionamiento.

⁵*Slagging* es la formación de escoria sobre las superficies del equipo, generalmente en aquellas expuestas a radiación.

Cuando el índice alcalino se encuentra entre 0,17 y 0,34, existe la posibilidad de que ocurra *fouling* y/o *slagging*. La probabilidad de ocurrencia se hace virtualmente cierta cuando el *AI* es mayor a $0,34 \text{kg.GJ}^{-1}$. En cuanto a la relación básico-ácido, con el aumento del cociente aumenta la tendencia a ocurrir *fouling*. Las aglomeraciones en lechos fluidizados se acentúan cuando el *BAI* es menor que 0,15. Según García-Mararev et al. [24], estas correlaciones, que son originarias del carbón mineral, no logran predecir adecuadamente el comportamiento de las cenizas de biomasa.

Temperatura de fusión de las cenizas

El comportamiento de las cenizas al fundirse es importante para determinar cuán propensas son a formar escoria fundida o parcialmente fundida en los intercambiadores de calor o paredes del hogar [19].

Una de las técnicas para determinar la temperatura de fusión, es por medio del llamado test del cono, en el cual se calienta un cono de cenizas y se observa su comportamiento con el aumento de temperatura. Para dicho análisis se cuantifican las temperaturas para cuatro estados diferentes [24]:

- T_{DT} , temperatura inicial de deformación.
- T_{ST} , temperatura de esfera.
- T_{HT} , temperatura de semiesfera.
- T_{FT} , temperatura de fluidización.

El Ca y Mg normalmente incrementan la temperatura de fusión de cenizas. Por otro lado, el K y Na la disminuyen [19]. Valores altos de estas temperaturas características, indican buena calidad del combustible, pudiéndose trabajar a mayores temperaturas con menores problemáticas asociadas a las cenizas.

3.2. Metodología de análisis

3.2.1. Selección de biomosas a estudiar

Las biomosas cuantificadas en el Capítulo 2, en una primera instancia, son de interés para su evaluación como combustible. Por lo tanto, todas estas biomosas son seleccionadas para estudiar sus características en base a análisis de laboratorio. En resumen, las biomosas residuales cuantificadas, las cuales son parcialmente caracterizadas como combustible son:

- Rastrojo de cultivos cerealeros (maíz, sorgo, soja, trigo y cebada)
- Residuos de la producción de vino y aceite (orujos, podas y escobajo)
- Especies vegetales con alto contenido de lignina (switchgrass y caña silvestre)
- Algas de la Laguna del Diario - Maldonado

3.2.2. Recolección y acondicionamiento de muestras

La recolección de muestras de biomasa residual está sujeta a la disponibilidad de las mismas, principalmente debido a los períodos zafrales de los diferentes cultivos. En el mes de mayo del 2016 se realizó el muestreo de los cultivos cerealeros de sorgo y maíz, así como de switchgrass y caña silvestre. Todas estas biomásas fueron recolectadas de la Estación Experimental EEMAC de la Facultad de Agronomía en el departamento de Paysandú. Del mismo origen son las muestras de los rastrojos de cebada y trigo. Los rastrojos de soja provienen de un campo particular de la localidad de Young - Río Negro. Las muestras de orujo de uva y escobajo de uva fueron disponibilizadas por la Bodega Carrau, ubicada en el departamento de Canelones, entre los meses de marzo y abril del 2016. Las podas de vid fueron recolectadas de los viñedos de la misma bodega. Las muestras de poda de olivo fueron recolectadas en el mes de Agosto de 2016, suministradas por un particular, provenientes del Departamento de Maldonado. La recolección de las muestras de algas se realizó en el mes de julio del 2016, a orillas de la propia Laguna del Diario.

Independientemente de la biomasa a recolectar, el muestreo se realizó tomando las precauciones para que la muestra sea representativa, tanto en las diferentes fracciones que pueda tener la muestra (hojas, tallos, chalas, etc.), así como en la disposición de la misma (ubicación dentro de capa sobre el suelo o si se encuentra apilada). El transporte de las mismas se realizó en bolsas plásticas con la finalidad de mantener la humedad original. En la Tabla 3.1 se presenta el listado de las biomásas recolectadas, el cultivar de las mismas y sitio donde se realizó la recolección.

Según se describe en la Sección 3.2.3, el primer análisis a realizar es la determinación de la humedad total de las biomásas. Una vez realizado, se procede al acondicionamiento de las mismas para realizar el resto de los análisis. Dicho acondicionamiento consiste en triturar (o moler) las muestras en molino de cuchillas con un posterior tamizado. La preparación de las muestras se realizó en el Laboratorio de la Cátedra de Edafología y Fertilidad de Facultad de Agronomía, utilizando un molino *Retsch Mühle* (Figura 3.2).

3.2.3. Análisis de laboratorio

La caracterización de las biomasas como combustible se basa en una serie de análisis según se detalla en la Tabla 3.2, así como las normas aplicadas y los laboratorios donde fueron realizados. Los análisis de Humedad Total, Análisis Próximo, Poder Calorífico y determinación de Temperatura de Fusión de Cenizas fueron realizados en el Laboratorio de Combustibles y Lubricantes del Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial (IIMPI) de la Facultad de Ingeniería (UdelaR). El resto de los análisis se realizaron en la Facultad de Química (UdelaR), la termogravimetría en el Laboratorio de Fisicoquímica de Superficies y el Análisis Elemental en el Departamento Estrella Campos. El Poder Calorífico se realizó por duplicado en el IIMPI y en el Área de Energías Renovables del Instituto Polo Tecnológico de Pando de Facultad de Química.

La determinación de la humedad total se realizó a 60°C a fin de evitar la posibilidad de volatilización de extractivos livianos. En el análisis próximo, se utilizó una mufla Thermo Scientific F6010 y balanza Radwag AS 310 (apreciación 0,1 mg). Se utilizaron entre 6 y 8 crisoles con tapa y aproximadamente 1,1 g de muestra húmeda en la determinación de la humedad. Luego de secado, la mitad de las muestras se utilizaron para la determinación del contenido de cenizas y la otra mitad para el de volátiles. El poder calorífico se determinó en un calorímetro Parr 6100, utilizando etilenglicol como combustible adicional para obtener combustión completa de las muestras. Se realizaron entre 5 y 7 repe-

Tabla 3.1: Listado de biomasas recolectadas

Biomasa	Cultivar	Ubicación u Origen	Nomenclatura
Orujo de aceituna	Frantoio	Maldonado	O.A.
Poda de Olivo	Arbequina	Maldonado	P.O.
Orujo de uva blanca dulce	Moscatel Giallo	Las violetas - Canelones	O.U.B.
Orujo de uva tinto	Cabernet Frenc	Las violetas - Canelones	O.U.T
Escobajo uva tinto	Tannat	Las violetas - Canelones	E.U.
Poda de Vid	Tannat	Las violetas - Canelones	P.V.
Rastrojo de Maíz	SPS 2866	EEMAC - Paysandú	R.M.
Rastrojo de Sorgo	Topper (TRC)	EEMAC - Paysandú	R.Sr.
Rastrojo de Trigo	DM fuste	EEMAC - Paysandú	R.T.
Rastrojo de Cebada	CLE 233	EEMAC - Paysandú	R.C.
Rastrojo de Soja	DM 6.2i	Young - Paysandú	R.Sj.
Switchgrass	Shawnee	EEMAC - Paysandú	Swch.
Caña silvestre	Arundo nodax	EEMAC - Paysandú	C.S.
Algas Laguna del Diario	Elodea potamogeton	Maldonado	Algas



Figura 3.2: Molino *Retsch Mühle*, 2,2 kW.

tiones por biomasa. Se obtuvieron los perfiles termogravimétricos (TGA) de las muestras al ser calentadas de acuerdo a un programa temperatura-tiempo ($10\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$) en atmósferas de nitrógeno (gas inerte) y de aire (combustión), en ambos casos con un flujo de $50\text{ m}^3/\text{min}$. El equipo utilizado fue un Shimadzu TA 50. La temperatura de fusión de cenizas se determinó con un equipo LECO AF 700, en atmósfera oxidante, hasta una temperatura máxima de 1490°C con velocidad de calentamiento de $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Las cenizas para dicho análisis fueron generadas a 550°C y tamizadas (Mesh 200). Respecto a los análisis mencionados en el Capítulo 3 no se realizó la determinación de la composición estructural, análisis elemental y térmico de las cenizas, así como la determinación de propiedades físicas (densidad y distribución granulométrica).

3.3. Resultados de los análisis

3.3.1. Humedad total

Las biomasas estudiadas en el presente trabajo presentaron una gran variedad de humedades al momento de su recolección. En la Tabla 3.3 se presenta la humedad total para dichas muestras en base húmeda. Se destaca la elevada humedad de las algas de la Laguna del Diario, con más de 90 %, así como los residuos industriales donde lo provechoso es el zumo extraído, como el orujo de uva y aceituna, con valores entre 53 % y 66 % respectivamente. Además de éstos, otro residuo con elevada humedad son los escobajos de uva, los cuales presentaron una humedad de 75 %. Por otro lado, las podas de vid y olivo tienen un contenido de humedad sensiblemente menor, alcanzando valores de 21 % y 31 % respectivamente.

En cuanto a los residuos de cultivos cerealeros, se pueden dividir en dos grupos respecto a la humedad. Por un lado los residuos de soja, cebada y trigo que presentaron una humedad muy baja, entre 8 y 9 %. Por otro lado, los

Tabla 3.2: Listado de análisis de laboratorio para la caracterización.

Análisis	Norma o Método	Laboratorio
Humedad Total	ISO 18134-1 y 2	[1]
<i>Análisis Próximo</i>		[1]
Humedad	ISO 18134-3	
Cenizas	ISO 18122	
Volátiles	ISO 18123	
Carbono Fijo	Por diferencia	
Poder Calorífico	UNE-EN 14918	[1,2]
Temperatura de fusión de cenizas	ASTM D1857-04	[1]
<i>Análisis Elemental</i>		[3]
C, H, N, S	Análisis de Elementos Livianos	
O	Por diferencia	
Termogravimetría		[4]

[1] Lab. de Combustibles y Lubricantes - IIMPI - Facultad de Ingeniería - Udelar

[2] Área de Energías Renovables del Instituto Polo Tecnológico de Pando - Facultad de Química - Udelar

[3] Departamento Estrella Campos - Facultad de Química - Udelar

[4] Laboratorio de Fisicoquímica de Superficies - Facultad de Química - Udelar

Tabla 3.3: Humedad total (% b.h.)

Biomasa	Humedad Total	Ref
Orujo de aceituna	66	Este trabajo
Poda de Olivo	31	Este trabajo
Orujo de uva blanca dulce	69	Este trabajo
Orujo de uva tinto	53	Este trabajo
Escobajo uva tinto	75	Este trabajo
Poda de Vid	21	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	27	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	29	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	8, 1	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	8, 8	Este trabajo
Rastrojo de Soja	9, 2	Este trabajo
Switchgrass	9, 7	Este trabajo
Caña silvestre	27	Este trabajo
Algas Laguna del diario	91	Este trabajo
Madera de Eucalipto	50 – 53	[40, 41]
Corteza de Eucalipto	62 – 66	[40, 41]
Rastrojo de trigo	8 – 20	[1]
Corteza de leña	30 – 60	[1]
Aserrín	25 – 55	[1]
Cáscara de arroz	7 – 10	[1]
Rastrojo de arroz	50 – 80	[1]
Residuos de alimentos	70	[1]
Bagazo de caña de azúcar	50	

residuos de maíz y sorgo con humedades entre 27 % y 29 %. Estas diferencias están asociadas a las condiciones intrínsecas de cada cultivo al momento de la cosecha, pero también puede que su velocidad de secado natural sea elevada y que la recolección de estas muestras no haya sido inmediatamente después de la cosecha de los granos, permitiendo la pérdida parcial de humedad. Así mismo, según datos de la bibliografía de referencia, la humedad del rastrojo de trigo suele ser baja respecto a otras biomásas [1]. El switchgrass, con una humedad menor a 10 %, también fue una de las biomásas con menor contenido de agua. La caña silvestre presentó una humedad de 27 %, porcentaje menor al 40 % mencionado en el Capítulo 2.

Un elevado porcentaje de humedad en la biomasa, con finalidad energética,

tiene asociado una serie de problemas, de los cuales se puede destacar baja capacidad de ignición e inestabilidad de la combustión, reducción de la temperatura de los productos de combustión, reducción del poder calorífico bruto, pérdidas de eficiencia de los equipos, mayores costos de traslado, problemas en la manipulación, entre otros. El secado natural de la biomasa depende de varios factores, entre los cuales se destaca las condiciones ambientales y climáticas como la temperatura y las precipitaciones, las condiciones en que se encuentra el material, o sea, si el mismo se encuentra esparcido en el campo o apilado, el tamaño y geometría, así como la compactación del mismo [42]. Ortíz et al. [42] mencionan que en España difícilmente se consiguen humedades por debajo de 20 % para madera con secado natural. En caso de ser necesario, tecnologías de secado forzado permiten obtener humedades menores.

Considerando las biomosas estudiadas en el presente trabajo, es de esperar que para los orujos de uva y aceituna, los cuales son dispuestos en pilas y con una humedad inicial elevada, el secado natural se dificulte, por lo tanto sería necesario un secado forzado para este tipo de biomosas. Por otro lado, la biomasa residual de cultivos cerealeros, como se disponen al día de hoy (esparcidas en el campo), su pérdida de humedad es de esperar que sea rápida pero dependiente de las precipitaciones.

Otras biomosas frecuentemente utilizadas para combustible, como madera de eucalipto y su corteza, así como el bagazo de caña de azúcar, presentan humedades iniciales superiores al 50 % [40,41]. En las usinas de caña de azúcar, el generador de vapor es alimentado con bagazo proveniente directamente de la molienda, por lo tanto su humedad es de aproximadamente 50 %. En el caso del eucalipto, u otras leñas, generalmente se espera que su humedad se reduzca antes de ser utilizados.

3.3.2. Composición elemental

Como fue mencionado en la Sección 3.1.2, las biomosas están compuestas principalmente por C , O y H . Las muestras analizadas en este trabajo presentan porcentajes máxicos entre 48 – 65 %, 24 – 44 % y 5,2 – 8,8 % de C , O y H respectivamente, según se aprecia en la Tabla 3.4, donde los resultados se encuentran en base seca sin cenizas (*b.s.c.*). Nótese que a nivel general, la única muestra que presentó contenido apreciable de azufre fue el rastrojo de trigo.

El orujo de aceituna se destaca por su elevado contenido de C y H con valores atípicos para las biomosas (64,9 y 8,8 % respectivamente). Esto puede asociarse a su contenido remanente de aceite. A su vez y conforme con estos resultados, esta biomasa es la que presentó mayor poder calorífico.

Tabla 3.4: Análisis elemental (% b.s.c.)

Biomasa	C	H	O	N	S	Ref
Orujo de aceituna	64,9	8,8	24,3	2,0	0,0	Este trabajo
Poda de Olivo	54,8	7,0	36,2	2,0	0,0	Este trabajo
Orujo de uva blanca dulce	58,2	7,0	32,0	2,8	0,0	Este trabajo
Orujo de uva tinto	56,8	6,8	34,1	2,3	0,0	Este trabajo
Escobajo uva tinto	52,6	5,4	40,7	1,3	0,0	Este trabajo
Poda de Vid	54,7	5,6	38,8	1,0	0,0	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	50,1	5,2	43,8	0,9	0,0	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	50,6	5,9	42,8	0,7	0,0	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	49,8	5,9	43,2	0,2	0,9	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	48,8	6,1	44,8	0,3	< 0,1	Este trabajo
Rastrojo de Soja	51,4	6,2	41,7	0,7	0,0	Este trabajo
Switchgrass	51,1	5,8	42,6	0,6	0,0	Este trabajo
Caña silvestre	48,4	5,8	45,3	0,6	0,0	Este trabajo
Algas Laguna del diario	50,4	5,4	39,6	4,7	0,0	Este trabajo
Madera <i>E. grandis</i>	49,8	6,0	43,8	0,1	< 0,1	[43]
Corteza <i>E. globulus</i>	49,9	6,6	42,6	0,6	0,2	[43]
Madera de Pino	49,4	6,0	44,5	0,06	0,03	[21]
Bagazo de Caña	49,7	6,0	43,9	0,4	0,01	[21]
Cáscara de Arroz	45,6	6,7	47,1	0,6	0	[1]
Rastrojo de Maíz	47,3	6,1	46,1	0,4	0,1	[44]
Rastrojo de Cebada	47,4	5,8	46,4	0,2	0,1	[44]

Comparado con otras biomásas frecuentemente utilizadas como combustible, se destaca que la mayoría de las biomásas alternativas estudiadas en este trabajo, están compuestas por mayor cantidad de *C*, en detrimento de la cantidad de *O*. Esto es un factor favorable para estas biomásas alternativas, ya que resulta en un poder calorífico mayor. Por otro lado, las biomásas provenientes de los cultivos de vid y olivos, así como las algas, presentan elevados porcentajes de *N*, lo cual es desfavorable desde el punto de vista de la extracción de nutrientes del suelo. Los residuos de cultivos cerealeros, así como el switchgrass y la caña silvestre, no contienen porcentajes de *N* mayores a los constatados para las biomásas tradicionales.

Conociendo la composición másica de las biomásas, se realizan los cocientes atómicos H/C y O/C , a fin de representarlos en el diagrama presentado ante-

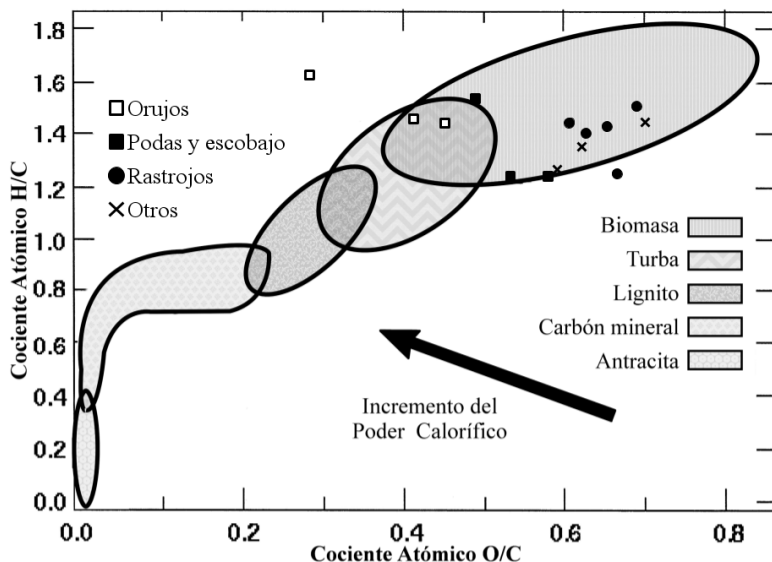


Figura 3.3: Clasificación de las biomásas a partir de los cocientes atómicos hidrógeno/carbono y oxígeno/carbono [23].

riormente en la Figura 3.1. Dicha representación se muestra en la Figura 3.3. Se observa que a excepción del orujo de aceituna, el resto de las muestras coinciden con lo preestablecido por el diagrama (con una leve desviación en el rastrojo de maíz). El comportamiento del orujo de aceituna está asociado al remanente de aceite, presentando propiedades con tendencias hacia los combustibles líquidos. Las muestras con cociente O/C entre 0,4 y 0,5 son los orujos de uva y la poda de olivos. En orden ascendente del cociente O/C continúan la poda de vid y los escobajos de uva. Por último, más agrupados, se encuentran los rastrojos, el switchgrass, la caña y las algas.

3.3.3. Composición próxima

El contenido de volátiles, carbono fijo y cenizas determinados en mufla se presentan en la Tabla 3.5, así como un listado de valores extraídos de la bibliografía. Las biomásas en su conjunto, se caracterizan por tener un alto contenido de volátiles, lo cual no es la excepción en los resultados de las muestras analizadas, siendo todos superiores a 70 % en base seca, más específicamente entre 74 y 81 % (a excepción del orujo de aceituna con 84,4 %).

En cuanto a las cenizas, todas las biomásas estudiadas presentaron porcentajes mayores a los de maderas tanto de eucalipto como de pino. Por otro lado,

Tabla 3.5: Análisis próximo (% b.s.)

Biomasa	CF	Volátiles	Ceniza	Ref
Orujo de aceituna	13,6 ± 0,25	84,4 ± 0,20	2,0 ± 0,05	Este trabajo
Poda de Olivo	14,9 ± 0,35	80,9 ± 0,33	4,2 ± 0,02	Este trabajo
Orujo de uva blanca dulce	21,3 ± 0,25	74,0 ± 0,24	4,7 ± 0,01	Este trabajo
Orujo de uva tinto	19,2 ± 0,55	74,5 ± 0,52	6,3 ± 0,03	Este trabajo
Escobajo uva tinto	23,9 ± 3,02	71,3 ± 2,77	4,8 ± 0,25	Este trabajo
Poda de Vid	20,4 ± 0,40	74,6 ± 0,29	5,0 ± 0,12	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	16,5 ± 0,38	78,7 ± 0,24	4,7 ± 0,14	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	15,0 ± 0,20	78,0 ± 0,19	7,0 ± 0,01	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	15,7 ± 0,34	75,1 ± 0,28	9,2 ± 0,02	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	15,5 ± 0,77	77,1 ± 0,56	7,4 ± 0,20	Este trabajo
Rastrojo de Soja	15,4 ± 0,32	80,8 ± 0,29	3,8 ± 0,03	Este trabajo
Switchgrass	15,2 ± 0,45	79,1 ± 0,34	5,8 ± 0,10	Este trabajo
Caña silvestre	13,5 ± 0,87	82,9 ± 0,08	3,5 ± 0,80	Este trabajo
Algas Laguna del diario	12,6 ± 0,55	70,3 ± 0,28	17,0 ± 0,08	Este trabajo
Orujo de aceituna	25,83	69,45	4,72	[45]
Madera <i>Eucalyptus Grandis</i>	11,5	88,4	0,1	[46]
Madera <i>Eucalyptus Hybrid</i>	20,2	79,4	0,4	[47]
Madera de Pino	17,7	82,5	0,3	[21]
Corteza <i>Eucalyptus Grandis</i>	34,5	60,0	5,5	[48]
Cáscara de Arroz	16,6	65,5	17,9	[1]
Bagazo de Caña	6,9	90,0	3,1	[49]
Rastrojo de Maíz	17,9	79,9	3,1	[44]
Rastrojo de Cebada	13,3	82,4	4,3	[44]

son inferiores al contenido de cenizas de la cáscara de arroz y del orden del bagazo de caña de azúcar y corteza de eucalipto. De las biomásas analizadas, las algas se destacan con un contenido muy elevado de cenizas (17,0%), del orden de los valores típicos para la cáscara de arroz [1,21]. Así como su elevada humedad, el elevado contenido de cenizas hace que las algas tengan muy malas propiedades como combustible. En orden decreciente de contenido de cenizas, le siguen los rastrojos de trigo, cebada y sorgo con valores entre 7 y 9%. Los rastrojos de soja y maíz presentaron porcentajes menores, ambos inferiores a 5%. El orujo de aceituna fue la muestra de menor contenido de cenizas (2%) y mayor contenido de volátiles (84,4%).

Los residuos de la producción de vino (orujo de uva, escobajo y podas), son las muestras con mayor contenido de carbono fijo, siendo este entre 19 y 24%. El resto de las muestras, tiene un contenido de carbono fijo oscilante entre 13 y 16%.

3.3.4. Poder calorífico

El poder calorífico superior a volumen constante, en base seca, fue determinado en bomba calorimétrica, a partir del cual se calcularon el poder calorífico a presión constante (superior e inferior) utilizando la composición elemental de cada muestra. Los resultados son presentados en la Tabla 3.6.

Un resultado a destacar es el PCS de los orujos de uva y aceituna, así como las podas de estos mismos cultivos (entre $21,5 \text{ MJ/kg}$ y $25,5 \text{ MJ/kg}$), los cuales son superiores a los valores constatados en la bibliografía para la leña de eucalipto y pino (del orden de 20 MJ.kg^{-1}), además de ser sensiblemente superiores a otras biomاسas, como por ejemplo corteza de eucalipto, cáscara y rastrojo de arroz y bagazo de caña de azúcar (entre 15 MJ/kg y $17,3 \text{ MJ/kg}$).

Las algas son nuevamente la biomasa estudiada de peores cualidades, con un PCS similar a la cáscara de arroz. Los rastrojos de los cultivos cereales analizados presentaron valores de PCS entre $17,7 \text{ MJ/kg}$ y $19,7 \text{ MJ/kg}$, destacándose los residuos de cultivo de soja. En el mismo rango de valores se encuentran también el switchgrass, la caña silvestre y el escobajo de uva.

Comparando los valores presentados en la Tabla 3.6 con lo indicado en el diagrama de la Figura 3.3, se observa que coincide la tendencia de incremento del poder calorífico según su composición elemental⁶.

Como fue mencionado en la Sección 3.1.6, existen diversas ecuaciones para estimar el poder calorífico de un combustible a partir de su composición elemental o próxima. En la Tabla 3.7 se presentan los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones 3.8, 3.9, 3.10 y 3.11, así como el error relativo a la medida determinada experimentalmente. Considerando el promedio del error de cada correlación para las diferentes muestras, la que mejor aproxima es la Ecuación 3.9, donde el error oscila entre $0,4\%$ y $6,0\%$. Luego le siguen las ecuaciones 3.8, 3.10 y por último 3.11. Cabe destacar que las dos mejores ecuaciones, dentro de las consideradas, estiman el poder calorífico a partir de la composición elemental, mientras que las dos peores lo hacen a partir de la composición próxima del combustible. Por otro lado, independientemente de la correlación utilizada, el orujo de aceituna es la muestra con las peores estimaciones de PCS.

⁶Para dicha comparación se debe tener en cuenta que los valores presentados en Tabla 3.6 se encuentran en base seca y el diagrama de la Figura 3.3 no considera las cenizas del combustible

Tabla 3.6: Poder calorífico a presión constante (kJ/kg) (b.s.)

Biomasa	PCS	PCI	Ref
Orujo de aceituna	25.282 ± 195	23.387	Este trabajo
Poda de Olivo	21.377 ± 26	19.903	Este trabajo
Orujo de uva blanca	22.046 ± 140	20.580	Este trabajo
Orujo de uva tinto	21.570 ± 77	20.170	Este trabajo
Escobajo uva tinto	18.801 ± 120	17.671	Este trabajo
Poda de Vid	19.396 ± 24	18.227	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	18.243 ± 164	17.154	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	17.917 ± 87	16.711	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	17.663 ± 719	16.486	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	18.156 ± 195	16.914	Este trabajo
Rastrojo de Soja	19.764 ± 174	18.454	Este trabajo
Switchgrass	18.420 ± 411	17.219	Este trabajo
Caña silvestre	17.836 ± 69	16.606	Este trabajo
Algas Laguna del diario	15.912 ± 130	14.927	Este trabajo
Orujo de aceituna	21.055	-	[45]
Poda de olivo	20.791	-	[45]
Madera <i>Eucalyptus Grandis</i>	20.000	-	[48]
Madera de Pino	20.000	-	[21]
Corteza <i>Eucalyptus Grandis</i>	16.900	-	[48]
Cascara de Arroz	16.100	-	[21]
Paja de Arroz	15.200	-	[1]
Bagazo de Caña	17.300	-	[21]
Rastrojo de Maíz	19.610	18.310	[44]
Rastrojo de Cebada	19.000	17.760	[44]

Tabla 3.7: Resultados de PCS (kJ/kg) calculados a partir de correlaciones y errores relativos (%) a los valores medidos.

Biomasa	Ec. 3.8		Ec.3.9		Ec.3.10		Ec.3.11	
	PCS	Error	PCS	Error	PCS	Error	PCS	Error
Orujo de aceituna	29.810	17,9	24.663	2,4	19.773	21,8	17.956	29,0
Poda de Olivo	22.506	5,3	20.777	2,8	19.325	9,6	17.846	16,5
Orujo de uva blanca	23.965	8,7	21.811	1,1	19.230	12,8	19.043	13,6
Orujo de uva tinto	22.571	4,6	21.023	2,8	18.896	12,4	18.349	14,9
Escobajo uva tinto	19.429	3,3	19.937	6,0	19.214	2,2	19.541	3,9
Poda de Vid	20.496	5,7	20.570	5,7	19.172	1,2	18.818	3,0
Rastrojo de Maíz	18.103	0,8	19.086	4,3	19.220	5,4	18.084	0,9
Rastrojo de Sorgo	18.635	4,0	18.865	4,9	18.759	4,7	17.411	2,8
Rastrojo de Trigo	17.845	1,0	18.210	3,1	18.312	3,7	17.183	2,7
Rastrojo de Cebada	18.007	0,8	18.225	0,4	18.678	2,7	17.432	4,0
Rastrojo de Soja	20.057	1,5	19.685	0,7	19.410	1,8	18.020	8,8
Switchgrass	18.912	2,7	19.240	1,0	19.010	3,2	17.646	4,2
Caña silvestre	18.237	2,2	18.726	4,6	19.464	9,1	17.690	0,8
Algas	16.033	0,8	17.012	6,5	16.722	5,1	15.299	3,9
Error Promedio		4,2		3,6		6,8		7,8

3.3.5. Termogravimetría

Los perfiles de pérdida de masa en función de la temperatura se muestran como curvas de porcentaje de masa remanente en función de la temperatura (TG). Así como las derivadas de las curvas (DTG), las cuales brindan información sobre los intervalos de temperatura a la que los diferentes procesos tienen lugar. Entre las Figuras 3.4 y 3.8 se presentan los gráficos de la termogravimetría y su derivada, tanto en atmósfera oxidante (Aire) como inerte (Nitrógeno), de las muestras de poda de olivo, poda de vid, rastrojo de trigo, switchgrass y algas (en el Apéndice B se encuentran las curvas para la totalidad de las biomásas estudiadas). La degradación térmica de las biomásas presenta algunas similitudes generales entre todas ellas y algunas particularidades dependiendo de cada muestra. A nivel general, primero se aprecia una primera pérdida de masa debido al secado de las mismas. Esto ocurre a temperaturas próximas a los 100°C y tiene asociado el primer pico en las curvas de la derivada. El fenómeno de evaporación no es influenciado por el tipo de atmósfera, por lo tanto las curvas se mantienen juntas en este proceso. A partir de este punto la degradación térmica se diferencia según la atmósfera. En atmósfera oxidante se observan dos picos en las curvas de DTG, lo que se puede identificar como primer y segunda zona de reacción. La primer zona corresponde a la volatiliza-

ción y combustión de los volátiles y la segunda está asociada a la combustión del carbono fijo. En cuanto a la degradación en atmósfera inerte, en la mayoría de las muestras analizadas, se observa un único pico en las curvas DTG correspondiente a la pirólisis de la biomasa y luego una pérdida de masa a velocidad casi constante.

En la Tabla 3.8 se sintetizan los rangos de temperatura de inicio y fin de ambas zonas de degradación en atmósfera oxidante, así como las pérdidas de masa asociadas a cada una de estas y las temperaturas correspondientes a los picos de velocidad de pérdida de masa para cada zona [44]. La temperatura de inicio de la primer zona varía entre 160 y 200°C, donde el orujo de aceituna es la biomasa estudiada que comienza a volatilizarse a menor temperatura, seguida en orden ascendente por la poda de olivo, switchgrass, caña silvestre, escobajos de uva, rastrojo de trigo, algas, rastrojo de maíz, orujos de uva, finalizando con los rastrojos de soja, cebada y sorgo. Las temperaturas de finalización de la primer etapa, la cual corresponde al inicio de la segunda, oscilan entre 310 y 350°C. El orujo de aceituna y la poda de olivo son las muestras con mayor diferencia entre las temperatura de inicio y fin (es decir, la pirólisis y combustión de volátiles son de mayor amplitud térmica), seguidas por el escobajo y orujos de uva, algas y el rastrojo de maíz. Por último, las muestras con menor rango de temperaturas en la primer etapa de degradación son las podas de vid, los rastrojos de cebada, sorgo, soja, así como el switchgrass y la caña silvestre. En cuanto a las temperaturas de mayor tasa de pérdida de masa (correspondiente al primer pico en las curvas DTG) varían entre 270 y 305°C.

La segunda zona de reacción, la cual presenta una amplitud térmica similar a la primera, tiene temperaturas de finalización entre 445 y 515°C (a temperaturas mayores a 515°C se completa la combustión). A su vez, las temperaturas correspondientes al pico oscilan entre 390 y 430°C.

Las pérdidas de masa en ambas zonas están relacionadas con el contenido de hemicelulosa, celulosa y lignina de cada muestra. Según diversos estudios, la degradación térmica de la hemicelulosa comienza a menores temperaturas, seguido por la celulosa y por último la lignina. En las biomásas que presentan un significativo contenido de extractivos, éstos volatilizan a temperaturas menores que la hemicelulosa [44, 50]. Las curvas de pirólisis de la hemicelulosa y celulosa presentan rangos de temperatura entre 220-315°C y 315-400°C respectivamente, con picos en 270 y 355°C. La lignina por su parte, presenta una degradación menos acentuada y más extendida en la temperatura. Teniendo esto en cuenta y observando las fracciones de masa que se pierden en cada zona, es de esperar que los rastrojos de cultivos cerealeros, así como el switchgrass y la caña silvestre sean las muestras analizadas con menor contenido de lignina y

Tabla 3.8: Degradación térmica según zona de reacción - Atmósfera Oxidante

Biomasa	Primer Zona			Segunda Zona		
	Rango de Temp. (°C)	Pérdida de masa (% b.s.)	Temp. Pico (°C)	Rango de Temp. (°C)	Pérdida de masa (% b.s.)	Temp. Pico (°C)
O.A.	160 – 355	65,4	305	355 – 485	30,9	410
P.O.	170 – 350	58,2	295	350 – 475	37,1	420
O.U.B.	185 – 360	48,9	300	360 – 510	44,3	445
O.U.T	190 – 365	48,1	280	365 – 515	42,7	440
E.U.T	175 – 357	53,4	275	357 – 510	39,4	424
P.V.	200 – 317	59,4	300	317 – 500	34,3	425
R.M.	180 – 330	66,4	275	330 – 490	27,3	400
R.Sr.	200 – 330	80,5	290	330 – 510	13,1	390
R.T.	175 – 350	67,3	280	350 – 495	22,3	390
R.C.	200 – 310	79,0	290	310 – 490	12,2	410
R.Sj.	190 – 330	84,3	295	330 – 495	10,4	430
Swch.	170 – 315	74,9	295	315 – 490	19,3	405
C.S.	175 – 320	65,2	300	320 – 505	26,8	400
Algas	180 – 355	46,2	270	355 – 510	29,8	425

mayor de hemicelulosa + celulosa. Por otra parte los residuos de la producción de vino y aceite de oliva tendrían mayor contenido de lignina.

La pérdida de masa de las biomásas en la pirólisis presenta un pico central en las curvas DTG, continuando con una pérdida de masa a velocidad constante (algunas biomásas presentan un segundo pico). En la Tabla 3.9 se presentan los rangos de temperatura del pico central, porcentaje de pérdida de masa correspondiente a ese rango de temperatura y la temperatura donde la velocidad de pérdida de masa es máxima. El pico central corresponde a la superposición de la degradación térmica de la celulosa, hemicelulosa y extractivos. Como se mencionó anteriormente, la degradación de cada uno de estos presenta un máximo a diferentes temperaturas y el máximo alcanzado depende del porcentaje másico de cada uno. Como la celulosa es la principal fracción, el máximo global corresponde a la volatilización de ésta. En caso de que se observen hombros a temperaturas menores al máximo, estos corresponden a los máximos de la volatilización de la hemicelulosa y extractivos en orden decreciente de temperatura respectivamente. De las biomásas estudiadas, el Switchgrass es la muestra donde se observa este fenómeno con mayor claridad (Figura 3.7).

La pérdida de masa, aun en atmósfera inerte, continúa hasta la volatilización de toda la materia orgánica, por lo tanto alcanza el valor mínimo corres-

Tabla 3.9: Degradación térmica - Atmósfera Inerte

Biomasa	Rango de Temp. (°C)	Pérdida de masa (% b.s.)	Temp. Pico (°C)
O.A.	160 – 480	75,4	370
P.O.	170 – 517	71,3	320
O.U.B.	185 – 460	59,3	325
O.U.T	190 – 500	62,7	275
E.U.T	175 – 380	46,7	335
P.V.	200 – 380	53,8	335
R.M.	180 – 390	63,1	300
R.Sr.	200 – 380	62,0	330
R.T.	175 – 380	59,6	315
R.C.	200 – 390	64,5	310
R.Sj.	190 – 385	65,3	340
Swch.	170 – 400	65,4	335
C.S.	175 – 375	61,6	330
Algas	180 – 395	45,0	295

pondiente a las cenizas de las biomásas. Esto ocurre a temperaturas mayores a las determinadas en atmósfera oxidante e incluso para algunas muestras no se alcanza para temperaturas menores a los 900°C.

Respecto a las temperaturas correspondientes al máximo de velocidad de pérdida de masa, en atmósfera inerte estas temperaturas son mayores que en atmósfera oxidante.

Temperatura de autoignición

A partir del análisis de termogravimetría se puede determinar la temperatura de autoignición del combustible. Existen varias técnicas para ello [29–31], en este trabajo se determinaron mediante la intersección de las tangentes de las curvas TGA antes y después del comienzo de la volatilización. Otra técnica, de resultados similares, es la identificación de la temperatura donde las curvas de atmósfera oxidante e inerte se separan.

En la tabla Tabla 3.10 se presentan las temperaturas de autoignición de las 13 muestras estudiadas, así como datos obtenidos de la bibliografía. Se observa que las biomásas con menores temperaturas de autoignición son la poda de olivo y orujo de aceituna, con temperaturas menores a los 215°C e incluso por

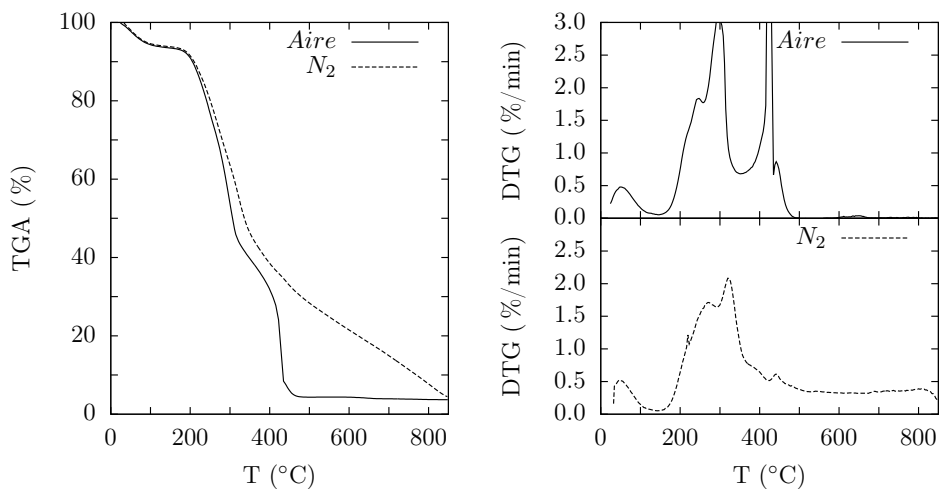


Figura 3.4: Termogravimetría de Poda de Olivo.

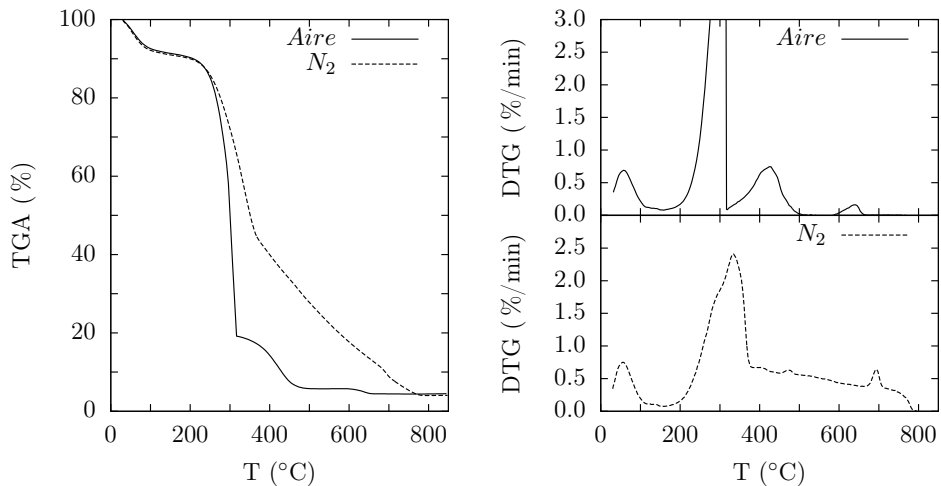


Figura 3.5: Termogravimetría de Poda de Vid.

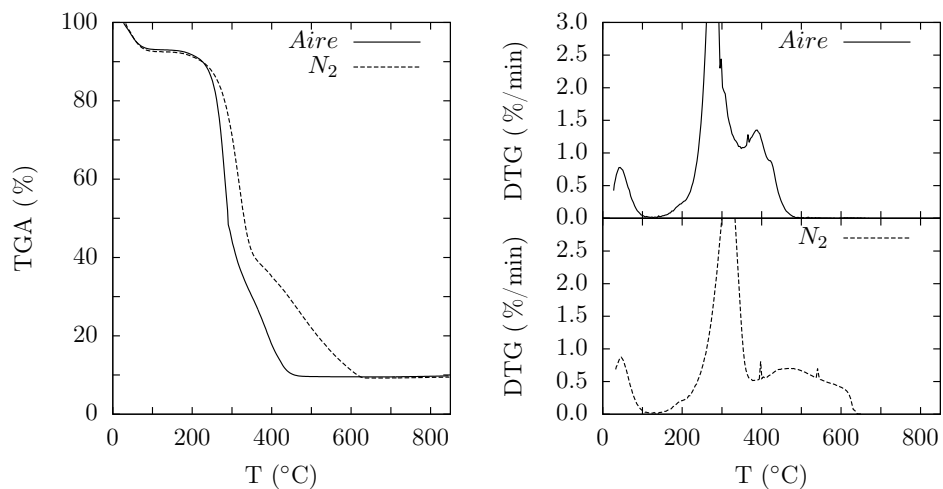


Figura 3.6: Termogravimetría de Rastrojo de Trigo.

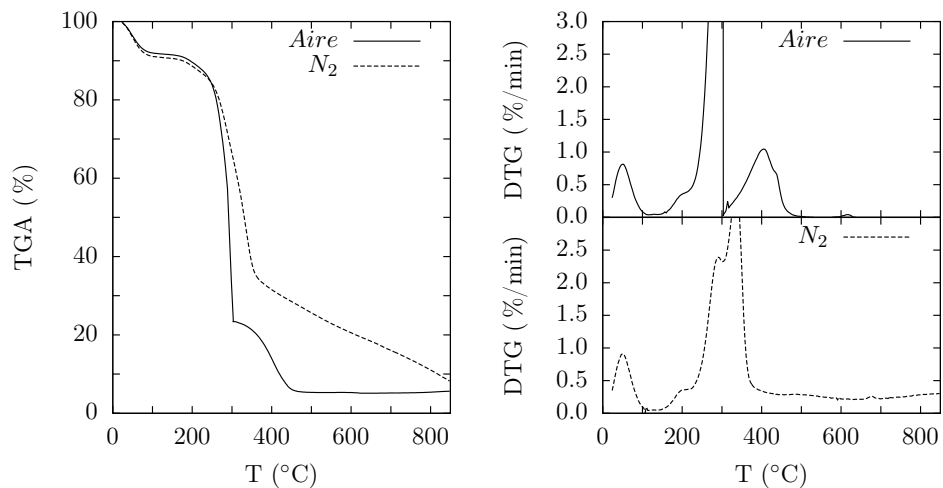


Figura 3.7: Termogravimetría de Switchgrass.

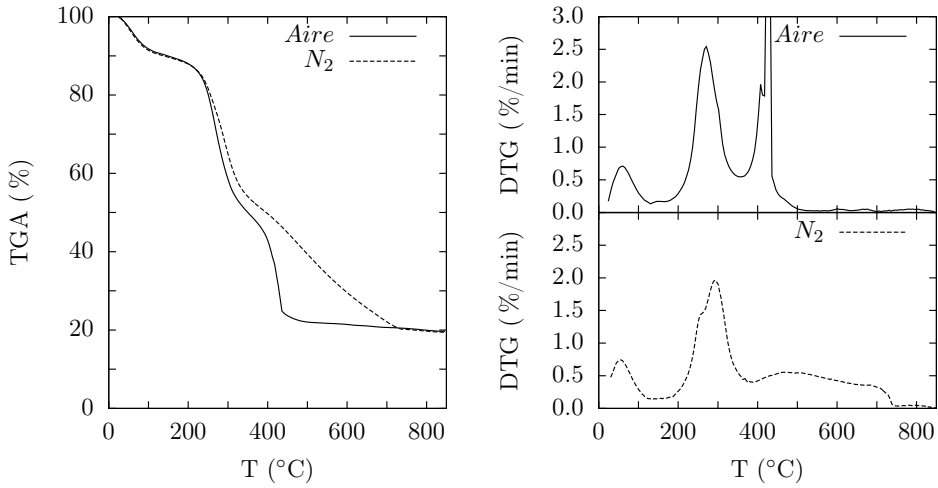


Figura 3.8: Termogravimetría de Algas de la Laguna del Diario.

debajo de los 200°C (valores similares a los constatados en la bibliografía). Los rastrojos presentan temperaturas de autoignición mayores, entre 245 y 255°C. La poda de vid es la muestra con temperatura de autoignición más elevada, pero la misma es inferior a los valores de la madera de Eucalyptus y pino. De este modo, todas las biomásas estudiadas tiene una temperatura de autoignición inferior a las de biomásas frecuentemente utilizadas como combustible (270 - 280°C).

3.3.6. Temperatura de fusión de cenizas

Se determinaron las temperaturas características de la fusión de las cenizas para cada una de las muestras a partir del test del cono. Estas temperaturas son la inicial de deformación (DT), esférica (ST), semiesférica (HT) y de fluidización (FT). En la Tabla 3.11 se presentan los resultados obtenidos en dicho análisis, así como algunos valores comparativos de la bibliografía. Según Vasilev et al. [51], algunas biomásas, como por ejemplo los rastrojos de cultivos cerealeros, se caracterizan por tener temperaturas de fusión bajas. Por otro lado, la madera y corteza de los árboles, así como las cáscaras de los granos se caracterizan por temperaturas más elevadas.

En el presente estudio, ambas podas (olivo y vid) fueron algunas de las muestras que presentaron valores más elevados de temperatura inicial de deformación, con valores entre 1230 y 1325°C. Por el contrario, los orujos de uva y aceituna, así como los escobajos presentaron temperaturas bajas de fusión,

Tabla 3.10: Temperatura de autoignición

Biomasa	Temperatura (°C)	Ref
Orujo de aceituna	214	Este trabajo
Poda de Olivo	195	Este trabajo
Orujo de uva blanca dulce	240	Este trabajo
Orujo de uva tinto	240	Este trabajo
Escobajo uva tinto	230	Este trabajo
Poda de Vid	260	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	250	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	245	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	255	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	250	Este trabajo
Rastrojo de Soja	250	Este trabajo
Switchgrass	240	Este trabajo
Caña silvestre	240	Este trabajo
Algas Laguna del diario	225	Este trabajo
Orujo de aceituna	192	[28]
Madera de <i>Eucalyptus</i>	285	[1]
Madera de pino	270	[28]
Madera de platano	239	[28]
Rastrojo de trigo	220	[1]

comenzando con temperaturas de deformación inferiores a 900°C. En un rango de temperaturas similares se encuentran los rastrojos, para los cuales DT se encuentra entre 810 y 1050°C, ST de 980 a 1130°C, HT de 1090 a 1210°C y FT de 1140 a 1350°C. Son llamativos los resultados obtenidos para el orujo de uva blanca y el rastrojo de soja, con temperaturas de inicio de deformación superiores a los 1300°C. Según otros resultados presentados en la bibliografía y comparando con otros orujos de uva y rastrojos en general, era de esperar valores inferiores a los 1000°C. En las Figuras 3.9-3.12 se puede observar la evolución del cono con la temperatura para cuatro muestras.

Varias de las muestras no alcanzan completar la fusión a temperaturas inferiores a 1500°C. La temperatura inicial de deformación sí fue identificada para todas las muestras, pero no así para el resto de las temperaturas.

Una forma de clasificar las biomásas, según su temperatura de fusión de cenizas, es subdividirlas en cinco categorías según su HT, considerada como la temperatura más informativa. Estas cinco categorías son: muy baja (<1000°C),

Tabla 3.11: Fusión de cenizas (°C)

Biomasa	DT	ST	HT	FT	Ref
Orujo de aceituna	845	-	-	-	Este trabajo
Poda de Olivo	1325	>1500	>1500	>1500	Este trabajo
Orujo de uva blanca	1315	1482	>1500	>1500	Este trabajo
Orujo de uva tinto	902	1455	1476	1490	Este trabajo
Escobajo uva tinto	857	-	-	-	Este trabajo
Poda de Vid	1233	>1500	>1500	>1500	Este trabajo
Rastrojo de Maíz	852	1036	1098	1141	Este trabajo
Rastrojo de Sorgo	1048	1132	1152	1196	Este trabajo
Rastrojo de Trigo	974	1078	1213	1346	Este trabajo
Rastrojo de Cebada	811	982	1090	1250	Este trabajo
Rastrojo de Soja	1328	1473	>1500	>1500	Este trabajo
Switchgrass	794	1110	1270	1367	Este trabajo
Caña silvestre	1025	1329	1405	1454	Este trabajo
Algas Laguna del diario	846	951	1051	1099	Este trabajo
Madera de <i>Eucalyptus</i>	1428	>1500	>1500	>1500	[24]
Switchgrass	1126	-	1214	1221	[24]
Rastrojo de soja	879	-	1080	1172	[24, 51]
Rastrojo de maíz	1126	-	1214	1221	[24]
Rastrojo de trigo	915	941	1111	1226	[24, 51]
Poda de olivo	1173	-	1298	1333	[24]
Orujo de aceituna	1260	1280	1310	1325	[51]

baja (1000-1200°C), moderada (1200-1400°C), alta (1400-1600°C) y muy alta (>1600°C) [51].

Según esta clasificación y los resultados presentados en la Tabla 3.11, las cenizas de ambas podas se pueden clasificar como de temperatura de fusión alta, así como también las cenizas de los orujos de uva, el rastrojo de soja y la caña silvestre. En la siguiente categoría (temperatura de fusión moderada) se encuentran las cenizas del rastrojo de trigo y el switchgrass. El resto de las biomásas estudiadas se pueden categorizar como de temperatura de fusión baja.

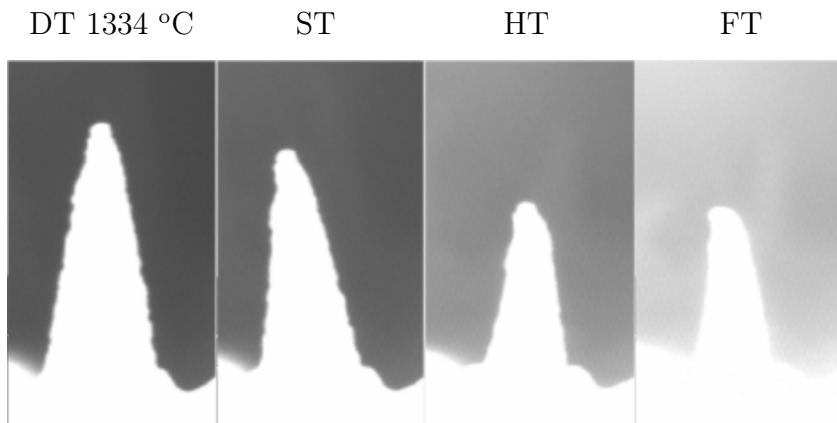


Figura 3.9: Fotografías de la evolución de las cenizas de rastrojo de soja.

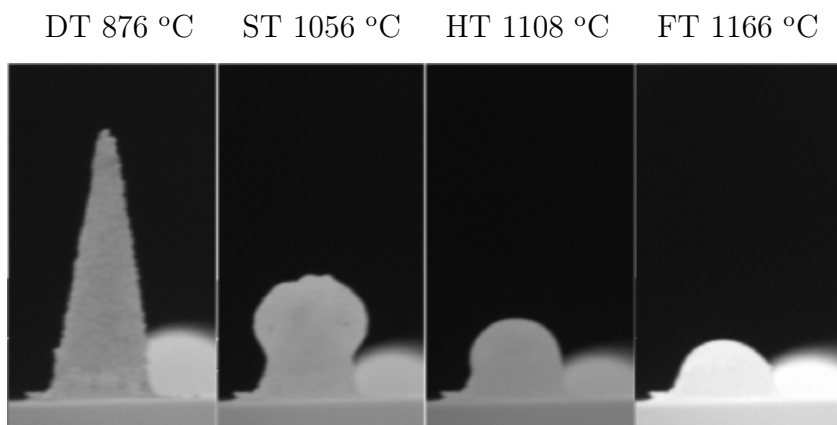


Figura 3.10: Fotografías de la evolución de las cenizas de rastrojo de maíz.

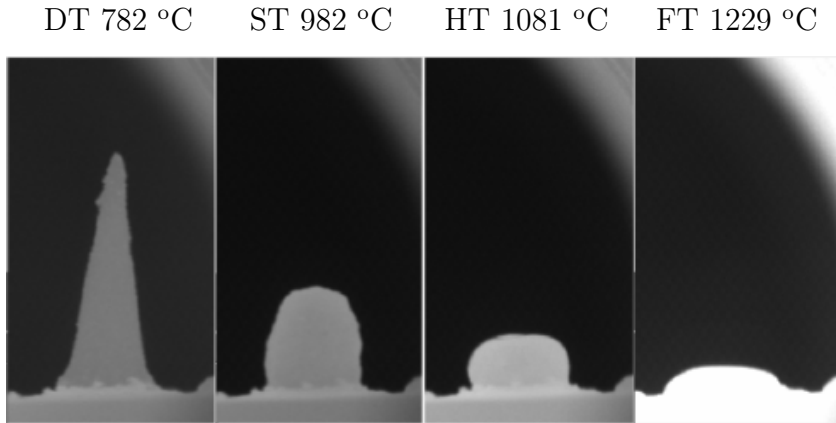


Figura 3.11: Fotografías de la evolución de las cenizas de rastrojo de trigo.

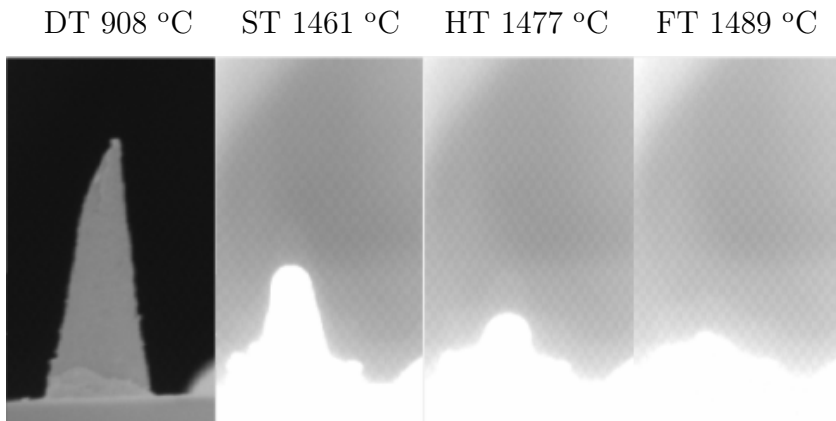


Figura 3.12: Fotografías de la evolución de las cenizas de orujo de uva tinto.

Capítulo 4

Ciclos termodinámicos para generación de potencia

4.1. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine se ha utilizado comercialmente para la generación de energía desde hace más de 100 años, generalmente para potencias eléctricas mayores a 2MW. Sin embargo, las inversiones en la generación de energía con este tipo de tecnología se vuelve interesante a partir de la decenas de megawatts, ya que en esas franjas de potencias se obtienen eficiencias considerablemente mayores. Esto se debe a que la implementación de métodos y tecnologías que aumentan el desempeño, como el calentamiento regenerativo y/o el recalentamiento, se vuelven viables en sistemas de mayor porte [22].

A diferencia de las turbinas de gas tradicionales o motores de combustión interna, donde se convierte directamente la energía del combustible en energía eléctrica, en las turbinas del ciclo Rankine es necesaria un fuente externa de energía que se transfiere al fluido de trabajo. Esta separación de funciones, permite al ciclo Rankine operar con gran variedad de combustibles como aporte energético, desde gas natural o combustibles fósiles, hasta residuos urbanos o biomasa [52].

Generalmente, al utilizar biomasa en centrales térmicas se obtienen menores costos en la generación de calor, ya que el combustible tiene costos considerablemente menores a los convencionales. Esto repercute directamente en el costo de la generación eléctrica, convirtiendo en rentable ciertas inversiones que no lo serían utilizando combustibles convencionales.

Por lo tanto, el límite de viabilidad de sistemas de generación con biomasa de pequeña escala estará afectado por el bajo costo del combustible a utilizar

y la baja eficiencia que se obtiene en ciclos de bajas potencias.

A continuación se presenta una descripción del ciclo Rankine y se detalla el modelo realizado para la simulación del mismo, empleando biomasa como fuente energética. Se desarrolla un modelo general que contempla diversas configuraciones y permite analizar los resultados para distintos fluidos de trabajo, pudiendo ser éstos agua o distintos fluidos orgánicos. A partir de ciertos parámetros del ciclo y características de la biomasa empleada, se arriba a expresiones para determinar la potencia neta y rendimiento alcanzados, entre otros resultados significativos.

4.1.1. Ciclo termodinámico Rankine

Este ciclo está compuesto idealmente por 4 procesos reversibles:

- Compresión isentrópica en fase líquida
- Calentamiento a presión constante hasta una determinada temperatura
- Expansión isentrópica
- Condensación a presión constante hasta obtener líquido saturado.

Desde el punto de vista tecnológico, la compresión en fase líquida se puede realizar mediante una bomba o mediante un inyector de vapor (o inyector de Giffard), mientras que la expansión se puede realizar mediante turbinas de vapor, (evitando la utilización de fluidos en estado de mezcla bifásico) o máquinas alternativas de pistón. En la realidad, estos procesos tienen irreversibilidades lo que hace que los mismos no sean isentrópicos, por lo que se definen para ello rendimientos isentrópicos. El calentamiento se realiza en un generador de vapor (o caldera), mientras que la condensación tiene lugar en un condensador. En el Apéndice A se presenta una descripción de los diferentes tipos de generadores de vapor utilizados con biomasa como combustible.

El ciclo Rankine puede ser utilizado con diferentes tipos de fluidos, los cuales se pueden dividir en dos grupos. Por un lado, el convencional (con vapor de agua) y por otro lado con sustancias orgánicas, en los denominados ciclos Rankine Orgánicos (ORC por sus siglas en inglés)

Ciclo Rankine a vapor de agua (convencional)

Originalmente, el ciclo Rankine fue modelado con agua como fluido de trabajo, razón por la cual también es llamado ciclo de vapor. Las turbinas de vapor

surgieron como remplazo de los motores reciprocantes a vapor para la generación eléctrica, debido a que presentaban mayores eficiencias y menores costos. Esto es debido a que las turbinas de vapor tienen una velocidad de rotación mucho mayor lo cual provoca un menor costo por energía generada. Actualmente las plantas de generación eléctrica mediante turbinas de vapor están ampliamente desarrolladas, a modo de ejemplo, es mediante dicha tecnología que se produce la mayor parte de energía eléctrica en los Estados Unidos [52].

Capacidades típicas de plantas termoelectricas que operan con biomasa están en el rango de 25MW a 50MW [21], aunque existen la tecnología y ejemplos de aplicación por encima de los 100MW [53]. En la actualidad, el rango de potencias de generación eléctrica cuando se tiene biomasa como combustible, mediante el Ciclo Rankine a vapor, abarca desde los $6MW_e$ hasta $150MW_e$ [53, 54], rango considerado en el presente estudio. La eficiencia eléctrica para dichas plantas de generación eléctrica o CHP, es entre 18 % y 28 % [54]. Los principales factores que determinan el rendimiento alcanzado del ciclo, además de las mejoras y variantes que se mencionan en la presente sección, son la temperatura y presión de vapor a la entrada de la turbina. Dichos parámetros representan una solución de compromiso entre la tecnología necesaria para soportar las altas exigencias metalúrgicas a las que se ve sujeta la máquina con su costo asociado, y la consiguiente mejora de rendimiento que generan. En el último tiempo se han desarrollado turbinas de vapor para presiones y temperatura de vapor de 330bar y 650°C respectivamente, siendo este el límite aproximado que presenta dicha tecnología en la actualidad [55].

Ciclo Rankine Orgánico (ORC - Organic Rankine Cycle)

En este tipo de ciclos el fluido de trabajo es una sustancia orgánica de alto peso molecular, como lo pueden ser: hidrocarburos (HCs), hidroclorofluorocarburos (HCFCs) y clorofluorocarburos (CFCs). La particularidad de estas sustancias es que, en su mayoría, la curva de saturación es asimétrica con pendiente invertida en la sección del vapor saturado. Esto genera que el vapor se seque en lugar de humedecerse en la expansión isentrópica ya que la curva de expansión se aparta de la curva de saturación, teniendo su punto final fuera de la zona de estado bifásico (vapor sobrecalentado). Por otra parte, presentan las desventajas de que son sustancias inflamables (en el caso de los hidrocarburos) o que están prohibidas por el Protocolo de Montreal y Copenhague debido a que atacan a la capa de ozono (en el caso de los HCFCs y CFCs, también llamados "freones").

Comparado con el ciclo Rankine convencional, los ciclos ORC permiten obtener eficiencias más altas cuando se trabaja con fuentes de calor de baja

temperatura (incluso inferiores a 100°C) y en aplicaciones de relativamente pequeña escala. Según Turboden, el principal fabricante y proveedor de sistemas de generación de potencia mediante el sistema ORC, actualmente se cuenta con un rango de potencia eléctrica de entre 0.5MW y 8MW [56, 57]. Para potencias menores a $2,5\text{MWe}$, se considera una tecnología industrial bien establecida, donde se obtienen soluciones eficientes en generación eléctrica y co-generación de pequeña escala, de forma más confiable y sostenible. Como fuente de calor se puede utilizar por ejemplo la energía geotérmica, la quema de combustibles de baja calidad (como es el caso de residuos de biomasa), o cuando se tiene disponibilidad de vapor residual a baja presión [58, 59].

Los fluidos orgánicos pueden ser clasificados en húmedos, secos o isentrópicos, según la pendiente de la curva del vapor saturado como se puede ver en la Figura 4.1. Al utilizar fluidos húmedos en la expansión de la turbina se obtienen gotas de condensación que pueden dañar los álabes de las últimas etapas de expansión, como pasa con el agua en el ciclo Rankine convencional. Con fluidos secos o isentrópicos, este problema se evita ya que se obtiene vapor saturado o sobrecalentado a la salida de la turbina, esto permite utilizar turbinas mucho más sencillas. También aumenta la eficiencia isentrópica de las mismas (entre 85-90 %), aumentan su vida útil y disminuyen las sollicitaciones mecánicas con respecto a la aplicación del mismo tamaño en un ciclo Rankine convencional. Los fluidos secos son los más utilizados en sistemas ORC con fuentes de calor de baja temperatura. Por otra parte, también algunas de estas sustancias poseen bajas presiones críticas, permitiendo que trabajar en estados supercríticos sea realizable en la práctica de manera más económica y segura en comparación con la utilización de agua. En definitiva, los ciclos ORC pueden diseñarse para trabajar con vapor saturado, vapor sobrecalentado y en condiciones supercríticas [59, 60].

Trabajando con estos fluidos, la máquina motriz utilizada no tiene que ser necesariamente una turbina, pueden utilizarse máquinas de desplazamiento positivo u otros motores neumáticos. Por otra parte, con estos fluidos se debe operar con temperaturas inferiores a 400°C para asegurarse que las temperaturas alcanzadas son ampliamente menores a la temperatura de estabilidad química de cada fluido. Las temperaturas de llama alcanzadas en el hogar de la caldera superan los 900°C , lo que podría ocasionar que el fluido alcance localmente temperaturas mayores a la de estabilidad, y por esto es necesario trabajar con un circuito de aceite intermedio. La caldera le aporta calor al aceite, el que luego es conducido a un intercambiador de calor donde le transfiere su calor al fluido orgánico. La inclusión de este circuito intermedio tiene un efecto negativo en el rendimiento del sistema.

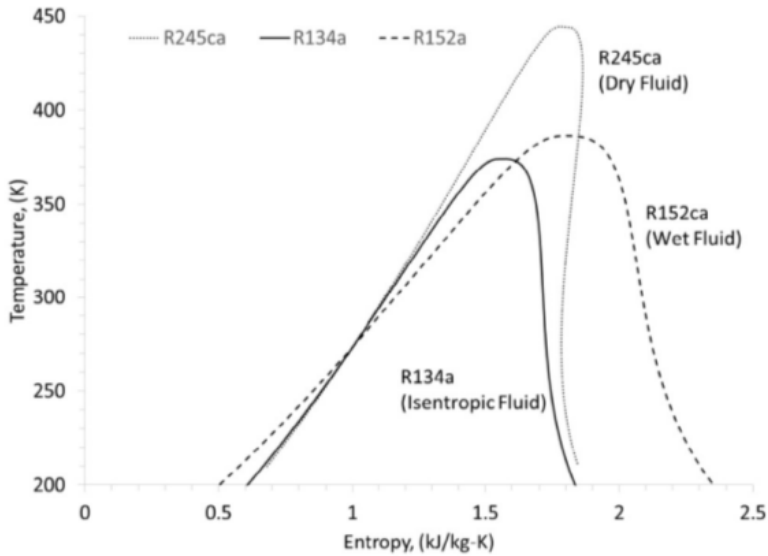


Figura 4.1: Tipos de fluidos orgánicos [60]

La selección del fluido orgánico y las condiciones en que operará son cruciales para maximizar el rendimiento del sistema. Para realizar la elección del fluido se deben tener en cuenta la temperatura de condensación del ciclo, la cual depende de la aplicación (generación o cogeneración) y si contará con regeneración interna o no. Por otra parte, no está determinada cuál es la mejor condición de trabajo (vapor saturado, vapor sobrecalentado o condiciones supercríticas) ya que varía en cada fluido y si se cuenta con regeneración interna, debiéndose estudiar cuál es la mejor condición de trabajo para el fluido seleccionado.

Mejoras en el Ciclo Rankine

Dependiendo del fluido de trabajo, se pueden tomar algunas acciones para mejorar el rendimiento del ciclo. En el caso de ciclo convencional, se destacan las siguientes:

Sobrecalentamiento: Esta mejora consiste en sobrecalentar el vapor, logrando así 2 ventajas: aumenta la temperatura media a la que se entrega calor (aumenta el rendimiento) y disminuye la humedad en las últimas etapas de la turbina, generando menos erosión en los álabes de la misma.

Recalentamiento: Luego de las primeras etapas de expansión del vapor sobrecalentado, éste alcanza nuevamente el estado de saturación. El recalentamiento consiste en retornar el vapor saturado nuevamente a la caldera para volver a sobrecalentarlo antes de expandirlo en las etapas de baja presión de la turbina. Con esto se obtiene un aumento adicional de la temperatura media (que se traduce en un aumento en el rendimiento del ciclo) y una disminución adicional de la humedad si se lo compara con el caso de realizar únicamente el sobrecalentamiento.

Calentamiento Regenerativo: Con este método se reduce el aporte de calor externo en la zona de baja temperatura, substituyéndolo por un intercambio de calor interno al propio ciclo en contracorriente, tratando de minimizar la diferencia de temperatura a la que se realiza el intercambio para hacerlo lo más reversible posible. A esto se le llama “carnotización” del ciclo ya que convierte al ciclo de Rankine básico en un ciclo de rendimiento teórico igual al de Carnot. Idealmente se deberían tener infinitas extracciones con intercambiadores de área infinita para lograr la “carnotización” del ciclo, pero esto no es posible y cada extracción es acompañada de una mayor inversión y mayores costos de mantenimiento y operación. Por lo tanto, el número de extracciones se determina económicamente evaluando el ahorro y los costos, y generalmente se realizan entre 6 y 8 extracciones en sistemas de gran porte [58].

Para el caso de ORC, la principal medida para mejorar el rendimiento es la siguiente:

Regeneración interna: Cuando la temperatura del vapor a la salida de la turbina es relativamente alta comparada con la temperatura del líquido de alimentación a la caldera, el vapor puede ser utilizado para precalentar dicho líquido mediante un intercambiador de calor. A esta práctica se le llama regeneración interna y su aplicación genera un aumento significativo en la eficiencia del ciclo.

4.1.2. Modelo del ciclo Rankine

En la Figura 4.2(a) se muestra el esquema del Ciclo Rankine básico modelado. Se considera que los procesos de calentamiento en la caldera ($1 \rightarrow 2$) y enfriamiento en el condensador ($3 \rightarrow 4$) son isóbaros. Además, las turbinas y bombas no son consideradas como ideales, por lo que se definen eficiencias isentrópicas para cada una de ellas. Ambas suposiciones pueden observarse en el diagrama Temperatura-Entropía 4.2(b). Como notación para el desarrollo a

continuación, las propiedades termodinámicas en cada estado del ciclo se indican con el subíndice correspondiente a dicho punto, según se muestra en la Figura 4.2.

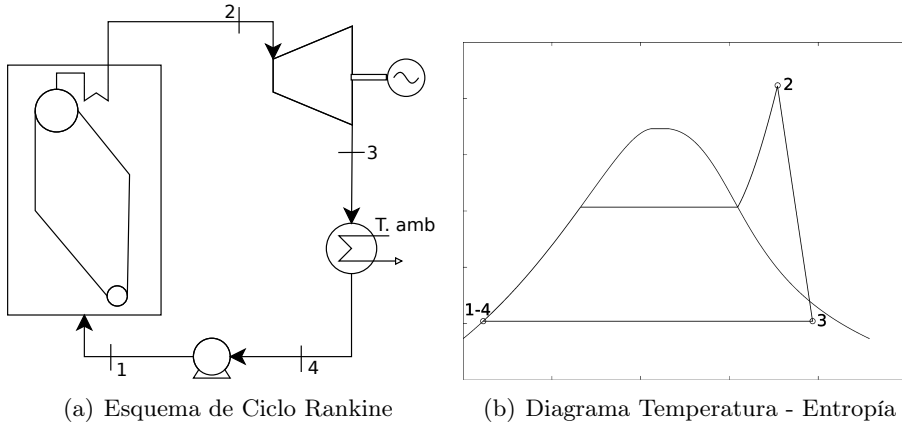


Figura 4.2: Configuración básica de ciclo Rankine.

Bombas y Turbinas

Con el fin de tener en cuenta las irreversibilidades en la turbina, se define su eficiencia isentrópica a partir de las entalpías específicas del fluido de trabajo [58],

$$\varepsilon_t = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (4.1)$$

donde el subíndice s hace referencia al proceso de expansión isentrópico. De forma análoga, se define la eficiencia isentrópica de la bomba mediante la ecuación 4.2.

$$\varepsilon_b = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (4.2)$$

Condensador

En el modelado del proceso de condensación del fluido de trabajo, se contemplan dos opciones, cuando se dispone de agua como fluido frío en el condensador o cuando se tiene aire en su lugar.

Siendo T_{amb} la temperatura del fluido frío disponible, T_4 la temperatura a la que condensa el fluido de trabajo y T_o la temperatura a la que sale del condensador el fluido frío, se define la eficiencia del condensador [61] como

$$\varepsilon_c = \frac{T_o - T_{amb}}{T_4 - T_{amb}} \quad (4.3)$$

Si el fluido contra el cual se condensa es agua proveniente de algún curso natural, como bahías o ríos, para evitar la polución térmica y por normativa legal [62], se fija una temperatura máxima para el vertido del agua luego del proceso ¹. Por lo que se define la temperatura de salida según

$$T_o = 30^\circ C \quad (4.4)$$

Por otro lado, si el fluido frío utilizado en el condensador es aire del ambiente, se fija como criterio constructivo un *pinch point*² de $30^\circ C$, resultando en

$$T_o = T_4 - 30^\circ C \quad (4.5)$$

Definiendo el fluido a usar en el condensador y su eficiencia, es posible determinar la temperatura de condensación del ciclo mediante las ecuaciones 4.3 y 4.4 ó 4.3 y 4.5, según si se trabaja del lado frío del condensador con agua o aire, respectivamente.

A partir de la temperatura de condensación T_4 , queda definida la presión de baja a la que el fluido de trabajo se expande en la turbina.

Determinación de puntos del ciclo

Fijando como parámetros de entrada la temperatura y presión en la admisión de la turbina, T_2 y P_2 respectivamente, así como el valor de las eficiencias isentrópicas (ecuaciones 4.1 y 4.2), la eficiencia del condensador (Ecuación 4.3) (o directamente la temperatura de condensación como alternativa), el fluido contra el cual condensa el fluido de trabajo y su temperatura ambiente, se determinan todos los puntos del ciclo considerado, con sus correspondientes propiedades termodinámicas, según se muestran en la Figura 4.2(b).

Se define el calor útil específico como la energía por unidad de masa del fluido de trabajo, que es necesario transferirle a éste en la caldera para que el ciclo termodinámico sea posible,

$$Q_u = h_2 - h_1 \quad (4.6)$$

¹Según la normativa [62], una temperatura de salida de $30^\circ C$ es posible asumiendo que no se eleva la temperatura del cuerpo receptor más de $2^\circ C$

²Pinch point: Diferencia de temperatura mínima entre ambos fluidos

Definiendo la potencia específica de la bomba como $P_b = h_1 - h_4$, y la potencia específica de la turbina $P_t = h_2 - h_3$, es posible determinar la potencia específica (por unidad másica de fluido de trabajo) generada por el ciclo como

$$P_{esp} = P_t - P_b \quad (4.7)$$

Con los valores hallados es posible calcular el rendimiento del ciclo termodinámico, como se define en la ecuación 4.8.

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{esp}}{Q_u} \quad (4.8)$$

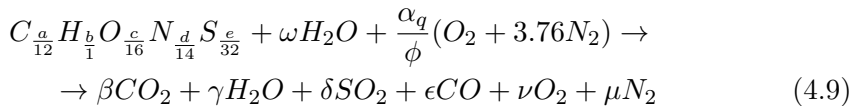
Es a partir del calor útil específico calculado (Ecuación 4.6), que se halla el consumo de combustible necesario para satisfacer las condiciones del ciclo impuestas, así como el rendimiento de conversión de combustible, según se desarrolla en las siguientes secciones.

Reacción de combustión

A partir de los análisis elemental, próximo y de humedad de un combustible, se cuenta con su composición elemental, contenido de humedad y cenizas. Considerando un kilogramo de combustible como,

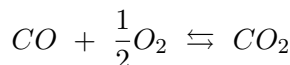
$$C \frac{a}{12} H \frac{b}{1} O \frac{c}{16} N \frac{d}{14} S \frac{e}{32}$$

donde a , b , c , d y e representan la fracción másica de Carbono, Hidrógeno, Oxígeno, Nitrógeno y Azufre respectivamente, por unidad de masa de combustible en base seca, y ω su humedad, siendo ésta los moles de agua por kilogramo de combustible en base seca, es posible plantear la siguiente reacción química de combustión con aire como comburente,



En la Ecuación 4.9, α_q corresponde a la cantidad estequiométrica de O_2 por unidad de combustible, ϕ es la riqueza de la combustión, mediante la cual se tiene la relación entre combustible y aire utilizada (el exceso de la combustión, E , resulta $E = \frac{1}{\phi} - 1$). Los coeficientes del lado derecho de la reacción corresponden a los moles de cada especie por unidad de combustible, asumiendo a éstos como únicos productos de la combustión.

Adicionalmente se considera la reacción de disociación,



mediante la ecuación de equilibrio químico a la temperatura T y presión atmosférica,

$$k_p(T) = \frac{(X_{CO_2})}{(X_{CO})(X_{O_2})^{1/2}} \quad (4.10)$$

donde (X_i) representa las fracciones molares de cada especie y T corresponde a la temperatura de llama adiabática según se define a continuación. Para resolver la combustión planteada se sigue el desarrollo expresado en [63]. De este modo, se está considerando únicamente el CO como producto de combustión incompleta, el cual se asume que proviene por la disociación del CO_2

Temperatura de llama adiabática

Se define la entalpía de los gases productos de combustión por unidad de combustible, a una cierta temperatura T , como

$$h_g(T) = x_{CO_2}h_{CO_2}(T) + x_{H_2O}h_{H_2O}(T) + x_{SO_2}h_{SO_2}(T) + x_{CO}[h_{CO}(T) + PCI_{CO}] + x_{O_2}h_{O_2}(T) + x_{N_2}h_{N_2}(T) \quad (4.11)$$

En la Ecuación 4.11, PCI_i representa el poder calorífico inferior a presión constante de la especie i , x_i los moles de la especie i por unidad de masa de combustible y $h_i(T)$ la entalpía sensible de la especie i a temperatura T , definiéndose ésta como

$$h_i(T) = \int_{T_{ref}}^T C_{p_i} dT \quad (4.12)$$

Para un combustible húmedo a temperatura T , se define su entalpía \tilde{h}_F ,

$$\tilde{h}_F(T) = h_F(T) + PCI_F - \omega[h_{fg_{H_2O}}(T_{ref}) - h_{H_2O_{liq}}(T)] \quad (4.13)$$

donde se asume que el agua presente se encuentra en estado líquido y a igual temperatura que el combustible, y se considera su entalpía sensible h_F según se definió en la Ecuación 4.12.

Finalmente, la temperatura de llama adiabática T_{ad} puede ser hallada mediante el balance de energía expresado en la Ecuación 4.14, asumiendo que el aire se encuentra a temperatura T_a y el combustible a temperatura T_F ,

$$\dot{m}_F \tilde{h}_F(T_F) + \dot{m}_a h_a(T_a) = \dot{m}_F h_g(T_{ad}) \quad (4.14)$$

donde \dot{m}_F y \dot{m}_a son los flujos másicos de combustible y aire respectivamente, y h_a la entalpía sensible del aire.

Potencia Neta y Rendimiento

Sabiendo la riqueza ϕ con que se da la combustión, la composición y propiedades del combustible, y mediante un proceso iterativo con la temperatura de llama adiabática, es posible hallar la composición de los gases de combustión mediante las ecuaciones 4.9, 4.10 y 4.14.

Una vez conocida la composición de humos, se resuelve el balance de energía al generador de vapor, como se plantea en la Ecuación 4.15.

$$\dot{m}_F \left[\tilde{h}_F(T_F) + G_a h_a(T_a) \right] = \dot{m}_{ft} Q_u + \dot{m}_F Q_p + \dot{m}_F h_g(T_{ch}) \quad (4.15)$$

En la Ecuación 4.15, el gasto de aire G_a es el cociente entre los flujos másicos de aire y combustible, $G_{aire} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_F}$, el calor útil específico Q_u es el hallado en la Ecuación 4.6 y \dot{m}_{ft} es el flujo másico del fluido de trabajo por la turbina. Se consideran pérdidas de calor Q_p , estimándose éstas un 2% del PCI del combustible.

La temperatura de chimenea T_{ch} se define mediante un *pinch point* de $20^\circ C$ con respecto a la temperatura de evaporación del fluido de trabajo T_{ev} ,

$$T_{ch} = T_{ev} + 20^\circ C \quad (4.16)$$

Las entalpías del combustible, aire y humos se calculan según las ecuaciones 4.13, 4.12 y 4.11, respectivamente, a las temperaturas especificadas. Finalmente, a partir de la Ecuación 4.15 es posible hallar el gasto másico de combustible \dot{m}_F necesario para satisfacer las condiciones especificadas del ciclo.

Se define la potencia eléctrica neta generada por el ciclo mediante la Ecuación 4.17,

$$P_e = \dot{m}_{ft} P_{esp} \eta_e \quad (4.17)$$

donde η_e representa la eficiencia eléctrica en la conversión de energía mecánica a eléctrica.

Para estudiar la eficacia con que se genera energía a partir de cierta biomasa como combustible, se define mediante la ecuación 4.18 el rendimiento de conversión de combustible, referido al poder calorífico inferior.

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_F PCI_F} \quad (4.18)$$

4.1.3. Modelado de variantes del ciclo Rankine

Ciclo con Recalentamiento

Se considera la posibilidad de realizar un ciclo con varias etapas de expansión mediante el uso de múltiples turbinas con recalentamiento intermedio,

esto es generalmente usado cuando se requieren grandes potencias en relación a los ciclos tradicionales [58].

El fluido de trabajo es recalentado antes de ingresar a una nueva etapa de expansión, como se observa en la Figura 4.3(a). En dichos procesos de recalentamiento no se consideran posibles caídas de presión.

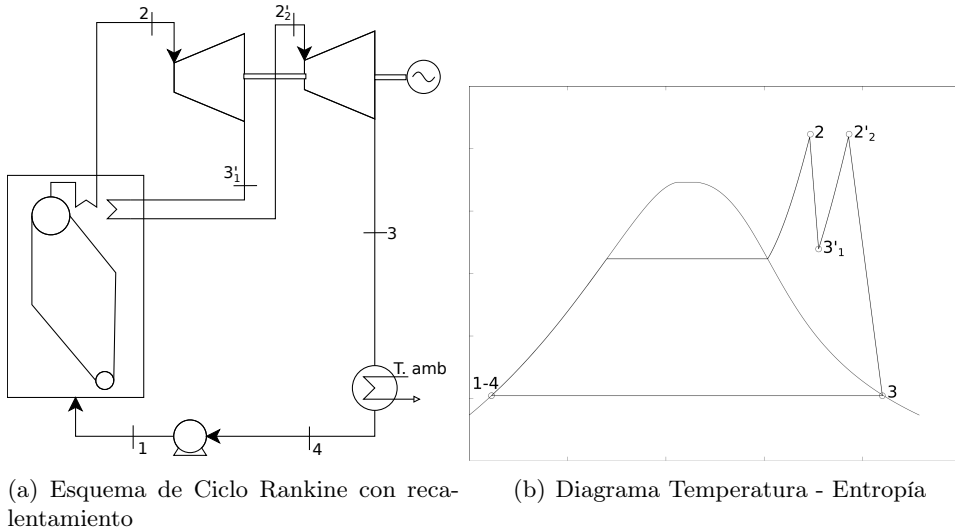


Figura 4.3: Ciclo Rankine con recalentamiento

Al estudiar un ciclo con recalentamiento, es necesario definir la temperatura de admisión para todas las turbinas consideradas. Como criterio elegido, en el presente trabajo se supondrá que en todas se alcanza la misma temperatura de entrada T_2 , y que las turbinas consideradas cuentan con igual eficiencia isentrópica (Ecuación 4.1).

Sea N_T el número de turbinas con que trabaja el ciclo, entonces se define la presión de descarga $P_{3'_i}$ de las primeras $(N_T - 1)$ turbinas, mientras que la presión de descarga P_3 de la última turbina se calcula según se explica en la Sección 4.1.2, a partir de la temperatura de condensación correspondiente a dicha presión. Las presiones $P_{3'_i}$ son un parámetro de entrada al modelo, éstas se fijan tomando en cuenta características constructivas de las turbinas y/o aspectos de optimización del ciclo. Una vez hecho esto, quedan totalmente definidas las propiedades termodinámicas en cada punto, como se muestra en el diagrama 4.3(b).

Al considerar más de una turbina, el calor útil extraído de la caldera Q_u debe considerar todas los recalentamientos propuestos, adquiriendo la siguiente

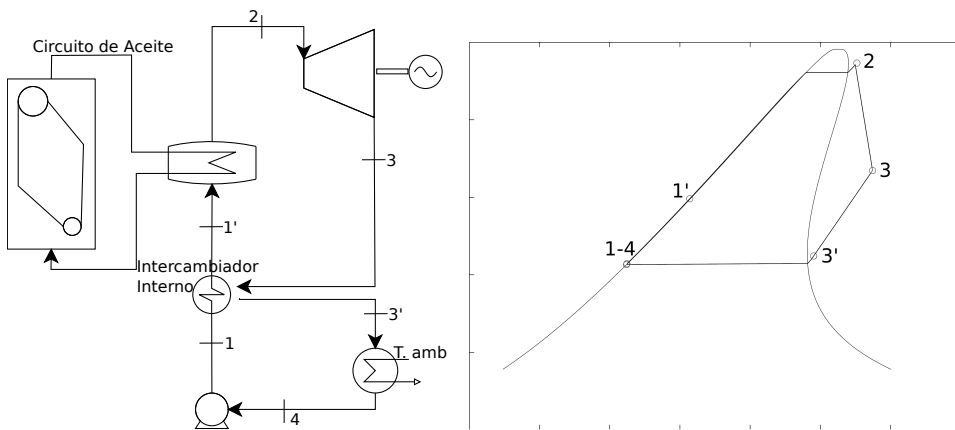
forma,

$$Q_u = (h_2 - h_1) + \sum_{i=1}^{N_T-1} (h_{2'_{i+1}} - h_{3'_i}) \quad (4.19)$$

Al igual que para las secciones anteriores, una vez calculado el calor útil (Ecuación 4.19) se halla la potencia y rendimiento para el ciclo con recalentamiento siguiendo el mismo desarrollo que en la Sección 4.1.2.

Ciclo con Intercambiador Interno

Con la intención de mejorar la eficiencia del ciclo, se estudia la incorporación de un intercambiador de calor interno al mismo. Esto consiste en precalentar el fluido de trabajo antes de ingresar a la caldera, intercambiando calor con la salida de la turbina y buscando lograr así un ahorro de combustible. En la Figura 4.4(a) se ilustra dicha configuración, obteniéndose los puntos 1' y 3' a la salida del intercambiador de calor, del lado frío y caliente respectivamente. En el diagrama 4.4(b) es posible observar la relación entre las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor.



(a) Esquema de Ciclo Rankine con Intercambiador de calor interno y circuito de aceite

(b) Diagrama Temperatura - Entropía

Figura 4.4: Ciclo Rankine con Intercambiador de Calor Interno y Circuito de Aceite

En general este tipo de configuraciones se adecúa cuando se tienen fluidos orgánicos como fluido de trabajo, ya que luego de la expansión (punto 3) se suele tener un potencial importante para lograr el intercambio de calor, antes

de llegar al estado de vapor saturado [59, 64], como se aprecia en el diagrama 4.4(b).

A modo de evaluar si la incorporación del intercambiador de calor es posible, se fija la siguiente restricción como criterio,

$$T_3 \geq T_{sat}(P_3) + 10^\circ C \quad (4.20)$$

A partir de la Ecuación 4.20 se tiene que sólo es posible el uso del intercambiador de calor interno cuando la temperatura a la salida de la turbina T_3 está al menos diez grados por encima de la temperatura de saturación a igual presión $T_{sat}(P_3)$.

Como criterio constructivo, se fija un *pinch point* de $10^\circ C$ a la salida del intercambiador [64], por lo que se tiene

$$T_{3'} = T_1 + 10^\circ C \quad (4.21)$$

Asumiendo que no existen pérdidas de calor, se plantea el siguiente balance de energía al fluido de trabajo en el intercambiador de calor,

$$h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1 \quad (4.22)$$

siendo los puntos $1'$ y $3'$ los ya definidos según la Figura 4.4.

Cuando se verifica la Ecuación 4.20, mediante las ecuaciones 4.21 y 4.22 es posible hallar las temperaturas $T_{1'}$ y $T_{3'}$. Finalmente el cálculo del calor útil específico, análogo al definido en la Ecuación 4.6, resulta en

$$Q_u = h_2 - h_{1'} \quad (4.23)$$

La Ecuación 4.23 hace evidente que la incorporación del intercambiador de calor interno tiene una consecuencia directa sobre el calor que se le debe aportar al fluido de trabajo en la caldera. Para evaluar dicho impacto sobre todo el sistema, es necesario proceder de forma análoga a la descrita en la Sección 4.1.2 para hallar la Potencia Neta (Ecuación 4.17) y rendimiento (Ecuación 4.18), empleando el valor del calor útil hallado mediante la Ecuación 4.23.

Ciclo con circuito interno de aceite

Cuando se tiene un ciclo donde el aporte energético proviene de una combustión y el fluido de trabajo es un fluido orgánico, se debe tener especial cuidado con las máximas temperaturas que éstos soportan, ya que en general son mucho menores que las alcanzadas en la combustión. Es por esto que los ciclos Rankine Orgánicos que trabajan con biomasa tienen un circuito interno

de aceite [59, 65]. El aceite se calienta y es éste el que le transfiere energía al fluido orgánico, teniéndose así un mayor control sobre su temperatura. Dicha configuración se muestra en la Figura 4.4(a).

A efectos del modelo realizado, la incorporación del circuito de aceite implica considerar las posibles pérdidas de calor en el calentamiento del aceite y posteriormente del fluido de trabajo. Por lo que para calcular el calor útil a ser transferido al aceite en la caldera, se define un parámetro η_{ac} menor a uno, que contempla dichas pérdidas, resultando en

$$Q_u = \frac{h_2 - h_{1'}}{\eta_{ac}} \quad (4.24)$$

Se emplea el resultado de la Ecuación 4.24 para estudiar la incorporación del circuito interno de aceite siguiendo el desarrollo planteado en la Sección 4.1.2.

4.1.4. Validación del modelo Rankine

Con el fin de validar el modelo desarrollado se lo compara con trabajos en los que se estudia el funcionamiento de ciclos similares, tomando como referencia en particular los artículos de Algieri et al. [66] y Drescher et al. [64]. En éstos se detallan los resultados obtenidos para ciclos Rankine operando con fluidos orgánicos (ORC), considerando tanto ciclos simples como configuraciones con intercambiador de calor interno, según lo desarrollado en las secciones 4.1.2 y 4.1.3 respectivamente. Vale destacar que no se encontró bibliografía donde se realicen modelos que consideren las características del combustible en cuanto a su aporte energético y desempeño, como se plantea en el presente trabajo, por lo que la comparación refiere exclusivamente al modelado del ciclo termodinámico.

En la Figura 4.5 se muestran los rendimientos termodinámicos obtenidos a partir del modelo desarrollado para distintas temperaturas T_2 de entrada a la turbina y su comparación con el trabajo de Algieri et al. [66], según las dos posibles configuraciones mencionadas. Se asume una temperatura de condensación fija, y según las características de cada fluido orgánico considerado, también se fija la presión P_2 de entrada a la turbina. El rendimiento obtenido corresponde al definido mediante la Ecuación 4.8.

En la Figura 4.5 se observa que la correspondencia entre los modelos comparados es muy buena para los fluidos Tolueno y Decano en la configuración simple. Sin embargo para el CicloHexano se observa una diferencia aproximadamente constante, entre 5,5% y 6%, con respecto a los valores del trabajo de Algieri et al. [66]. Una de las posibles causas de dicha desviación puede

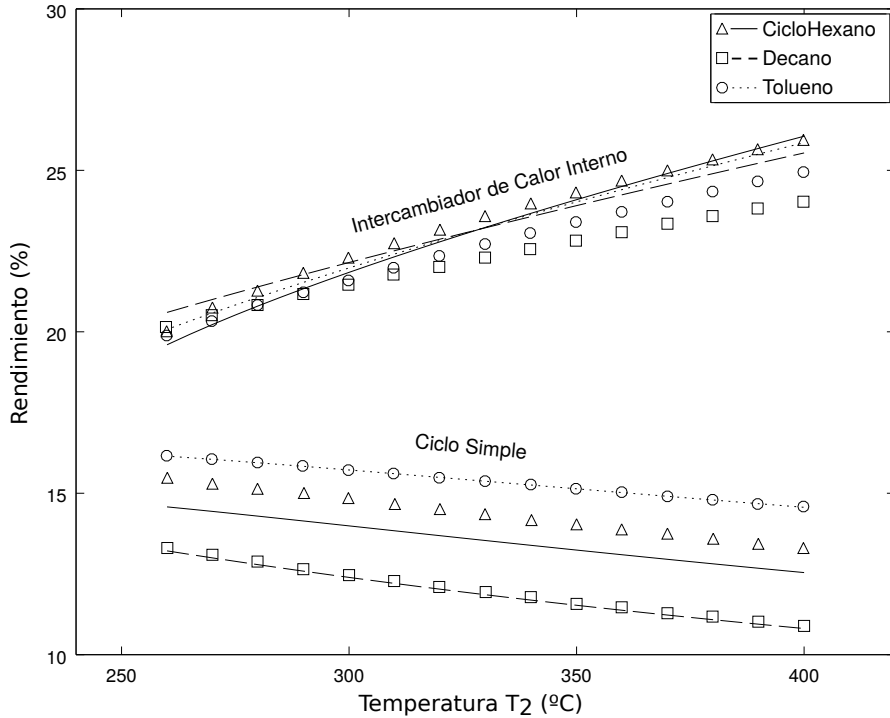


Figura 4.5: Comparación para distintos fluidos orgánicos entre resultados del modelo desarrollado (líneas) y el trabajo de Algieri et al. [66] (puntos), según la configuración planteada.

estar asociada a que se emplean librerías distintas para las propiedades termodinámicas de los fluidos. En el presente trabajo se utiliza la base de datos de distribución libre *Coolprop* [67], mientras que los trabajos usados como comparación emplean la base de datos *Refrprop*, de licencia paga.

En cuanto a la configuración con intercambiador interno, se aprecia en la Figura 4.5 que los resultados del modelo desarrollado presentan un comportamiento similar a los expresados por Algieri et al. [66], aunque con desviaciones mayores a las del ciclo simple. Para el Tolueno, se tienen diferencias desde 1% a bajas temperaturas, hasta 3,5% a medida que crece la temperatura. Con el Decano ocurre algo similar, con diferencias entre 2% y 6% respecto a [66]. En ambos casos los resultados obtenidos se encuentran siempre por encima de los empleados como referencia. Esta diferencia puede deberse a que en el presente modelo no se consideran pérdidas de calor hacia el exterior en el intercambiador de calor intermedio, mientras que en el trabajo de Algieri et al. sí, lo que genera

rendimientos levemente mayores con el modelo desarrollado. Para el Cyclohexano se observan diferencias desde el 2% a bajas temperaturas y disminuyen hasta coincidir ambos modelos a mayores temperaturas, probablemente debido a la superposición de las dos causas de desviaciones ya analizadas.

También se realiza una comparación similar a la ya descrita, con el trabajo de Drescher et al. [64], solamente para configuraciones con intercambiador interno pero agregando más fluidos de trabajo, siendo estos OMTS (Octametiltrisiloxano), Tolueno y EtilBenceno. En todos los casos se observa un comportamiento igual al mostrado en la Figura 4.5 y diferencias del mismo orden. Finalmente se permite concluir que el modelo desarrollado es un buen indicador del comportamiento de los ciclos analizados en particular, y se extiende para las restantes configuraciones y fluidos.

4.2. Ciclo Brayton - Turbinas de gas

Las turbinas de gas han sido empleadas para la generación de energía eléctrica desde hace décadas, y son frecuentemente elegidas por su bajo costo de implementación y de mantenimiento, así como su bajo nivel de emisiones en comparación con otros medios de generación a partir de combustibles fósiles. El desarrollo de la tecnología de las turbinas se dio en la década del 30 como forma de propulsión para los aviones de reacción. El uso de las mismas para la generación de potencia comenzó en las décadas del 40 y 50, pero no fue hasta principio de los 80 que su utilización aumentó considerablemente debido a mejoras en su rendimiento y confiabilidad [52, 68].

4.2.1. Descripción de la tecnología

El principio básico de funcionamiento puede ser explicado a partir del ciclo termodinámico Brayton. El ciclo ideal, mediante un gas como fluido de trabajo, está compuesto por dos procesos isentrópicos (compresión y expansión) y dos procesos isócoros (calentamiento y enfriamiento). Tecnológicamente esto se consigue utilizando tres componentes principales, siendo estos un compresor, cámara de combustión o intercambiador de calor y la turbina propiamente dicha. En la Figura 4.6 se presenta un esquema básico de las turbinas de gas y el diagrama de la temperatura en función de la entropía. Pueden incluirse otros componentes, como por ejemplo intercoolers entre etapas de compresión y sobrecalentadores o quemadores entre etapas de expansión. Estas diferentes configuraciones buscan obtener mejores desempeños del sistema, tanto en potencia como rendimiento, a expensas de añadirle costo y complejidad [69].

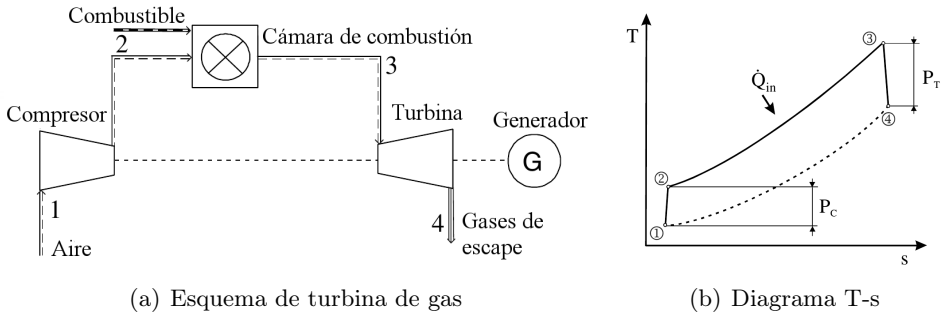


Figura 4.6: Turbina de gas de combustión interna [70].

Las turbinas de gas o de combustión interna se pueden clasificar a grandes rasgos en tres grupos. Turbinas de gas de pequeña o micro escala, con una potencia eléctrica de salida menor a 1MWe y en general de flujo radial. Las de media escala, en general aeroderivadas de flujo axial o mixto, con potencias de salida menor a 100MWe, y las de gran escala o industriales, con potencias mayores a 100MWe y comúnmente de flujo axial [71, 72].

Un aumento en la temperatura de entrada a la turbina, conlleva a un mejor rendimiento, pero esto está limitado por la resistencia de los álabes de las primeras etapas de expansión de la turbina. Las turbinas de gran potencia y aeroderivadas pueden trabajar con temperaturas del fluido de entrada (TIT por sus siglas en inglés) entre 1200 y 1400°C, en base a complejos sistemas de enfriamiento de los álabes. Sin embargo las microturbinas, con el objetivo de reducir costos, no usan sistemas de refrigeración de los álabes y soportan temperaturas máximas de entrada entre 900 y 1000°C [71, 72].

Biomasa como combustible

En las últimas dos décadas, las turbinas de gas han alcanzado una importante mejora en su desempeño. Éstas presentan ventajas significativas en comparación con aquellos ciclos de potencia que operan con turbinas de vapor en términos de eficiencia, complejidad de la planta, costos de inversión y funcionamiento, consumo de agua, etc. Sin embargo, para evitar daños en sus principales partes, las turbinas de combustión interna solo pueden trabajar con combustibles de alta calidad (“limpios”). Para utilizar combustibles sólidos, como biomasa o carbón en turbinas de gas, existen dos alternativas. Por un lado, gasificar el combustible sólido y luego quemarlo en la cámara de combustión, previo a una intensa limpieza del mismo, algo que no ha podido implementarse en forma fiable aún [21]. Por otro lado, la utilización de turbinas de combustión

externa (EFGT, por sus siglas en inglés), una tecnología novedosa y aún en desarrollo. Las EFGT también tienen como ventaja el hecho de poder operar con variadas fuentes de energía térmica además de las cámaras de combustión, como concentradores solares e incluso reactores nucleares. En particular, una parte importante de investigación y desarrollo en las EFGT, apunta al empleo de biomasa como combustible [22, 71]. En particular, las EFGT son de gran interés en el rango de 100kW_e a 500kW_e , cuando se tiene biomasa de bajo costo como combustible y posibles aprovechamientos en el lugar de la energía térmica de los humos de combustión luego del intercambiador, en general con temperaturas mayores a los 200°C . Es por esto que las EFGT se presentan como una opción promisoriosa para una generación de pequeña escala, eficiente y de bajo costo, sin las inversiones logísticas típicas de los combustibles usuales [73]. En la actualidad, se pueden encontrar turbinas de combustión externa desde los 50kW_e hasta $1,8\text{MW}_e$ [72], siendo una tecnología bajo constante investigación y desarrollo.

Turbinas de combustión externa

El funcionamiento de las turbinas de combustión externa implica que los gases calientes productos de la combustión no estén en contacto directo con los álabes y por ende con el fluido de trabajo de la turbina. Por tal motivo la energía térmica es transferida al fluido de trabajo mediante intercambiadores de calor de alta temperatura (HTHE, por sus siglas en inglés). Las EFGT pueden operar en un ciclo abierto, donde el aire luego de comprimido se calienta en el HTHE mediante los gases de combustión y se expande en la turbina. El aire a la salida de la turbina se utiliza como comburente, aprovechando así la entalpía sensible del mismo y mejorando la eficiencia del ciclo. En la Figura 4.7 se presenta un esquema de dicha configuración.

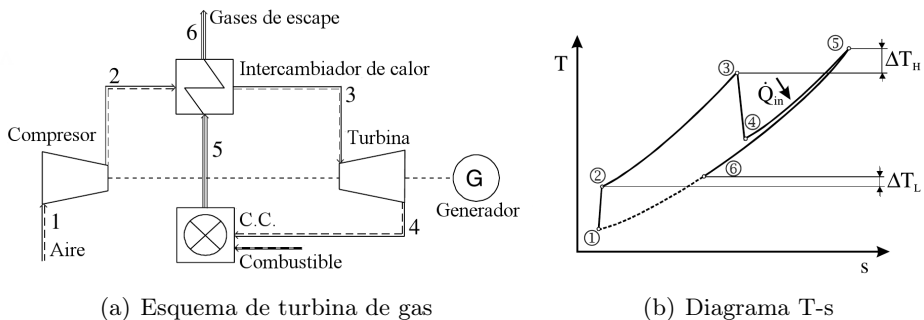


Figura 4.7: Turbina de gas de combustión externa [70].

Las EFGT también pueden operar en un ciclo cerrado, con otro fluido distinto de aire como fluido de trabajo, que presente mejores propiedades termodinámicas. Esto último implica agregarle un enfriador (o cooler) entre las etapas de expansión y compresión, lo que las vuelve apropiadas en sistemas de cogeneración donde se pueda aprovechar dicho calor extraído. Alguno de los gases empleados en los ciclos cerrados en EFGT son helio, monóxido de carbono y nitrógeno. Una de las ventajas de estos ciclos es la capacidad de trabajar a altas presiones manteniendo relaciones de presión similares a las del ciclo abierto. Esto reduce considerablemente las dimensiones del sistema debido al bajo volumen específico de dichos gases a altas presiones lo que lleva a mejores relaciones potencia-volumen y menores costos del sistema [72].

Debido a la gran cantidad de energía térmica en los humos luego del intercambiador, el sistema EFGT es ideal para procesos de cogeneración o ciclos combinados. Según Cocco, ([71]) la incorporación de un secador de biomasa integrado aprovechando la temperatura de los humos, permite alcanzar valores de eficiencia entre 23 % y 33 % para temperaturas de aire a la entrada de la turbina de 800 a 1200 °C y relaciones de presión óptimas de 3,25 a 4,5, para la micro-turbina de 100kWe analizada (TurbecT100). Cuando se emplea biomasa como combustible en EFGTs, se observa que el contenido de humedad cobra gran importancia en el rendimiento del proceso [74], pudiendo aumentar hasta 13 puntos porcentuales en caso de reducir la humedad de 60 a 20 % [71]. También es posible la utilización de los humos para la producción de vapor en una caldera de recuperación, volviendo aún más eficiente todo el proceso considerado. En dichas configuraciones se pueden alcanzar rendimientos globales (eléctrico y térmico) del orden de 70 % u 80 % [71]. Además, el desempeño de las EFGT se ve fuertemente afectado por el combustible empleado y por los principales parámetros de funcionamiento, siendo éstos la relación de presión, la TIT y eficiencia del HTHE. En la Figura 4.8, se observa la relación Potencia-Rendimiento para tres configuraciones distintas, al considerar temperaturas de entrada de 800°C, 1000°C y 1200°C, para las distintas relaciones de presión indicadas [71, 72, 74].

Intercambiadores de calor de alta temperatura

En las EFGT, la cámara de combustión de las turbinas de combustión interna es remplazada por un intercambiador de calor de alta temperatura (HTHE), el cual representa la parte más crítica de todo el sistema. Por ser un intercambio de calor entre gases (bajos coeficientes de intercambio), son necesarias áreas de transferencia muy grandes para alcanzar las altas temperaturas de aire requeridas a la entrada de la turbina. Sumado a que se requieren materiales que

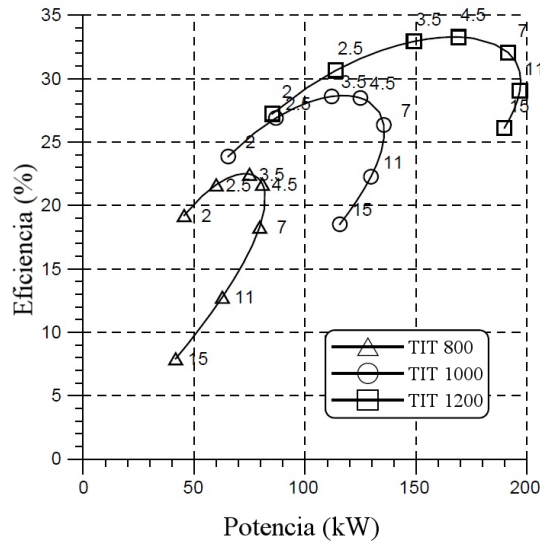


Figura 4.8: Relación Potencia-Rendimiento en función de la relación de presiones y TIT [71]

soporten dichas temperaturas y efectos corrosivos, así como de slagging y fouling, se incrementan considerablemente los costos del intercambiador. Es por esto que en la actualidad, el principal desafío de las EFGT es el diseño y construcción de los HTHE que permitan alcanzar altas temperaturas de entrada, comparables con las turbinas de combustión interna, pero con requerimientos razonables en términos de costos y complejidad de fabricación [71, 74].

Una de las opciones más estudiadas actualmente, son los intercambiadores cerámicos. Éstos permiten alcanzar TIT del orden de 1000°C con un largo período operacional, pero el costo de los mismos es elevado, lo que conlleva un largo período para poder recuperar la inversión. Los materiales cerámicos tienen la capacidad de soportar efectos corrosivos a muy altas temperaturas, de hasta 1300°C. Sin embargo, además de su ya mencionado alto costo, presentan también como obstáculos la dificultad en construir, mediante los métodos tradicionales, piezas con propiedades uniformes en grandes dimensiones, lo cual los vuelve poco confiables. Tampoco existe suficiente información en su comportamiento mecánico luego de largos períodos expuestos no solo a altas temperaturas y presiones, sino que también a flujos de gases corrosivos con arrastre de partículas y cenizas. Se espera que en el futuro el desarrollo de la tecnología de los HTHE cerámicos los vuelvan una opción confiable y económicamente viable [72].

Además de los intercambiadores cerámicos, también se han estudiado intercambiadores metálicos que permiten obtener una temperatura de salida del orden de 650°C , lo que obliga a usar quemadores auxiliares de gas natural y alcanzar TIT en un entorno de 1100°C . Los intercambiadores metálicos soportan grandes esfuerzos a altas temperaturas manteniendo propiedades mecánicas uniformes, incluso en grandes dimensiones. Pueden presentar mejores propiedades para la transferencia de calor y facilidades a la hora de su fabricación y ensamblaje. Sin embargo su principal limitante es que no soportan temperaturas elevadas. A modo de ejemplo es la utilización de las super-aleaciones basadas en níquel, que están generalmente limitadas a los 900°C . Además se corroen a gran velocidad, lo cual resulta en un corto período de vida útil [72].

Otra opción han sido cámaras de combustión de lecho fluidizado con los tubos del intercambiador de calor inmersos en las mismas, también empleando en forma auxiliar quemadores de gas natural. Desde el punto de vista del fouling, estos intercambiadores son los más adecuados para prevenirlo, ya que tienen la capacidad de ser auto limpiantes. El propio material fluidizado está constantemente barriendo los depósitos que se almacenan en el exterior de los tubos, aunque por esta misma razón resulta ser un método extremadamente corrosivo [72, 73].

A modo de conclusión, vale destacar que la tecnología para los intercambiadores de calor de alta temperatura está en constante investigación y desarrollo. Uno de los enfoques actuales es la utilización de pequeñas partículas cerámicas que pueden soportar altas temperaturas como medio para transferir calor entre el flujos de gases a altas temperatura y el aire limpio. Estas partículas intercambian calor mediante un flujo en contracorriente con el aire frío y luego son recirculadas pasando por los gases calientes, funcionando en un ciclo cerrado [72, 75].

4.2.2. Modelo del ciclo Brayton

Se desarrolla un modelo termodinámico del ciclo Brayton, adaptado al empleo de biomasa como combustible mediante la utilización de una cámara de combustión externa y un intercambiador de calor de alta temperatura. Se contempla la posibilidad de realizar un número arbitrario de etapas de compresión N_c y expansión N_t , con los correspondientes $N_c - 1$ intercoolers y $N_t - 1$ quemadores intermedios. En la Figura 4.9 se muestra un esquema general del modelo considerado, donde también se indica la notación a ser utilizada para referenciar los puntos del ciclo.

El aire como fluido de trabajo es comprimido por los N_c compresores, alcanzando una presión P_2 y temperatura T_2 , luego se calienta en el intercambiador

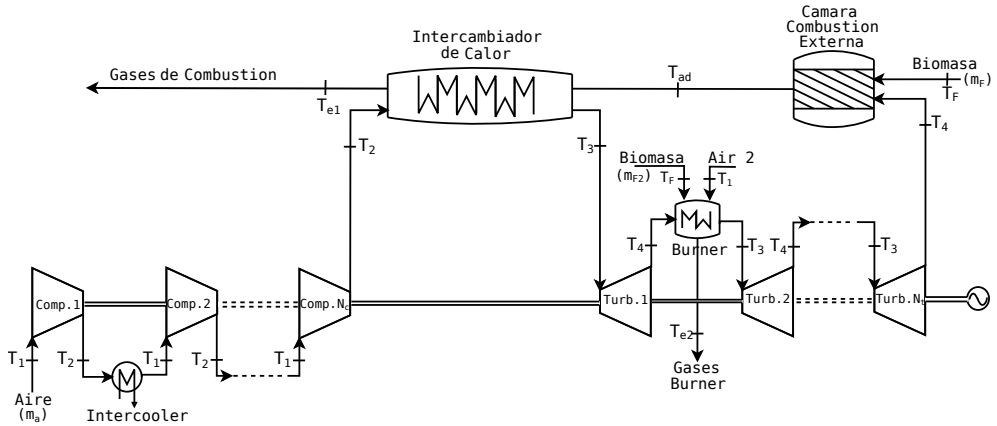


Figura 4.9: Esquema de configuración general del ciclo Brayton de Combustión Externa.

de calor de alta temperatura, hasta la temperatura de entrada a la turbina T_3 . Posteriormente el aire se expande en las N_t turbinas, saliendo a una presión y temperatura P_4 y T_4 respectivamente. Dicho aire ingresa a la cámara de combustión externa para actuar como comburente en la combustión de la biomasa. Se modela la cámara de combustión como adiabática, de modo que los humos producto de esta combustión alcanzan la temperatura de llama adiabática T_{ad} , siendo estos humos el fluido caliente en el HTHE. La riqueza ϕ_1 con que se da dicha combustión, se calcula para que la temperatura alcanzada T_{ad} permita obtener a la salida del HTHE la temperatura de aire T_3 de entrada a la turbina [76].

Cuando se considera más de una turbina, luego de cada expansión es necesario suministrarle calor al fluido de trabajo mediante quemadores intermedios, de forma tal de volver a alcanzar la temperatura de entrada a la turbina. La riqueza de dicha combustión ϕ_2 , se calcula para que la temperatura de llama adiabática alcanzada en los quemadores intermedios sea igual a la de la cámara de combustión principal. De esta forma se asegura que la transferencia para alcanzar la temperatura de entrada a las turbinas sea siempre posible. De todas formas, este modelo presenta sus mejores eficiencias en configuraciones con una única etapa de expansión [76, 77].

El presente modelo considera irreversibilidades propias de un ciclo real, como procesos de compresión y expansión no isentrópicos y pérdidas de carga en el intercambiador de calor y cámara de combustión, como se observa en el diagrama Temperatura - Entropía de la Figura 4.10. Como criterio de diseño se asume que todas las turbinas y compresores presentan respectivamente igual

eficiencia isentrópica. También se define que la temperatura T_2 a la salida de todos los compresores se mantiene igual, y de forma análoga con la temperatura T_3 a la entrada de las turbinas.

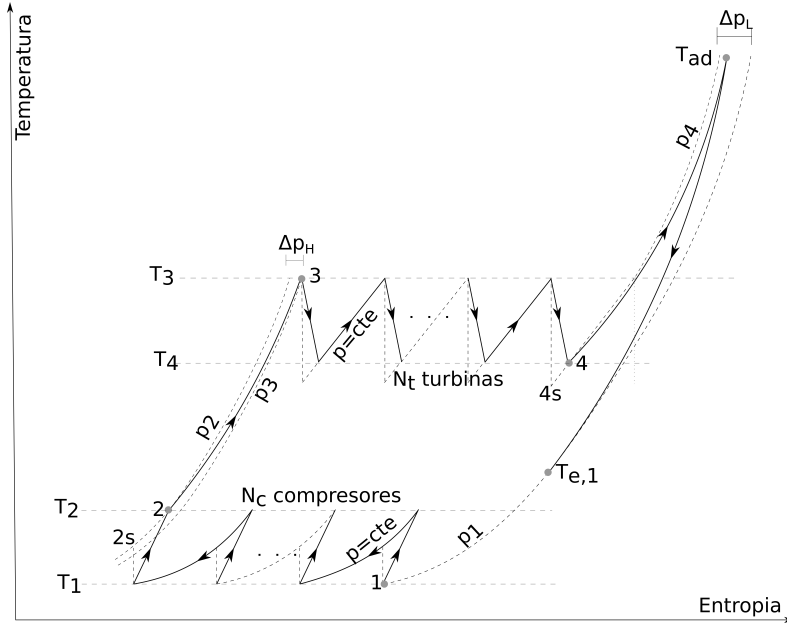


Figura 4.10: Diagrama Temperatura - Entropía

Compresión y Expansión

Se ha demostrado que con el fin de maximizar la relación entre potencia obtenida de las turbinas y la consumida en los compresores, las relaciones de presión deben ser iguales entre todos los compresores, y de forma análoga entre las turbinas.

Bajo estas condiciones, se tiene la temperatura T_2 a la salida de los compresores según

$$T_2 = T_1 \left[1 + \left(\frac{a_c - 1}{\varepsilon_c} \right) \right] \tag{4.25}$$

Donde se define

$$a_c = \frac{T_{2s}}{T_1} = r_c^{\frac{\bar{\gamma}_{12}-1}{\bar{\gamma}_{12}}}$$

con T_{2s} la temperatura luego de una compresión isentrópica, $r_c = (p_2/p_1)^{1/N_c}$ la relación de presión de cada compresor y $\bar{\gamma}_{12}$ el coeficiente adiabático promedio

entre las temperaturas T_1 y T_2 .

En la ecuación 4.25, ε_c representa la eficiencia isentrópica de cada compresor, definiéndose según

$$\varepsilon_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4.26)$$

De forma análoga a lo realizado para los compresores, se obtiene la temperatura T_4 de salida de las turbinas para los procesos de expansión

$$T_4 = T_3 \left[1 - \varepsilon_t \left(1 - \frac{1}{a_t} \right) \right] \quad (4.27)$$

donde

$$a_t = \frac{T_3}{T_{4s}} = r_t^{\frac{\bar{\gamma}_{34}-1}{\bar{\gamma}_{34}}}$$

con T_{4s} la temperatura de expansión isentrópica, $r_t = (p_3/p_4)^{1/N_t}$ la relación de presión de cada turbina, $\bar{\gamma}_{34}$ el coeficiente adiabático promedio entre las temperaturas T_3 y T_4 , y ε_t la eficiencia isentrópica de cada turbina, definida según

$$\varepsilon_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (4.28)$$

Vale destacar que según se observa en la Figura 4.10, las caídas de presión Δp_H y Δp_L , del lado frío y caliente del intercambiador de calor respectivamente, vinculan las relaciones de presión entre los compresores y turbinas, de la siguiente forma

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2 - \Delta p_H}{p_1 + \Delta p_L} \quad (4.29)$$

A partir de las ecuaciones 4.25 a 4.29 ya descriptas, es posible obtener las temperaturas luego de los procesos de compresión y expansión, T_2 y T_4 respectivamente. Esto es posible conociendo la relación de compresión de un compresor r_c y cantidad de compresores N_c , cantidad de turbinas N_t y pérdidas de carga, la temperatura del aire de entrada al compresor T_1 y la temperatura de admisión a la turbina T_3 , todos parámetros que se tomarán como entradas al modelo.

Combustión y Temperatura de llama Adiabática

Para resolver la combustión, tanto en la cámara de combustión principal como en los quemadores intermedios, y hallar las temperaturas de llama adiabática alcanzadas, se emplea las ecuaciones ya definidas en las secciones *Reacción de Combustión y Temperatura de llama Adiabática* en la Sección 4.1.2

Intercambiador de calor de alta temperatura

Se define la eficiencia del intercambiador de calor ε_{HE} como

$$\varepsilon_{HE} = \frac{T_3 - T_2}{T_{ad} - T_2} \quad (4.30)$$

El valor de dicha eficiencia dependerá de los flujos másicos, propiedades de los fluidos y sus temperaturas y la geometría del intercambiador, entre otros. También se considera el método NTU para expresar la eficiencia de un intercambiador de calor [61], a partir del cuál se tiene que la eficiencia dependerá de dos factores, $\varepsilon_{HE} = f(NTU, C_r)$. El número adimensionado NTU se define como $NTU = UA/C_{min}$, donde UA es el coeficiente global de intercambio y C_r el cociente entre las capacidades térmicas de los fluidos que intercambian calor, siempre menor o igual a uno. Considerando un modelo de intercambiador contracorriente [61, 78] se tiene,

$$\varepsilon_{HE} = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}} \quad (4.31)$$

A partir de las correlaciones del número de Nusselt para flujo interno [61] y asumiendo que las propiedades termodinámicas de los fluidos no cambian significativamente dentro de los rangos de temperatura considerados, es posible asumir que los coeficiente de convección se verán solamente afectados por variaciones en los flujos másicos de aire y humos. Es por esto que, considerando un flujo interno de aire y humos por fuera de tubos, el número NTU puede aproximarse como,

$$NTU = \frac{K}{C_{min} [\dot{m}_a^{-0.8} + \dot{m}_g^{-0.6}]} \quad (4.32)$$

donde el parámetro K depende de la geometría del intercambiador de calor y las propiedades termodinámicas de los fluidos, para una condición de diseño dada [76].

También se plantea un balance de energía al intercambiador de calor, resultando en la Ecuación 4.33,

$$\dot{m}_a [h_a(T_3) - h_a(T_2)] = \dot{m}_F [h_g(T_{ad}) - h_g(T_{e,1})] \quad (4.33)$$

donde la entalpía de los gases productos de combustión (por unidad de combustible) h_g es la definida mediante la Ecuación 4.11 y $T_{e,1}$ corresponde a la temperatura de los humos a la salida del intercambiador de calor de alta temperatura.

Potencia y Rendimiento

Una vez que se resuelven todos los puntos del ciclo, es posible calcular la potencia neta extraída del mismo, según la Ecuación 4.34.

$$P = N_t \dot{m}_a [h_a(T_3) - h_a(T_4)] - N_c \dot{m}_a [h_a(T_2) - h_a(T_1)] \quad (4.34)$$

La potencia eléctrica producida a partir del ciclo surge de considerar un rendimiento de conversión de energía mecánica a eléctrica η_e , resultando en

$$P_e = \eta_e P \quad (4.35)$$

Se considera el rendimiento de conversión de combustible asociado al poder calorífico inferior, para analizar la potencia extraída del ciclo con la disponibilidad de energía química del combustible y su consumo, según

$$\eta = \frac{P_e}{\dot{m}_F LHV_F} \quad (4.36)$$

4.2.3. Resolución del modelo y Validación

Es difícil encontrar fuentes con información completa sobre EFGT comerciales y aun más para una determinada biomasa. Por tal motivo, para la validación del modelo se compara con una turbina de combustión externa en particular, la AE-T100E. La misma es una micro turbina de una etapa, con compresor centrífugo y turbina radial. El desempeño de la misma depende de la fuente caliente, por tal motivo y debido a los datos técnicos disponibles de la misma, para la validación se utiliza metano como combustible. Según el fabricante, la temperatura máxima del aire a la entrada de la turbina es 850°C, el flujo de aire 0,8 kg/s, la relación de presiones 4,5 y la potencia eléctrica 85 kW.

Tabla 4.1: Parámetros de entrada obtenidos de la ficha técnica de la turbina Turbec T100

Combustible	Metano
Temperatura de entrada a la turbina	850°C
Flujo másico de aire	0,80 kg/s
Relación de presiones	4,5
Eficiencia isentrópica del compresor	0,768
Eficiencia isentrópica de la turbina	0,826

Fijando los mismos parámetros, nuestro modelo presenta una potencia de 86,3 *kW*, lo que representa una desviación de 1,5 %, con un rendimiento de 23 %, los cuales se consideran resultados aceptables. A fin de completar la validación, se compara el modelo con una turbina comercial de combustión interna (Turbec T100), de la cual se dispone de mayor información. En la Tabla 4.1 se presentan algunos datos técnicos de la turbina y en la Tabla 4.2 la comparación de los resultados del modelo y los proporcionados por el fabricante. Se observa que la predicción del modelo es buena [76].

4.3. Generación de potencia mediante motores de combustión interna

Los sistemas que generan potencia mediante combustión interna necesitan un combustible adecuado para las necesidades tecnológicas. Las máquinas de combustión interna que se estudiarán en el presente trabajo son los motores de combustión interna, que no pueden ser energizados mediante combustibles sólidos. Es necesario gasificar la biomasa para abastecer de energía al motor. En el mundo existen sistemas funcionando que han demostrado las ventajas de estas tecnologías. A modo de ejemplo se presenta la instalación de la Universidad de British Columbia en el 2012 desarrollada por Nexterra (<http://www.nexterra.ca/>), con una potencia instalada de 2MWe y un rendimiento cercano al 30 %.

Tabla 4.2: Comparación de resultados del modelo con los datos técnicos de Turbec T100

Parametro	AE-T100	Modelo	Error relativo (%)
Potencia eléctrica	100 <i>kW</i>	98,8 <i>kW</i>	1,18
Potencia térmica de entrada	333 <i>kW</i>	360 <i>kW</i>	8,31
Potencia de la turbina	282 <i>kW</i>	28,1 <i>kW</i>	0,23
Potencia de compresión	159 <i>kW</i>	158,4 <i>kW</i>	0,4
Rendimiento eléctrico	30 %	27,6 %	8,0
Temperatura salida de compresor	214°C	214,4°C	0,18
Consumo de combustible	0,0067 <i>kg/s</i>	0,00719 <i>kg/s</i>	7,28
Flujo másico de humos	0,79 <i>kg/s</i>	0,7905 <i>kg/s</i>	0,063

4.3.1. Gasificación

La gasificación es un proceso termoquímico en un ambiente pobre en oxígeno que convierte materiales orgánicos, como biomasa, en combustibles gaseosos (llamado gas de gasificación y en algunos casos de síntesis), mediante diferentes mecanismos. Una diferencia importante entre la gasificación y la combustión es que esta última tiene como objetivo liberar toda la energía química almacenada en el combustible, mientras que en la gasificación se intenta conservar, pero contenida exclusivamente en una masa gaseosa. Esto presenta grandes ventajas en lo que se refiere a la calidad de la combustión, dado que la mezcla entre combustible y oxidante es mucho más uniforme cuando el combustible es gaseoso, permitiendo realizar quemas con menores contenidos de aire. De esta forma se consiguen temperaturas más elevadas en la combustión. Otra ventaja es que el combustible gaseoso es más fácil de manipular en el circuito interno de las máquinas térmicas y se puede comprimir para trabajar en cámaras de combustión presurizadas, como en las turbinas de gas o motores de combustión interna.

El proceso de gasificación fue descubierto en Francia e Inglaterra de forma independiente cerca del 1800, pero las primeras aplicaciones aparecieron 60 años más tarde, como por ejemplo los sistemas de iluminación londinenses que quemaban este gas [79]. Sin embargo, con la aparición del petróleo la gasificación fue quedando en desuso.

Durante la escasez de petróleo debida a la Segunda Guerra Mundial, se reintrodujo el proceso de gasificación para utilizarlo como combustibles en camiones, autobuses, farolas, máquinas agrícolas e industriales y calor para diversas aplicaciones. Posteriormente, la disponibilidad de combustibles fósiles baratos llevó, nuevamente a la desaparición de la industria del gas de gasificación. Sin embargo algunos países han mantenido el interés por esta tecnología y han continuado investigando. Muchos nuevos diseños para el mejoramiento de los sistemas de gasificación se han propuesto en etapas posteriores. La investigación sobre el diseño del gasificador de biomasa a partir de leña está todavía en curso en el Instituto Nacional Sueco de Ensayo de Maquinaria Agrícola (ALNARP), Suecia. Además, la tecnología de gasificación es un método más barato de generación de energía en los países en desarrollo que tienen suficiente cantidad de biomasa para aplicaciones industriales de pequeña escala, así como para aplicaciones de generación de energía [79].

Actualmente ha vuelto a ser útil para obtener combustible adecuado para motores, a partir de leña y otros residuos de biomasa. Las centrales como la de Elcogas en Puertollano (España), se basan en este sistema para producir energía eléctrica a partir del carbón como combustible. Esta central, utiliza un

sistema basado en la tecnología de gasificación integrada en ciclo combinado (GICC), produciendo emisiones atmosféricas por debajo de lo establecido en la legislación vigente.

El gas de síntesis³ o syngas (por su abreviación en inglés) se compone principalmente de monóxido de carbono (CO, 9 %-21 %), hidrógeno (H₂, 6 %-19 %) y metano (CH₄, 3 %-7 %), como elementos combustibles. En su producción generalmente es acompañado de contaminantes, donde se destacan el hollín, el alquitrán y en menor medida, cenizas que arrastra la corriente de gas. La presencia de finas partículas en el syngas, se eliminan generalmente con hidrociclones, scrubbers de agua o aceite (o una combinación de ellos). Un alto grado de limpieza del gas de síntesis se traduce en una operación más limpia de la cámara de combustión, que implica menos mantenimiento del equipo.

Tipos de gasificadores

El diseño de los gasificadores de biomasa depende de la disponibilidad del combustible, su forma, tamaño, contenido de humedad, contenido de cenizas y la aplicación. La primera clasificación es según el lecho de quema, donde se diferencian los lechos fluidizados y los lechos fijos [1, 21, 79]. La principal diferencia radica que en el lecho fluidizado el combustible y el oxidante comparten espacio con un agente inerte que mantiene la energía de forma sensible uniformizando la temperatura del sistema, mientras en el lecho fijo la masa dentro del gasificador está compuesta únicamente por la biomasa y el agente oxidante. Los sistemas de gasificación de lecho fijo implican una interacción entre el agente gasificador y la biomasa. Estos pueden clasificarse de acuerdo a la forma de interacción, como corriente descendente (Downdraft), corriente ascendente (Updraft) y flujo transversal (Crossdraft), ver Figura 4.11.

- **Corriente descendente (Downdraft).** En estos gasificadores la corriente de gas se mueve hacia abajo, junto con los remanentes sólidos que resultan de la reacción parcial de la biomasa (por este motivo, también suelen llamarse gasificadores concorrente). Una característica particular de estos gasificadores es que los productos de la pirólisis y el secado son forzados a pasar por la zona de oxidación parcial. Forzando la descomposición térmica de los elementos más pesados y produciendo menor cantidad de alquitrán a la salida [80].
- **Corriente ascendente (Updraft).** En estos gasificadores la corriente del agente oxidante ingresa por la parte inferior e interacciona con la

³El gas proveniente de la gasificación también se le suele llamar *gas pobre* o *producer gas*.

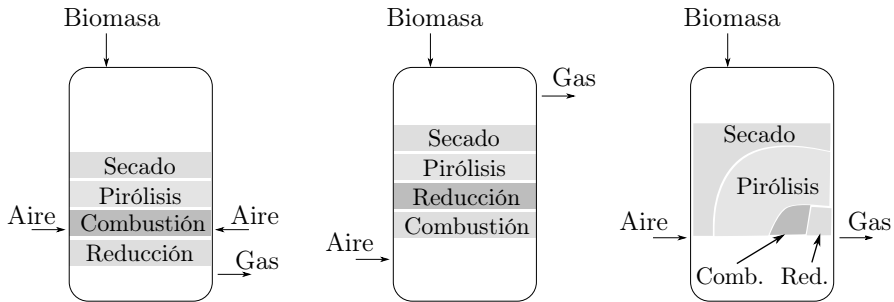


Figura 4.11: Esquemas de gasificadores. a) corriente descendente, b) corriente ascendente y c) corriente cruzada.

biomasa en contracorriente (por este motivo, también suelen llamarse gasificadores de contracorriente). Estos gasificadores aprovechan, junto con los gases productos de la reducción, parte de los gases de pirólisis, aumentando el poder calorífico del gas a la salida. Por su configuración, estos gasificadores alcanzan rendimientos térmicos más elevados, debido a que se aprovecha el calor de los gases calientes para suministrar energía al proceso de secado [81]. Estos sistemas de gasificación son adecuados para aplicaciones donde se necesitan altas temperatura de llama. Por otro lado, presentan algunas desventajas como su gran sensibilidad al contenido de humedad o alquitrán, una baja producción de gas y largos períodos de arranque [79].

- Flujo transversal (Crossdraft).** En el gasificador de flujo cruzado, el combustible ingresa por la parte superior y las reacciones termoquímicas ocurren progresivamente a medida que el mismo desciende en el reactor. El agente oxidante ingresa por los lados y se desplaza de forma transversal hasta la zona de combustión. Las principales ventajas de estos gasificadores son: su rápida respuesta a las variaciones de carga, tiempos cortos de arranque, flexibilidad en la producción de gas y de dimensiones compactas [79].
- Lecho fluidizado.** La principal característica de este tipo de gasificadores es que en el sistema coexisten el combustible, el agente oxidante y un material inerte que provee inercia térmica al sistema. Si bien el combustible y el material inerte se encuentran en estado sólido, el pa-

so del agente oxidante fluidiza el lecho favoreciendo el desplazamiento del combustible en el lecho y promoviendo su contacto con el oxidante. El concepto básico del lecho fluidizado es la mejora de la transferencia de calor entre las partículas de combustibles para mejorar el proceso de gasificación. De esta forma el sistema puede operar bajo condiciones cercanas a temperatura constante. La temperatura del lecho dependerá del punto de fusión del material inerte, en general se encuentra entre 800 °C y 900 °C. La baja temperatura y los tiempos cortos de residencia hacen que el sistema no alcance el equilibrio químico. Por lo tanto el contenido de hidrocarburos en el gas, para el caso de lecho fluidizado es menor que el de lecho fijo [82].

Modelo de reacción simplificado del gasificador

Hay varias formas de modelar el comportamiento de un gasificador, que van desde un modelo multidimensional detallado que considere las ecuaciones de transporte de especies, de calor y cantidad de movimiento en conjunto con las ecuaciones de cinética química, hasta el modelo cero dimensional, que considera únicamente el equilibrio químico. Los modelos multidimensionales tienen buena precisión y describen en detalle el comportamiento del sistema, pero necesitan definir muchas variables y prácticamente hay que tener dimensionado todo el problema, como el tamaño, la geometría, los flujos, proporciones, composiciones, etc y los tiempos de cómputo son enormes. Por otro lado los modelos cerodimensionales, tienen en cuenta la física del problema y las principales variables que afectan el problema, por lo tanto las variables de entrada son mínimas y los tiempos de cómputo son considerablemente más bajos.

Dado que en este trabajo se intenta cuantificar el potencial energético de la biomasa, una aproximación razonable para caracterizar el gas producido por el gasificador será un modelo cero dimensional.

La composición del gas se obtiene a partir de las ecuaciones termoquímicas. Estas ecuaciones proveen el estado de equilibrio de las reacciones básicas involucradas en la gasificación, en función de los principales parámetros: presión, temperatura, humedad del combustible, exceso y tipo de combustible.

El modelo utilizado en este trabajo se basa en minimizar la energía de Gibbs. Se conoce como el modelo de Equilibrio no estequiométrico [1]. En este tipo de modelos no es necesario conocer los mecanismos de reacción particulares, dado que en el sistema reactivo el equilibrio se alcanza cuando la energía libre de Gibbs es mínima. La única variable de entrada es la composición elemental (conocida a partir del análisis último) y el estado termodinámico del gas. Una descripción detallada del método utilizado se puede encontrar en

Gordon y McBride [83].

La energía libre de Gibbs total de una mezcla gaseosa de N especies se puede escribir como,

$$G_{total} = \sum_{i=1}^N n_i \Delta G_{f,i}^{\circ} + \sum_{i=1}^N n_i RT \ln \left(\frac{n_i}{\sum n_i} \frac{P}{P_0} \right) \quad (4.37)$$

A partir del principio de conservación de la masa, se puede decir que la suma de los átomos del elemento j en cada especie i , será igual al total de átomos del elemento j obtenido mediante el análisis último de la biomasa. Esto se puede escribir de la siguiente forma,

$$\sum_{i=1}^N a_{i,j} n_i = A_j \quad (4.38)$$

donde $a_{i,j}$ es el número de átomos del elemento j -ésimo de la especie i -ésima y A_j es el número total de átomos del elemento j -ésimo que entra al reactor.

Por lo tanto, el problema es encontrar el valor de n_i que minimice G_{total} . Para resolver este sistema se utiliza el método de multiplicadores de Lagrange. Se define la función de L como,

$$L = G_{total} - \sum_{j=1}^K \lambda_j \left(\sum_{i=1}^N a_{i,j} n_i - A_j \right) \quad (4.39)$$

Donde K corresponde al número de átomos considerados en el sistema. El mínimo de la función 4.39 es un mínimo de la función 4.37 que cumple las condiciones impuestas en la Ecuación 4.38. Para determinar el mínimo se deriva la Ecuación 4.39,

$$\delta L = \left(\frac{\partial L}{\partial n_i} \right)_{T,P,\lambda_j,n_{j \neq i}} \delta n_i + \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} \right)_{T,P,n_i} \delta \lambda_j = 0 \quad (4.40)$$

Si se consideran las variaciones de δn_i y $\delta \lambda_j$ independientes, desarrollando a partir de la ecuación 4.39 y dividiendo por RT se tiene,

$$\left(\frac{\partial L}{\partial n_i} \right)_{T,P,\lambda_j,n_{j \neq i}} = \frac{\Delta G_{f,i}^{\circ}}{RT} + \sum_{i=1}^N \ln \left(\frac{n_i}{\sum n_i} \frac{P}{P_0} \right) + \frac{1}{RT} \sum_{j=1}^K \lambda_j a_{i,j} = 0 \quad (4.41)$$

Junto con las ecuaciones de balance 4.38,

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} \right)_{T,P,n_i} = \sum_{i=1}^N a_{i,j} n_i - A_j = 0 \quad (4.42)$$

Por lo tanto, definiendo adecuadamente las especies que intervienen se resuelve el sistemas de ecuaciones no lineal para n_i y λ_j (definido por las ecuaciones 4.41 y 4.42) y se obtiene la composición molar del gas a partir de los valores que cumplen el equilibrio termoquímico.

A diferencia de las reacciones de combustión, la gasificación no siempre alcanza el equilibrio químico, por lo tanto un análisis de la composición a partir del equilibrio químico es una aproximación gruesa, que servirá para tener una referencia inicial de la composición del gas. Para predecir con mayor exactitud, será necesario realizar un análisis que contemple al menos la cinética de las reacciones químicas que envuelven el proceso [1].

Balance de energía al gasificador

Para determinar la relación entre el producto de gasificación y la cantidad de biomasa necesaria para producirlo, se realiza un balance de energía de tal forma que la biomasa aporte el calor suficiente para mantener las condiciones de generación de gas en el gasificador.

Parabir Basu en [1] menciona que los niveles de dilución (λ) durante la operación en un gasificador estándar pueden estar cerca de, $\lambda = 0.25$ o bien $\phi = 4$. También menciona que, debido a que la lignina no gasifica bien a bajas temperaturas, los valores mínimos de temperaturas durante el proceso de gasificación se encuentran entre 800°C y 900°C, para el presente trabajo se establece la temperatura de 800°C como referencia. La temperatura de salida de un gasificador de corriente descendiente es aproximadamente de 700°C, mientras que para un gasificador de corriente ascendente puede bajar a 400°C.

En este trabajo el gas de gasificación se considera compuesto principalmente por, CH_4 , CO , CO_2 , H_2 , H_2O , N_2 . Considerando un origen de entalpías a $T=25^\circ C$ y agua en estado de vapor, un balance al sistema de gasificación se representa según la siguiente ecuación,

$$m_{b,1} [Q_{p,b}^i - Wh_{fg}] + Q = m_{b,1} G_g [h_{g,s} + Q_{p,g}^i] \quad (4.43)$$

donde $m_{b,1}$ es la masa de biomasa que se gasificará, Q_p^i es el poder calorífico inferior (puede ser de la biomasa, b , o los gases de gasificación, g), W es la humedad de la biomasa, Q es el calor necesario aportar al sistema, G_g es la masa de gas producida por unidad de biomasa seca y $h_{g,s}$ es la entalpía sensible

del gas a la salida (si el gasificador es de corriente ascendente se evalúa a 400°C, en cambio para gasificadores de corriente descendente se evalúa a 700°C).

En los casos en que no sea necesario aportar calor al sistema, este balance define la extracción de calor necesaria para que el sistema sea coherente y el mismo queda definido a partir de lo descrito en *Modelo de reacción simplificado del gasificador*, de la presente sección. En cambio cuando es necesario aportar calor al sistema, se asume que el aporte de calor se hace a partir de la quema de la propia biomasa en condiciones de combustión completa. El balance se puede escribir como,

$$m_{b,2} [Q_{p,b}^i - Wh_{fg}] = Q + m_{b,2} G_h h_{h,s} \quad (4.44)$$

donde $m_{b,2}$ es la masa de biomasa que se debe quemar, Q es el calor necesario aportar al sistema de gasificación (que se libera en la combustión), G_h es la masa de humos húmedos por unidad de biomasa seca y $h_{h,s}$ es la entalpía sensible del gas a la salida.

Si se define x como la fracción de biomasa a gasificar respecto al total de biomasa que entra al sistema,

$$x = \frac{m_{b,1}}{m_{b,1} + m_{b,2}} \quad (4.45)$$

combinando las ecuaciones 4.43 y 4.44 se puede despejar la relación de biomasa,

$$x = \frac{Q_{p,b}^i - Wh_{fg} - G_h h_{h,s}}{G_g [h_{g,s} + Q_{p,g}^i] - G_h h_{h,s}} \quad (4.46)$$

A partir de x se puede definir la fracción molar del gas de gasificación en la mezcla de gases de salida, y ,

$$y = \frac{xG_g}{xG_g + (1-x)G_h \frac{PM_g}{PM_h}} \quad (4.47)$$

donde PM_i es el peso molecular del compuesto i .

A partir de y se puede definir la composición del gas de salida,

$$\vec{X}_{gs} = y\vec{X}_g + (1-y)\vec{X}_h \quad (4.48)$$

donde \vec{X}_{gs} es la composición del gas de salida ($\vec{X}_{gs} = [CH_4, CO, CO_2, H_2, H_2O, N_2]$), \vec{X}_g es la composición del gas que se gasificó antes de mezclarse con los humos de la combustión ($\vec{X}_g = [CH_4, CO, CO_2, H_2, H_2O, N_2]$) y \vec{X}_h es la composición de los humos de la combustión, considerada completa ($\vec{X}_h = [0, 0, CO_2, 0, H_2O, N_2]$).

4.3.2. Motores de encendido por chispa

Los motores de combustión interna son quizás las máquinas térmicas más habituales y han jugado un papel dominante en el campo de la generación de potencia y de la propulsión, desde sus inicios en 1876.

El rendimiento térmico de estas máquinas trabajando de forma estacionaria suele rondar el 25-30 % para ciclos Otto alimentados a gasolina y 30-40 % para ciclos diesel alimentados con combustible diesel. Esto quiere decir que alrededor de un 70 % de la energía que entra con el combustible se pierde en el ciclo. Estos valores se incrementan cuando los motores trabajan en regímenes de funcionamiento no estacionario.

En la actualidad, el motor de combustión interna puede ser mucho más eficiente mediante la ayuda de un sistema de control adecuado [84]. En los últimos años los motores han incorporado una serie de componentes eléctricos y electrónicos, los cuales reducen las emisiones de especies nocivas y disminuyen el consumo de combustible.

En la presente sección se presentará una descripción del modelo termodinámico del ciclo Otto.

Para describir la evolución termodinámica del ciclo se utilizan modelos de Termodinámica de Tiempos Finitos (TTF). Ésta es una rama dentro de la Termodinámica Clásica del Equilibrio (TCE) que modela y optimiza las máquinas térmicas reales considerando explícitamente las principales irreversibilidades que afectan a su evolución. Se basa principalmente en modelar las ligaduras espacio-temporales asociadas a las diferentes fuentes de irreversibilidad, siempre existentes en las máquinas térmicas reales, mediante parámetros macroscópicos y optimizar una función adecuada con respecto a las variables características del problema. El modelo teórico que se desarrolla a continuación se basa en esencia en los trabajos de Angulo-Brown y otros [85–87], Calvo Hernández et al. [88–90] y Curto-Risso [91].

Ciclo Otto

El modelo irreversible que la TTF propone para un motor de encendido por chispa, toma como punto de partida el ciclo Otto reversible. En la figura 4.12 se representa el diagrama de la presión con respecto al volumen para un ciclo ideal superpuesto, a modo de ejemplo, con un ciclo simulado (considerado como real). El ciclo ideal está formado por dos procesos isócoros, combustión ($2 \rightarrow 3$) y enfriamiento ($4 \rightarrow 1$); y otros dos adiabáticos, compresión ($1 \rightarrow 2$) y carrera de potencia (expansión) ($3 \rightarrow 4$). Durante los procesos de admisión y escape

el trabajo que el sistema ejerce se supone nulo⁴.

El ciclo puede ser caracterizado geoméricamente por la relación de compresión, $r = V_1/V_2 = V_4/V_3 \geq 1$ y la razón entre la mínima y la máxima temperatura, $\tau = T_1/T_3 \leq 1$.

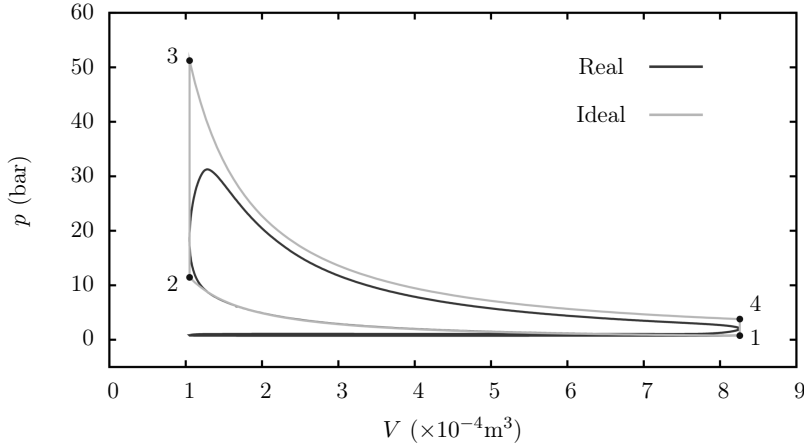


Figura 4.12: Diagrama presión-volumen, simulado (realista) e ideal, para un motor de ciclo Otto.

El trabajo del ciclo reversible se calcula, a partir de la definición de trabajo, de la siguiente manera:

$$|W_{\text{rev}}| = \oint p dV \quad (4.49)$$

que en este caso corresponde a

$$|W_{\text{rev}}| = \frac{p_4 V_4}{\gamma_b - 1} (r^{\gamma_b - 1} - 1) - \frac{p_1 V_1}{\gamma_u - 1} (r^{\gamma_u - 1} - 1) \quad (4.50)$$

Considerando el subíndice u para los gases previos a la combustión y b para los gases posteriores.

Otra forma de calcular el trabajo reversible del ciclo es a partir del primer principio de la termodinámica aplicado al ciclo.

$$|W_{\text{rev}}| = |Q_{23}| - |Q_{41}| \quad (4.51)$$

⁴Esta hipótesis es suficientemente realista, dado que la diferencia de presiones entre la admisión y el escape es muy pequeña.

donde Q_{23} corresponde al calor aportado al ciclo durante la combustión y Q_{41} al calor cedido durante el enfriamiento. El rendimiento termodinámico se calcula a partir del trabajo mediante la siguiente función:

$$\eta = \frac{|W_{\text{rev}}|}{|Q_{23}|} \quad (4.52)$$

Las capacidades caloríficas y los índices politrópicos son calculados a partir de un promedio sobre los intervalos de temperaturas considerados.

$$\bar{C}_{v,23} = \frac{1}{2} [C_{v,u}(T_2) + C_{v,b}(T_3)] ; \quad \bar{C}_{v,41} = \frac{1}{2} [C_{v,b}(T_4) + C_{v,u}(T_1)]$$

y

$$\bar{\gamma}_{12} = \frac{\bar{C}_{p,12}}{\bar{C}_{v,12}} = \frac{C_{p,u}(T_1) + C_{p,u}(T_2)}{C_{v,u}(T_1) + C_{v,u}(T_2)}$$

Los mismos tipos de promedios se aplican a los otros procesos.

En el presente trabajo se consideran tres fuentes de irreversibilidad:

- (i) El trabajo de las fuerzas de rozamiento asociadas a la dinámica del pistón.
- (ii) La transferencia de calor desde el fluido de trabajo a los alrededores a través de las paredes del cilindro
- (iii) Cualquier otra clase de irreversibilidad interna asociada al fluido de trabajo (viscosidad, turbulencia, combustión, etc.) que se supone disipada directamente a los alrededores [92].

Los indicadores principales que se consideran en TTF son la potencia P y el rendimiento, η . Para calcular ambos es necesario conocer previamente el trabajo real del ciclo. Si $|W_I|$ es el trabajo efectuado por el ciclo considerando únicamente las irreversibilidades internas, $|W_{\text{fric}}|$ el trabajo de las fuerzas de rozamiento y $|W_Q|$ la pérdida de trabajo asociada a la transferencia de calor, el trabajo real del ciclo es,

$$|W| = |W_I| - |W_{\text{fric}}| - |W_Q| \quad (4.53)$$

Para caracterizar e identificar con más claridad los términos de las pérdidas de trabajo debidas a las diferentes irreversibilidades, la ecuación (4.53) se escribe de la siguiente forma:

$$|W| = |W_{\text{rev}}| - |W_{\text{int}}| - |W_{\text{fric}}| - |W_Q| \equiv |W_{\text{rev}}| - \sum W_l \quad (4.54)$$

donde $|W_{\text{int}}|$ es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo con irreversibilidades internas, $|W_{\text{rev}}| - |W_I|$.

El rendimiento térmico del ciclo es,

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_{23}|} \quad (4.55)$$

con

$$|Q_{23}| = m(u_{s,3} - u_{s,2}) \quad (4.56)$$

donde u corresponde a la energía interna y el subíndice s representa a la componente sensible de la misma.

Nótese que según esta definición de rendimiento, la energía del combustible que no se quema y se libera a la atmósfera no afectaría al mismo. Para asignar un valor más realista se utiliza el rendimiento de conversión de combustible. Este se define como el trabajo realizado por el ciclo dividido la energía que entra al motor, que corresponde a la energía que entra con el combustible (masa de combustible por su poder calorífico).

$$\eta_f = \frac{|W|}{|E_f|} = \frac{|W|}{m_f Q_p^i} \quad (4.57)$$

La potencia se obtiene dividiendo el trabajo del ciclo por el tiempo de duración del mismo,

$$P = \frac{|W|}{t_{\text{ciclo}}} \quad (4.58)$$

Trabajo considerando irreversibilidades internas

Una forma de incluir las irreversibilidades internas cuando se evalúa la potencia del ciclo se basa en la idea de Özkaynak et al. [93, 94] y J. Chen [95] para ciclos de tipo Carnot. Si Q_L corresponde al calor liberado hacia una fuente externa fría a una temperatura T_L y Q_H al calor absorbido por el sistema desde una fuente externa caliente a una temperatura T_H , se puede escribir la desigualdad de Clausius como una igualdad mediante la incorporación de un término $I_R > 1$ de la siguiente manera,

$$I_R \frac{|Q_H|}{T_H} - \frac{|Q_L|}{T_L} = 0 \quad (4.59)$$

con,

$$\eta = 1 - I_R \frac{T_L}{T_H} = 1 - I_R \left(\frac{|Q_L|}{|Q_H|} \right)_{\text{rev}} = \frac{|W_I|}{|Q_H|_{\text{rev}}} \quad (4.60)$$

Por lo tanto, el trabajo realizado por el ciclo considerando irreversibilidades internas se puede escribir como $|W_I| = |Q_H|_{\text{rev}} - I_R|Q_L|_{\text{rev}}$. Aunque en los modelos que vimos en las secciones anteriores la absorción y cesión de calor entre el sistema y las fuentes externas no ocurren en condiciones isotermas (como en los de tipo Carnot), esta formulación ha sido extensamente utilizada en la literatura para estos modelos, tomando siempre I_R como un parámetro constante y fenomenológico [85, 90]. Angulo-Brown et al. [86] sostienen que para los ciclos Otto no endorreversibles, I_R puede ser interpretado como el cociente entre las capacidades caloríficas a volumen constante de los productos de combustión y los reactivos, $I_R = C_{v,b}/C_{v,u}$, debido a que la absorción y cesión de calor se producen en condiciones isócoras.

Unificando la notación, $|Q_L|_{\text{rev}} = |Q_{41}|$ para ciclos Otto, el trabajo del ciclo considerando únicamente las irreversibilidades internas es,

$$|W_I| = |Q_H|_{\text{rev}} - I_R|Q_L|_{\text{rev}} \quad (4.61)$$

donde $|Q_L|_{\text{rev}}$ en cada ciclo se obtiene a partir de la diferencia entre el calor cedido al sistema $|Q_H|_{\text{rev}}$ y el $|W_{\text{rev}}|$, según su modelo correspondiente.

Por lo tanto,

$$|W_I| = |Q_H|_{\text{rev}} - I_R(|Q_H|_{\text{rev}} - |W_{\text{rev}}|) \quad (4.62)$$

Un valor adecuado de I_R para motores de ciclo Otto es del entorno de 1.2.

Irreversibilidades asociadas a las fuerzas de fricción

No todo el trabajo transferido desde los gases contenidos en el cilindro hacia el pistón se transforma en trabajo utilizable en el motor. La porción de trabajo que no está disponible se denomina de forma genérica *trabajo de fricción*. Esta porción varía en función, entre otras cosas, de la carga externa y del diseño del motor, en un amplio intervalo desde un 10% en funcionamiento a plena carga a valores cercanos al 100% en ausencia de carga. Estas fuerzas de fricción afectan a todos los parámetros de salida del motor, en particular al par máximo obtenido y al consumo de combustible. El trabajo de fricción se disipa en forma de calor sobre el sistema de refrigeración, cuyo diseño depende, evidentemente de cómo sea éste. Un conocimiento al menos básico del trabajo de fricción es necesario para poder conocer el trabajo útil obtenible.

Formalmente se define el trabajo de fricción como la diferencia entre el trabajo realizado por el gas que realiza el ciclo cuando está dentro del cilindro, es decir, en las carreras de compresión y expansión, y el trabajo útil que se comunica al cigüeñal. Brevemente, se resumen a continuación las causas que provocan estas pérdidas de potencia:

- Introducir la mezcla en la cámara en la etapa de admisión y expulsar los residuos gaseosos en la etapa de escape requiere un trabajo denominado habitualmente de *bombeo*, W_p .
- El rozamiento mecánico entre todas las partes móviles del mecanismo, aunque esté lubricado, implica una pérdida de potencia, W_{rf} . Esta componente de fricción engloba el rozamiento del pistón con las paredes del cilindro, las fricciones en las válvulas, la unión del cigüeñal con la biela, etc.
- Todos los sistemas auxiliares, bombas de agua y de aceite, bomba de combustible, alternador, bombas secundarias para el control de emisiones consumen una parte del trabajo realizado por el gas, W_a .

El trabajo total de fricción es la suma de los anteriores:

$$W_{\text{fric}} = W_p + W_{rf} + W_a$$

Globalmente este trabajo total depende de la carga externa y aumenta con la velocidad angular, N .⁵

Los términos asociados a la fricción entre superficies dependen de la lubricación y, en concreto, del espesor de la capa de lubricante, pero de forma global son términos lineales en N , mientras que los términos asociados al bombeo provienen del paso de fluidos a través de orificios y de las consiguientes turbulencias, con lo que suelen ser cuadráticos en N . Es usual, entonces, encontrar en la literatura [96] fórmulas empíricas para W_{fric} con relaciones cuadráticas con la velocidad de giro.

Una correlación empírica que incluye términos de bombeo y que se adapta bien al comportamiento de motores de encendido por chispa (ciclo Otto) con volúmenes entre 845 y 2000 cm³, de cuatro cilindros, es la proporcionada por Barnes-Moss [97],

$$W_{\text{fric}} = V_d (C_1 + C_2 N + C_3 N^2) \quad (4.63)$$

donde V_d es el volumen máximo desplazado, en la que los coeficientes valen:

$$C_1 = 0.97$$

$$C_2 = 0.15 \times 10^{-3}$$

$$C_3 = 0.05 \times 10^{-6}$$

⁵Suele utilizarse el símbolo N cuando se refiere a la velocidad de giro expresada en revoluciones por minuto, rpm.

aunque algunas componentes dependen más bien de la velocidad media del pistón en la cámara que de la velocidad angular en sí. El resultado del trabajo es en *Watts*, el volumen desplazado debe estar en m^3 y para la correlación de Diesel, la carrera debe estar en m .

Irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor

La tasa de transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia los alrededores del motor a través de las paredes del cilindro, \dot{Q}_l , puede ser modelada de forma simple asumiendo una transferencia de calor convectiva [92],

$$\dot{Q}_l = \pi B h \left(\frac{B}{2} + x \right) (T - T_w) \quad (4.64)$$

donde T es la temperatura instantánea del fluido de trabajo dentro del cilindro, B es el diámetro interior del cilindro, h es el coeficiente de transferencia de calor y T_w la temperatura de pared. Este sencillo procedimiento permite estimar las pérdidas asociadas a la transferencia de calor a partir de un conjunto reducido de parámetros, entre los cuales se incluye el tiempo de duración del ciclo.

En particular, asumiendo que la principal transferencia de calor tiene lugar durante el período de la carrera de potencia y tomando valores promedio para la posición del pistón, \bar{x}_{34} y la temperatura del fluido, \bar{T}_{34} , se concluye que [92]:

$$\bar{Q}_l \simeq \pi h B \left(\frac{B}{2} + \bar{x}_{34} \right) (\bar{T}_{34} - T_w) t_{34} \quad (4.65)$$

donde t_{34} es el tiempo de duración de la carrera de potencia. Las pérdidas asociadas a la transferencia de calor se pueden representar mediante la ecuación $W_Q = \varepsilon \bar{Q}_l$, en la cual ε es un factor introducido por Mozurkewich y Berry [92] con el objetivo de cuantificar las pérdidas de calor en términos de trabajo. Generalmente se utiliza como un parámetro constante fenomenológico con un valor cercano al 10 %. Finalmente, asumiendo que t_{34} es 0.25 veces la duración del ciclo completo, t , según Mozurkewich [92], $|W_Q|$ viene dado por:

$$|W_Q| = \frac{\pi \varepsilon h B t T_3}{16} \left[B + \frac{V_0}{A_p} (1 + r) \right] \left(1 + r^{1-\gamma} - 2 \frac{T_w}{T_3} \right) \quad (4.66)$$

Validación del modelo de motor de combustión interna

Para validar el modelo se presentan tres motores de referencia que funcionan a diferentes niveles de potencia generada. Para ello se utilizan tres motores comerciales donde se conocen las principales variables de diseño y operación.

Tabla 4.3: Características de motores de referencia.

Motor	MAN	MWM	MWM
	E0836 LE202	TCG 2016 V8	TCG 2020 V20
Potencia (kW)	110	469	1.750
Combustible	CH_4 :60 %	CH_4 :50 %	CH_4 :50 %
	CO_2 :40 %	CO_2 :27 %	CO_2 :27 %
		N_2 :23 %	N_2 :23 %
Diámetro del pistón (mm)	108	132	170
Carrera del pistón (mm)	125	160	195
Relación de compresión	11:1	12:1	13,5:1
Velocidad de giro (rpm)	1500	1500	1500
Número de Cilindros	6	12	20
Dilución λ	1,4	1,44	1,57
Rendimiento del generador (%)	95,0	96,7	96,7

En la Tabla 4.3 se presentan las principales características de los motores de referencia.

En el modelo se ajustan los parámetros de irreversibilidades internas, se utiliza el modelo de fricción de Barnes y Moss [97] y los coeficientes de transferencia de calor de Calvo Hernández [88]. En la Tabla 4.4 se presentan los resultados del modelo en contraste con los valores del motor y su diferencia relativa para el motor de baja potencia. En la Tabla 4.5 se presentan los resul-

Tabla 4.4: Resultados del modelo aplicado al motor de baja potencia.

Motor	MAN	Modelo	Dif. (%)
	E0836 LE202		
Potencia (kW)	110	108,23	1,61
Rendimiento global	40,5 %	40,81 %	0,76
Flujo de mezcla fresca (kg/h)	520	519,91	0,02

tados del modelo en contraste con los valores del motor y su diferencia relativa para el motor de media potencia. En la Tabla 4.6 se presentan los resultados del modelo en contraste con los valores del motor y su diferencia relativa para el motor de alta potencia.

Los resultados presentados del modelo reflejan con buena precisión los valores de potencia y rendimiento, alcanzando diferencias inferiores al 2 % en

Tabla 4.5: Resultados del modelo aplicado al motor de media potencia.

Motor	MWM TCG 2016 V8	Modelo	Dif. (%)
Potencia (kW)	469	469,7	0,15
Rendimiento global	36,6 %	36,2 %	1,01
Flujo de mezcla fresca (kg/h)	2655	2614,3	1,53

Tabla 4.6: Resultados del modelo aplicado al motor de alta potencia.

Motor	MWM TCG 2020 V20	Modelo	Dif. (%)
Potencia (kW)	1.750	1.729,7	1,16
Rendimiento global	40,1 %	40,53 %	1,09
Flujo de mezcla fresca (kg/h)	9210	9295,3	0,93

la mayoría de los casos. Las diferencias de los valores estimados de gasto de mezcla fresca son inferiores al 3 % para todos los casos estudiados.

Capítulo 5

Resultados del potencial energético

Una vez estudiadas las diferentes tecnologías aplicables a la generación de energía eléctrica a partir de biomasa y desarrollados los modelos para cada una de estas, se utilizan estos para determinar el potencial energético de cada una de las biomásas cuantificadas y caracterizadas.

5.1. Disponibilidad de biomasa y tecnologías aplicables

En el Capítulo 2 se realizó un estudio detallado de la disponibilidad de una serie de biomásas residuales, así como su estacionalidad y distribución geográfica. Como resumen del mismo, en la Tabla 5.1 se presentan estos principales resultados. En cuanto a la disponibilidad de biomasa, se destacan los rastrojos de soja y trigo, los cuales se generan en momentos diferentes del año (otoño y verano respectivamente) y presentan un solape en varios departamentos (litoral oeste y centro del país). En orden descendiente de cantidad de biomasa generada, continúan los rastrojos de maíz, sorgo y cebada, los cuales también se generan en verano u otoño y también se concentran mayoritariamente en el oeste y centro del país. En cuanto a los residuos de la producción de vino, se obtienen los orujos y escobajos en otoño, pero en lo que refiere a cantidad generada, es de mayor relevancia las podas de estos cultivos, las cuales se realizan en invierno. Los viñedos se concentran principalmente en la zona sur del país.

Por la magnitud de la biomasa aprovechable generada, las biomásas estudiadas en este trabajo se pueden dividir en dos grupos, por un lado los rastrojo

(gran escala) y por otro los orujos y podas, tanto de vid como de olivo (pequeña escala). Otras biomásas estudiadas pero que no fue posible cuantificarlas son el switchgrass, caña silvestre y las algas de la Laguna del Diario.

Tabla 5.1: Disponibilidad de biomásas, estacionalidad y distribución geográfica de las biomásas.

Biomasa	Disp. anual (T - b.s.)	Estacionalidad	Distr. geográfica
O.A.	9.000	Invierno	E+C
P.O.	10.350	Invierno	E+C
O.U.B.	160	Otoño	S+C
O.U.T	4.550	Otoño	S+C
E.U.	850	Otoño	S+C
P.V.	11.850	Invierno	S+C
R.M.	400.265	Otoño	S.O.+C
R.Sr.	288.671	Otoño	SO+NO+C+E
R.T.	1.398.841	Verano	SO+C
R.C.	213.263	Verano	SO+NO+C
R.Sj.	1.880.031	Otoño	SO+C+NO
Swch.	-	Otoño y primavera	-
C.S.	-	Otoño y primavera	-
Algas	-	Primavera/verano	Maldonado

Sur (S): Montevideo, Canelones; Centro (C): Florida, Durazno;
 Suroeste (SO): San José, Colonia, Flores, Soriano, Río Negro;
 Noroeste (NO): Paysandú, Salto, Artigas; Norte (N): Tacuarembó, Rivera;
 Este (E): Maldonado, Rocha, Lavalleja, Treinta y Tres, Cerro Largo [98].

En cuanto a las tecnologías aplicables para generar energía eléctrica a partir del uso de biomasa, según se describió en el Capítulo 4, los rangos de potencia que se adecúan mejor a cada tecnología son los siguientes:

- EFGT: 50 kW a 1.800 kW
- ORC: 500 kW a 8.000 kW
- Rankine convencional: 6 MW a 150 MW
- MCI (gasificación): 100 kW a 2.000 kW

5.2. Cálculo de potencial energético

Como metodología general, según la escala considerada para cada tecnología, se definen parámetros de operación acordes a las mismas y se estudia

la capacidad de generación de potencia eléctrica de cada biomasa según su disponibilidad anual, tanto a nivel país como por regiones donde las mismas se concentran. Para ciertos casos, también se consideran mezclas de biomásas representativas de los cultivos que se encuentran en distintos departamentos.

Para todas las biomásas estudiadas, cuando se consideran tecnologías de quema directa, se define una humedad máxima del 40 % en base total. Dicho valor se encuentra dentro de los rangos empleados para la combustión directa en las distintas tecnologías [52, 59, 71]. Por lo tanto, para las biomásas que presenten una humedad mayor al 40 %, se supondrá que se cuenta con algún sistema de secado tal que se alcanza el límite propuesto. Los valores empleados de humedad total se resumen en la Tabla 3.3.

Con motivo de poder determinar un consumo anual de biomasa, según las distintas tecnologías, es necesario definir un tiempo de operación anual. En particular para plantas operando con el ciclo ORC se tiene normalmente un funcionamiento de 7200 horas al año (300 días) [59], lo cual resulta en un factor de utilización del 82 %. Se observa que para las distintas tecnologías, a medida que se consideran sistemas de generación de mayor escala, dicho factor aumenta por encima del 90 % [68]. Sin embargo, como aproximación conservadora y considerando el funcionamiento integral de la planta, se asume para todas las tecnologías y rangos aplicados un funcionamiento anual de 7200 hs.

La composición elemental de cada biomasa, presentada en la Tabla 3.4, es utilizada para resolver la combustión de las mismas, obteniendo la composición de los humos a partir de la relación aire-combustible y el equilibrio químico. Estos resultados, junto con los poderes caloríficos (según Tabla 3.6) se utilizan para resolver el balance de energía que involucra la reacción del combustible. La temperatura de fusión de cenizas es utilizada en algunas simulaciones para limitar la temperatura de llama adiabática que se puede alcanzar para la tecnología en cuestión.

5.2.1. Ciclo Rankine Orgánico

Las plantas que operan en base al ORC son relativamente novedosas, pero dicha tecnología ya se considera madura y comercialmente disponible. A continuación se estudia la posibilidad de aplicar dicho ciclo para el rango de potencias considerado en la Sección 5.1, con las biomásas estudiadas en el presente trabajo.

Parámetros del ciclo

Un aspecto muy estudiado por diversos autores es el fluido de trabajo óptimo a emplear cuando se tiene biomasa como combustible. A pesar de que se ha demostrado que con fluidos como Tolueno, Decano, CicloHexano y Etil-Benceno se obtienen mejores rendimientos [64, 66], en la actualidad el fluido más usado en la mayoría de las plantas a biomasa es el Octametiltrisiloxano (OMTS) [66, 99]. Por lo tanto, se opta por utilizar OMTS como fluido de trabajo.

Además se fija la presión y temperatura a la entrada de la turbina (P_2 y T_2 respectivamente, según lo indicado en la Figura 4.4(a)) y la temperatura de condensación T_l . El fluido elegido presenta una temperatura crítica de $291^\circ C$, para operar en forma subcrítica, como los ciclos ORC usuales, la temperatura de evaporación debe ser menor a la crítica y por lo tanto la presión correspondiente P_2 está limitada. Considerando que el aceite térmico empleado como fluido intermedio generalmente no puede exceder una temperatura máxima de $315^\circ C$ [100], la temperatura de entrada a la turbina también presenta un máximo para que dicho intercambio de calor con el aceite sea físicamente posible. Con estas consideraciones e imponiendo un sobrecalentamiento de $5^\circ C$, se obtienen parámetros dentro de los rangos usualmente considerados [64, 99];

$$T_2 = 285^\circ C, \quad P_2 = 11,95 \text{ bara}$$

En cuanto a la temperatura de condensación, diversos autores [64, 101] establecen un mínimo en la presión del condensador para sistemas ORC, por motivos tecnológicos y constructivos, de $0,05 \text{ bara}$. La temperatura de saturación, correspondiente a dicha presión, para el fluido OMTS es $66,6^\circ C$. Dado que esta temperatura es lo suficientemente elevada para poder intercambiar calor con la fuente fría, se asume la temperatura de condensación del ciclo $T_l = 66,6^\circ C$.

Siguiendo las configuraciones típicas de los sistemas ORC [100, 102] y aprovechando las ventajas que permite la utilización de un fluido orgánico, se emplea un intercambiador de calor interno a modo de recuperador de calor y aceite térmico como fluido intermedio, según se muestra en la Figura 4.4(a). Además no se consideran recalentamientos intermedios en la expansión.

A partir de las hipótesis mencionadas, y asumiendo rendimientos isentrópicos de 85% y 75% para la turbina y bomba respectivamente, así como un rendimiento de conversión electro-mecánica de 90% [59], se obtienen los puntos de funcionamiento del ciclo presentados en la Tabla 5.2. En cuanto a la combustión se fija un exceso del 50% , acorde a los distintos tipos de quemadores empleados para biomasa [52] y para el sistema ORC en particular.

Tabla 5.2: Puntos del ciclo termodinámico considerado

	1	1'	Evap.	2	3	3'	4
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	67,2	194,2	280,0	285,0	226,4	77,2	66,6
Presión (bar)	11,95	11,95	11,95	11,95	0,05	0,05	0,05

Notación corresponde a los puntos definidos en la Figura 4.4

Tabla 5.3: Parámetros de funcionamiento del ciclo termodinámico, específicos al fluido de trabajo

Rendimiento Ciclo (%)	Calor Útil (kJ/kg)	Calor Condensador (kJ/kg)
27,2	283,6	204,3

Calor Útil según se define en la Ecuación 4.23 y *Calor Condensador* = $h_{3'} - h_4$

Resultados

Referido exclusivamente al ciclo, dado que los parámetros del mismo se fijan para todas las potencias y biomásas estudiadas, los puntos característicos de éste, mostrados en la Tabla 5.2, se mantienen constantes. Por lo tanto, los resultados específicos del ciclo termodinámico también son constantes. En particular se tiene que la temperatura de los humos en la chimenea resulta en $T_{ch} = 300^{\circ}\text{C}$, según lo definido en la Ecuación 4.16. Otros resultados de la simulación que son de interés, son el rendimiento del ciclo, el calor útil (aporte de calor necesario) y el calor cedido en el condensador por unidad de masa del fluido de trabajo. En la Tabla 5.3 se muestran estos resultados. Además, cada $1,0\text{MW}_e$ generados, es necesario un flujo másico del fluido OMTS de $\dot{m}_{ft} = 14,5\text{kg/s}$, siendo dicho valor proporcional a la potencia generada.

Si se considera el empleo de cada biomasa de forma independiente y utilizando estas a nivel país, o sea, considerando la cantidad generada (y disponible) en todo el territorio, solamente cuatro biomásas son acordes a los rangos de potencia estipulados para esta tecnología. Estas biomásas son los orujos de uva y aceituna, así como las podas de vid y olivos, las cuales tienen un potencial de generación de 650 kW , 1.400 kW , 1.550 kW y 1.450 kW respectivamente. El rendimiento de la generación de energía eléctrica a partir de ORC con estas biomásas se encuentra entre $17,2\%$ y $19,6\%$ respecto al PCI.

Los rastrojos de cultivos cerealeros, al considerar su uso a nivel nacional, la potencia que se podría generar excede ampliamente la escala considerada para esta tecnología. Por lo tanto, el uso de esta tecnología con los rastrojos debe ser nucleando la producción de estos en zonas reducidas. En la Tabla 5.4

Tabla 5.4: Consumo de biomasa seca anual para la generación de 1,0 MWe con ORC durante 300 días.

Biomasa	Consumo (T/año)	Rendimiento (%)
O.A.	6.447	17,2
P.O.	7.185	18,1
O.U.B.	7.281	17,3
O.U.T	7.388	17,4
E.U.T	8.544	17,2
P.V.	7.592	18,7
R.M.	8.177	18,0
R.Sr.	8.594	19,5
R.T.	8.062	19,5
R.C.	7.828	19,6
R.Sj.	7.195	19,5
Swch.	7.756	19,4
C.S.	8.544	18,3
Algas	10.434	16,6

se presentan los cálculos de consumo anual de biomasa necesario para generar 1,0 MW_e , así como el rendimiento global del sistema.

A partir de la superficie plantada de cada cultivo en cada departamento y el rendimiento de cada uno de ellos, como se muestra en el Capítulo 2, es posible calcular la capacidad de generación por departamento y cultivo. En este sentido, los rastrojos de soja, que a nivel país son los más abundantes y presentan los menores consumos específicos, son el rastrojo con rendimientos por hectárea más bajo. De este modo, la superficie necesaria para producir 1,0 MW_e a partir de rastrojos de soja es del orden de 3.100 ha . Los departamentos con mayor capacidad de generación son Soriano (78 MW), Río Negro (53 MW), Colonia (30 MW) y Paysandú (28 MW).

El siguiente rastrojo en disponibilidad es el de trigo, para el cual cosechando el 65% de rastrojo de 3.000 ha es posible generar 1,0 MW_e a partir de un sistema ORC. Para el cultivo de trigo, los departamentos con mayor potencial son Soriano (52 MW), Río Negro (33 MW) y Colonia (29 MW). Con generación sensiblemente inferior se encuentran los rastrojos de maíz, sorgo y cebada. Para estos, la superficie necesaria para producir 1,0 MW_e es de 1.500 ha , 2.100 ha y 2.500 ha respectivamente.

Como fue mencionado anteriormente, este ciclo termodinámico requiere de

una fuente fría para la extracción de calor en la etapa de condensación. Para el fluido de trabajo utilizado y según los parámetros del ciclo estipulados, se requiere una extracción de calor del orden de tres veces la potencia eléctrica generada. Esto se observa en la Tabla 5.2, donde el rendimiento del ciclo (independiente del rendimiento del generador de vapor y el generador eléctrico) es de 27,2%. La diferencia entre este valor y el rendimiento global del sistema (entre 17,2 y 19,6%) se debe a las pérdidas de energía en los humos ($T_{ch} = 300^{\circ}C$) y a las pérdidas en el generador eléctrico (considerando con un rendimiento de 90%). Por lo tanto, para mejorar el rendimiento del ciclo se puede actuar sobre el desempeño del generador eléctrico, mejorar los sistemas de intercambio de calor para disminuir la temperatura de escape de los humos o cambiar el fluido de trabajo para mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico. En el criterio de elección del fluido de trabajo también se deben contemplar otros factores, como por ejemplo impactos ambientales y de seguridad en la operación.

5.2.2. Ciclo Rankine Clásico

A continuación se estudia el potencial de generación de potencia mediante el Ciclo Rankine Clásico, en los rangos de potencias mencionados en la Sección 5.1 y para las biomazas estudiadas. La principal diferencia del Ciclo Rankine Clásico con el ORC, es que el primero emplea agua como fluido de trabajo. Esto trae como consecuencia la utilización de configuraciones diferentes y rangos de capacidad de generación distintos. A continuación se especifican las hipótesis efectuadas y los principales parámetros del ciclo.

Parámetros del ciclo

El ciclo de vapor considerado se esquematiza en la Figura 4.3, donde se asume la expansión en dos etapas con recalentamiento intermedio, siendo ésta la configuración más usual en plantas de generación de potencia que operan bajo esta tecnología. Siguiendo lo desarrollado en la Sección 4.1.3, para determinar termodinámicamente el ciclo, es necesario definir la presión y temperatura a la entrada de la primer turbina, así como la presión de expansión de la primer etapa (P_2 , T_2 y P_{3_1} respectivamente, según se indica en la Figura 4.3(a)). Al igual que para el ciclo ORC, los parámetros P_2 y T_2 son característicos de la turbina considerada. Debido al gran rango de potencias que abarca el ciclo de vapor, que se traduce en tamaños muy diferentes de turbinas, se definen dichos parámetros para cuatro turbinas específicas, las cuales son usualmente empleadas en plantas a biomasa [53] y que abarcan los rangos de potencia estudiados (ver Tabla 5.5). En todos los casos el punto definido mediante P_2 y

T_2 corresponde a vapor sobrecalentado a la salida del generador de vapor. En cuanto a la expansión en la primer turbina, no se encuentra en la literatura un criterio definido para fijar la presión $P_{3'_1}$ a la salida de esta. Sin embargo, un valor representativo de diversas plantas de generación eléctrica existentes es que $P_{3'_1}$ sea aproximadamente un 30 % de P_2 , por lo cual se emplea dicha relación para definir $P_{3'_1}$.

Con respecto a la presión de condensación del ciclo de vapor, se tiene en cuenta que la temperatura de saturación correspondiente permita el intercambio de calor con las fuentes frías usualmente empleadas, como agua proveniente de ríos u otros cursos naturales o torres de enfriamiento. Es por esto que dicha temperatura se define $T_4 = 50^\circ C$, lo cual corresponde a una presión de saturación de 0,12 *bara*, estando por encima del mínimo tecnológico en condensadores de 0,05 *bara* [64,101]. Se asumen rendimientos isentrópicos de 85 % y 75 % para la turbina y la bomba respectivamente, y un rendimiento de conversión electro-mecánica de 90 % [59].

Para la combustión, siguiendo los valores usuales según los distintos tipos de hogares y sistemas de quema usuales para biomasa en plantas de generación eléctrica [52], se define un exceso del 50 % para todas las biomásas estudiadas.

Resultados

Una vez fijada la presión y temperatura del vapor sobrecalentado (datos extraídos del catálogo de turbinas de Siemens [53]) y el resto de los parámetros del ciclo como se mencionó anteriormente, se determinan el rendimiento del ciclo termodinámico, el flujo másico de vapor por MW_e generado, el calor útil, el calor a extraer en el condensador y la calidad del vapor al finalizar las etapas de expansión. Estos resultados se presentan en la Tabla 5.5, junto con la temperatura de humos en la chimenea. En todos los casos, luego de la primer etapa de expansión, se tiene vapor sobrecalentado (punto $3'_1$). Se observa que la calidad del vapor luego de la segunda expansión es del entorno del 95 %, valor usual para este tipo de ciclos. El rendimiento del ciclo termodinámico, bajo las condiciones en que fue modelado, presenta resultados entre 35,5 y 37,8 %.

Debido al rango de potencias en el que es usual trabajar con el ciclo Rankine a vapor de agua, solamente los rastrojos generan suficiente cantidad de biomasa para operar en estas condiciones. Según se aprecia en la Tabla 5.6, a nivel país se tiene un potencial total superior a 700 *MW* considerando los rastrojos generados por los cinco cultivos en cuestión, donde prácticamente la mitad corresponde a los rastrojos de soja (340 *MW*), seguido por los rastrojos de trigo (225 *MW*). El rendimiento general que se obtendría en este sistema, bajo las consideraciones antes mencionadas, es entre 23,0 % y 25,6 % respecto

Tabla 5.5: Principales características del ciclo de vapor considerado según el rango de potencia estudiado

Modelo Turbina	SST-111	SST-150	SST-300	SST-600
Rango Potencia (MW)	6 - 12	12 - 20	20 - 50	100 - 150
P_2 (bar)	130	103	120	165
T_2 (°C)	530	505	520	565
η_{ciclo} (%)	36,6	35,5	36,2	37,8
\dot{m}_{ft}/MW_e ($kg.s^{-1}/MW_e$)	0,8456	0,8831	0,8596	0,8015
Q_{util} (kJ/kg)	3628,0	3576,5	3606,5	3705,7
$Q_{condens}$ (kJ/kg)	2278,1	2282,9	2278,2	2282,8
Calidad χ_3	0,956	0,959	0,957	0,958
T_{ch} (°C)	350,9	333,2	344,7	369,9

Los puntos mencionados corresponden a lo definido mediante la Figura 4.3.

η_{ciclo} se define mediante la Ecuación 4.8.

Q_{util} se define según la Ecuación 4.19 y $Q_{condens} = h_3 - h_4$.

χ_3 es la calidad a la salida de la última turbina (punto 3).

T_{ch} es la temperatura de humos a la salida de la caldera según se define en la Ecuación 4.16.

al PCI¹. Se observa que las biomásas con menor contenido de humedad presentan mejores rendimientos. Una alternativa para aumentar este rendimiento es disminuir la temperatura de los humos, los cuales sobrepasan los 330°C (según se definió en la Ecuación 4.16). Para disminuir esta temperatura se puede recurrir a economizadores o precalentadores de aire en el generador de vapor, los cuales no fueron contemplados en el modelo.

Considerando un planta que genere 10 MW_e durante 300 días al año y con

¹PCI: Poder calorífico inferior en base seca.

Tabla 5.6: Potencial de generación de energía eléctrica a partir de ciclo Rankine clásico.

Biomasa	Potencia (MW)	Rendimiento (%)
R. Soja	340	25,6
R. Trigo	225	25,6
R. Maíz	63	23,6
R. Cebada	35	25,1
R. Sorgo	42	23,0

la finalidad de visualizar el requerimiento de biomasa para operar la misma, se calcula la superficie necesaria donde se debe cosechar el rastrojo para satisfacer dicha demanda. De esta forma, considerando cada rastrojo de forma independiente, son necesarias 24.000 *ha* de soja, 23.000 *ha* de trigo, 11.300 *ha* de maíz, 25.500 *ha* de cebada o 17.000 *ha* de sorgo. Esto equivale a radios de acción² entre 6 y 9 km dependiendo del cultivo.

Se estudia también la alternativa de realizar mezclas de las diferentes biomásas para contemplar la estacionalidad de los cultivos y teniendo en cuenta también que en cada región no se encuentra únicamente un tipo de cultivo, sino que es una mezcla de los diferentes tipos. Además difícilmente la tierra se encuentre totalmente cultivada, lo que genera una densidad de cultivos (o factor de ocupación del suelo) que también es contemplada. De este modo se estudia en primer lugar la densidad de ocupación de los cultivos cerealeros en los principales departamentos, concentrándose éstos en el litoral oeste y centro del país (Soriano, Río Negro, Colonia, Paysandú, Flores y Durazno). Esta densidad de cultivos se calcula como el cociente entre la superficie ocupada por los cultivos cerealeros dividido la superficie total de cada departamento. A su vez, para cada departamento, partiendo de la superficie plantada por cada tipo de cultivo y la generación de rastrojo para cada uno de ellos, se determina una biomasa promedio, donde se calculan sus propiedades (poder calorífico, contenido de cenizas, humedad, composición elemental) y la generación de esta mezcla por hectárea. En la Tabla 5.7 se resumen las diferentes mezclas por departamento, el factor de ocupación del suelo y la producción de rastrojo de cada mezcla³.

Como se explica más adelante, en el Capítulo 6, para el ciclo Rankine clásico, existe una distancia máxima de transporte de la biomasa, desde el punto de vista económico, que se ve afectada por diversos parámetros y varía según el departamento y características de la biomasa. A continuación, a modo de comparación y como valor representativo, se calcula el potencial de generación de una planta que nuclee los rastrojos generados en un radio de 7,5 km⁴, lo cual corresponde a una región de 17.640 ha. Al ser un radio de cobertura relativamente pequeño, para el cálculo del potencial de generación, se considera que en esta región el factor de ocupación del suelo es de 100 %. En estas condiciones, es posible generar entre 7,6 y 9,1 MW_e , dependiendo la mezcla de cultivos de cada departamento, con rendimientos cercanos al 25 % (ver Tabla 5.8). La diferencia entre los departamentos se debe a la cantidad de biomasa generada

²Radio de acción considerando la tierra 100 % cultivada en dicha superficie

³Producción de rastrojo considerando la cosecha del 65 % del total de rastrojo generado

⁴Considerándose la mezcla de rastrojos en las proporciones de la Tabla 5.7

Tabla 5.7: Mezclas de rastrojo por departamento, cantidad generada por hectárea y factor de ocupación del suelo.

Depto.	Maíz	Sorgo	Trigo	Cebada	Soja	Rastrojo (T/ha)	Factor de ocupación
Soriano	9,8 %	5,0 %	34,3 %	4,8 %	46,0 %	2,81	46,9 %
Río Negro	11,9 %	6,4 %	31,7 %	4,3 %	45,7 %	2,89	33,9 %
Colonia	10,8 %	4,7 %	39,1 %	9,4 %	35,9 %	2,86	30,6 %
Paysandú	6,7 %	8,7 %	32,7 %	12,0 %	39,9 %	2,77	13,8 %
Flores	-	6,0 %	46,9 %	-	47,1 %	2,54	23,4 %
Durazno	17,0 %	8,4 %	20,5 %	-	54,0 %	3,05	8,9 %
Florida	-	17,7 %	-	-	82,3 %	2,56	4,1 %
San José	17,2 %	-	50,2 %	-	32,6 %	3,03	11,4 %
Rocha	-	26,8 %	-	-	73,2 %	2,71	2,6 %

en dicha superficie y las variaciones en las propiedades de cada combustible según sea la mezcla de rastrojos considerada.

5.2.3. Turbina de gas de combustión externa

Las turbinas de combustión externa (EFGT) presentan una opción de generación de energía eléctrica a pequeña o micro escala, según el rango de potencias mencionado en la Sección 5.1. Para estudiar su desempeño con las biomásas de este trabajo, a continuación se detallan las hipótesis realizadas y principales parámetros del ciclo.

Parámetros del ciclo

De las posibles configuraciones entre número de etapas de compresión y expansión posible, se opta por trabajar con dos etapas de compresión, con enfriamiento intermedio (intercooler), y una única etapa de expansión, por lo que $N_c = 2$ y $N_t = 1$ según la notación empleada en la Sección 4.2.2 y la Figura 4.9. Esta selección es debido a que un aumento de etapas de expansión disminuye el rendimiento (según el modelo desarrollado) y si bien un aumento en la cantidad de etapas de compresión aumenta dicho rendimiento, complejiza el sistema, lo que puede derivar en costos tecnológicos mayores [76, 77].

Además, para definir el ciclo termodinámico es necesario determinar la temperatura a la entrada de la turbina T_3 y la relación de compresión de cada compresor r_c . Por un lado la temperatura T_3 presenta un máximo de 800°C

Tabla 5.8: Resultados de generación de energía eléctrica a partir de ciclo Rankine clásico para un radio de 7,5km y factor de ocupación del suelo de 100 %.

Departamento	Consumo (T - b.s.)	Potencia (MWe)	Rendimiento (%)
Soriano	49.687	8,4	24,9
Río Negro	51.135	8,6	24,9
Colonia	50.535	8,4	24,9
Paysandú	48.911	8,2	24,9
Flores	44.845	7,6	25,1
Durazno	53.943	9,1	24,8
Florida	45.256	7,9	24,9
San José	53.507	8,9	24,9
Rocha	47.869	8,2	24,7

debido a la integridad de los álabes de las turbinas empleadas (por su tamaño pequeño no se justifica el uso de álabes refrigerados), y además la fuente caliente (gases de combustión a T_{ad}) que permite alcanzar T_3 también está limitada por la máxima temperatura que soporta el HTHE [72]. Por otro lado, debido a las altas temperaturas que se pueden alcanzar en la cámara de combustión es necesario considerar la temperatura de fusión de cenizas de la Tabla 3.11, en particular la temperatura de deformación DT . Como criterio conservador se estipula que la temperatura de llama adiabática calculada (definida mediante la Ecuación 4.14) sea siempre menor que la temperatura DT de cada biomasa. Esto significa que la temperatura de entrada a la turbina T_3 será 800°C si se verifica que T_{ad} es menor a DT y caso contrario se buscará la mayor temperatura T_3 que resulte en la igualdad entre T_{ad} y DT (el rendimiento y potencia del ciclo aumenta con temperaturas de entrada a la turbina mayores [71]). En la Tabla 5.9 se muestra la diferencia entre las temperaturas DT y T_{ad} .

En cuanto a la relación de compresión de cada compresor r_c , se observa que junto con T_3 , tienen una fuerte influencia sobre el rendimiento del ciclo [70], y en particular para una temperatura T_3 dada, existe un valor óptimo de r_c que maximiza el rendimiento [76, 77]. Por lo tanto, para cada T_3 se maximiza el rendimiento variando la relación de compresión de cada compresor, las cuales oscilan entre 1,9 y 2,1.

Para terminar de definir el ciclo también se fijan los rendimientos isentrópicos de los compresores y turbina, como 76,8 % y 82,6 % respectivamente [70]. En el intercambiador de calor de alta temperatura se fija una eficiencia, según la Ecuación 4.30, de $\varepsilon_{HE} = 0,8$. Dicho valor es representativo de los estudiado

para turbinas de combustión externa de $100kW_e$ y se extiende a todo el rango de potencias estudiado⁵.

Resultados

Esta tecnología, donde el rango de aplicación de cada unidad se encuentra entre 50 y 1.800 kW comienza a ser aplicable a potencias menores que las tecnologías ya estudiadas, por lo que abarca mayor cantidad de biomásas potencialmente utilizables. De esta forma puede ser utilizado el escobajo de uva como combustible independiente, el cual en las otras tecnologías no alcanzaba la cantidad mínima necesaria. Con esta biomasa es posible generar una potencia del orden de 100 kW . En orden ascendente le continúan los orujos de uva (650 kW), orujo de aceituna (1.400 kW), poda de olivo (1.550 kW) y poda de vid (1.700 kW), considerando la disponibilidad de biomasa a nivel nacional. Los rendimientos del ciclo para estas biomásas oscilan entre 16,5% y 20,7%, donde los rendimientos menores pertenecen a las biomásas más húmedas. Al igual que para el ORC, considerando el rastrojo a nivel país se excede ampliamente la potencia máxima de las EFGT. Estas biomásas pueden ser utilizadas con esta tecnología agrupando la cosecha de superficies menores. El potencial de cada biomasa es presentado en la Tabla 5.9, junto con otros parámetros del ciclo como temperaturas características y relación de presiones. Debido al rango de aplicación de las EFGT, una estrategia de uso de las mismas es la generación de energía eléctrica para autoconsumo.

Para el orujo de uva la temperatura T_3 límite es $730^\circ C$, para el escobajo de uva, orujo de aceituna y rastrojo de maíz $700^\circ C$ y por último en $670^\circ C$ para el rastrojo de cebada. Esto es debido a las bajas temperaturas de fusión de cenizas de estas biomásas. El resto de las biomásas estudiadas puede ser utilizada con T_3 igual a $800^\circ C$. Las variaciones en el rendimiento de las EFGT observadas en la Tabla 5.9, en parte está asociado a esta limitante en la temperatura.

La temperatura de humos de escape es superior a $290^\circ C$ para todas estas biomásas, alcanzando valores del orden de $370^\circ C$. Desde el punto de vista del intercambio de calor, esta temperatura tiene un límite inferior en el HTHE, donde debe ser mayor a la temperatura del aire a la salida de la etapa de compresión T_2 (para las relaciones de compresión empleadas, T_2 varía entre $105^\circ C$ y $119^\circ C$). Para reducir esta temperatura y consecuentemente poder

⁵Debido a que el modelo presentado define un parámetro K para un intercambiador dado, que contempla variaciones en el flujo pero entorno a un punto de trabajo definido, al variar las potencias consideradas y por ende el flujo de aire en magnitudes considerables, asumir una eficiencia constante es análogo a redefinir dicho parámetro para trabajar siempre con la eficiencia mencionada.

Tabla 5.9: Parámetros del ciclo EFGT y su potencial de generación de energía eléctrica.

Biomasa	Pot (kWe)	Rend (%)	T_3 (°C)	$DT - T_{ad}$	r_c	T_{ch} (°C)
O.A.	1.400	17,3	697	0	1,9	314
P.O.	1.550	19,8	800	355	2,1	368
O.U.	650	17,6	734	0	2,0	340
E.U.	95	16,6	707	0	1,9	327
P.V.	1.700	20,7	800	263	2,1	361
R.M.	47.000	17,9	703	0	1,9	313
R.Sr.	36.000	19,5	800	78	2,1	374
R.T.	190.000	21,6	800	4	2,1	354
R.C.	25.000	18,4	670	0	1,9	290
R.Sj.	290.000	21,6	800	356	2,1	353

reducir la temperatura de escape, se debe aumentar las etapas de compresión con enfriamiento intermedio. Otra alternativa es utilizar estos gases a alta temperatura para alimentar otro ciclo (ciclo combinado), lo cual se estudia a continuación.

5.2.4. Ciclo Combinado: EFGT + ORC

Teniendo en cuenta que la temperatura de escape de los humos de las turbinas de gas es generalmente elevada, se estudia la configuración de un ciclo combinado utilizando una turbina de gas de combustión externa como *topping*.

Debido al rango de potencias disponibles de las turbinas de combustión externa, siendo $1,8 MW_e$ la potencia máxima que se puede generar por cada unidad con dicha tecnología, es mediante un ciclo ORC la única opción factible a usar como ciclo *bottoming*, ya que presente niveles de potencia similares y la energía de los gases de escape de la EFGT puede ser suficiente para ser aprovechada. Por lo tanto, se considera la configuración EFGT + ORC. Se estudian las Podas de Olivo y de Vid por tener un potencial cercano a $1,8 MW_e$ y no tener limitadas las temperaturas T_3 debido a problemas de fusión de cenizas (lo cual implica temperaturas de chimeneas relativamente altas). También son considerados los rastrojos de Sorgo, Trigo y Soja por igual razón, pero en este caso limitando la potencia a $1,8 MW_e$.

Como resultado, para las biomásas estudiadas, considerando la configuración de la EFGT planteada en la Sección 5.2.3, así como los parámetros de

Tabla 5.10: Parámetros del Ciclo Combinado para el rastrojo de Sorgo, con los aportes de cada parte del ciclo por separado

C.C.		EFGT			ORC
Pot (MW)	Rend (%)	Pot (MW)	Rend (%)	T_{ch} (°C)	Pot (MW)
2,34	23,2	1,8	17,9	405	0,54

relación de compresión y T_3 mostrados en la Tabla 5.9, se determina que la energía disponible en los gases de escape de una EFGT no es suficiente para alcanzar la potencia mínima propuesta para los ciclos ORC (500kW). Esto se debe a que las temperaturas de escape (T_{ch}) no son lo suficientemente elevadas. El rastrojo de Sorgo es la biomasa que alcanza una mayor potencia del ciclo *bottoming* (ORC), correspondiente a 297kW. De todos modos no es suficiente para considerar la implementación de dicha tecnología.

Dado que las temperaturas T_{ch} no son lo suficientemente altas para posibilitar este tipo de Ciclo Combinado, se estudia una configuración donde la compresión de la EFGT se realiza en una sola etapa, sin intercooler, lo cual disminuye el rendimiento individual de la EFGT [76], pero genera temperaturas mayores a la salida del intercambiador de calor externo, lo cual puede ser positivo para el ciclo combinado en su totalidad. Para las biombras mencionadas anteriormente y con $T_3 = 800^\circ C$, se determina la relación de compresión que optimiza el rendimiento del ciclo Brayton con la configuración propuesta, siendo dicha relación $r_c = 3,3$. Por otro lado, se verifica que la temperatura de llama adiabática alcanzada sea inferior a la temperatura de deformación de cenizas DT . Los parámetros usados para el ciclo ORC son los ya especificados en la Sección 5.2.1. En estas condiciones, se determina que la única biomasa que permite alcanzar los límites de potencia propuestos para el ORC es el Rastrojo de Sorgo. En la Tabla 5.10 se detallan las características del Ciclo Combinado alcanzado para el Rastrojo de Sorgo, donde el rendimiento total del ciclo combinado apenas supera el 23% y se obtiene una potencia de 2,3 MW.

Según los resultados obtenidos, bajo las condiciones en las que fue modelado, este tipo de ciclo combinado no es una alternativa llamativa.

5.2.5. Motor de combustión interna con Gasificación

Gasificación

A continuación se expresan los resultados obtenidos de la gasificación de las distintas biombras, según se desarrolla en la Sección 4.3.1. Cabe destacar que, a

diferencia de lo realizado para las tecnologías de combustión directa, donde se fija un límite para el contenido de humedad de las biomásas, en la gasificación se considera la humedad total original de éstas (Tabla 3.3). Para todos los casos se define una riqueza $\phi = 4$, además se asume una temperatura durante el proceso de gasificación $T_g = 800^\circ C$ y con la finalidad optimizar el proceso de gasificación se define una temperatura de salida de los gases $T_s = 370^\circ C$. Estos parámetros son coherentes con la operación típica de gasificadores de corriente ascendente [21].

La composición del gas obtenido a partir de cada biomasa se presenta en la Tabla 5.11. Se observa gran presencia gases inertes (N_2 , H_2O y CO_2), donde los gases combustibles representan entre 20 y 50% aproximadamente, principalmente compuestos por CO y H_2 . Los resultados de composición obtenidos a partir del modelo difieren respecto a los valores de la bibliografía [21], donde las principales diferencias se observan en el contenido de metano. Los gases generados a partir del switchgrass y los rastrojos de trigo, cebada y soja presentan los poderes caloríficos más elevados (superiores a $6,0 MJ/Nm^3$), siendo en particular el rastrojo de soja junto con el switchgrass los que tienen mayor poder calorífico. Los poderes caloríficos de los gases resultantes de la gasificación concuerdan con valores constatados en la bibliografía de biomásas similares [21], encontrándose a modo de comparación que los poderes caloríficos de la gasificación de madera (60% *Eucalyptus*), pellets de bagazo de caña de azúcar y rastrojo de alfalfa son $6,8 MJ/Nm^3$, $6,4 MJ/Nm^3$ y $5,5 MJ/Nm^3$ respectivamente. En cuanto a los orujos, a pesar de ser las biomásas que cuentan con los mayores poderes caloríficas en base seca, debido al gran contenido de humedad que poseen el gas resultante no presenta buenos resultados.

Para contemplar posibles mezclas de biomásas y así tener en cuenta el hecho que en una misma región existen diversos cultivos, se realiza, al igual que en la Sección 5.2.2, un estudio con mezclas de rastrojos representativas por departamentos. La proporción de cultivos considerada en cada departamento, con su rendimiento medio, es la expresada en la Tabla 5.7. A partir de dicha distribución de rastrojos, y con las hipótesis de gasificación ya mencionadas, se estudia el gas generado a partir de estas mezclas, cuyo resultado se expresa en la Tabla 5.12. Como era de esperarse, al considerar mezclas de rastrojos, el gas resultante presenta valores muy similares entre los distintos departamentos, manteniéndose la relación entre la proporción de rastrojo considerada y el poder calorífico del gas generado de cada rastrojo en forma independiente. De esta forma se tiene que la mezcla que presenta mejores resultados es la de Flores, que cuenta con la mayor proporción de rastrojos de Trigo y Soja (siendo éstos los que presentan mejores resultados en su gasificación). Por otro

Tabla 5.11: Resultados de la gasificación para las distintas biomásas.

Biomasa	%CH ₄	%CO	%CO ₂	%H ₂	%H ₂ O	%N ₂	PCI (MJ/Nm ³)
O.A.	0,00	4,96	16,33	14,48	15,01	49,23	2,19
P.O.	0,02	18,27	9,78	24,47	8,68	38,76	4,96
O.U.B.	0,00	3,81	17,75	13,07	19,54	45,83	1,89
O.U.T.	0,01	9,45	14,68	19,98	15,78	40,10	3,35
E.U.	0,00	1,72	21,56	8,05	21,08	47,60	1,09
P.V.	0,05	23,74	8,16	22,18	4,40	41,47	5,41
R.M.	0,02	21,65	9,81	24,70	10,35	33,48	5,41
R.Sr.	0,02	18,58	11,26	23,54	10,28	36,32	4,90
R.T.	0,05	28,39	5,55	23,59	4,26	37,92	6,15
R.C.	0,05	27,25	6,17	24,31	5,09	37,13	6,08
R.Sj.	0,06	28,34	5,02	24,43	4,00	38,15	6,24
Swch.	0,06	28,69	5,43	23,78	4,16	37,89	6,21
Madera (60% <i>Eucalyptus</i>) [21]	4,9	17,1	-	12,0	-	-	6,8
Bagazo [21]	5,0	19,2	-	4,7	-	-	6,4
R. de alfalfa [21]	6,1	14,8	-	10,7	-	-	5,6

Las composiciones de los gases son expresadas en fracción molar (V/V)

PCI: Poder calorífico inferior a presión constante del gas

lado, las mezclas con mayor cantidad de Sorgo, como la considerada en Rocha, presentan menor poder calorífico (coherente con el bajo poder calorífico del gas de gasificación del Sorgo.)

Motor de combustión interna

Para los gases generados a partir de las diferentes biomásas (Tabla 5.11), se considera su utilización en tres motores de combustión interna con potencias nominales⁶ de $110kW_e(MC1)$, $470kW_e(MC2)$ y $1.750kW_e(MC3)$ respectivamente, siendo en dichos rangos donde la utilización de biomasa en MCI mediante gasificación es usualmente considerada. En la Tabla 4.3 se detallan los datos técnicos de los motores considerados, a partir de los cuales se realizan las simulaciones, según lo desarrollado en la Sección 4.3.2.

Potencial de generación eléctrica

Se determina la potencia que se obtendría a partir de los tres motores mencionados y las biomásas con mejores desempeños en la gasificación. Además se

⁶Potencias nominales al utilizarse con biogas.

Tabla 5.12: Resultados de la gasificación de mezclas de rastrojos por departamento.

Depto.	%CH ₄	%CO	%CO ₂	%H ₂	%H ₂ O	%N ₂	PCI (MJ/Nm ³)
Soriano	0,05	27,34	7,25	24,62	5,19	35,55	6,13
Río Negro	0,05	27,00	7,47	24,62	5,39	35,46	6,09
Colonia	0,05	27,33	7,30	24,64	5,30	35,37	6,13
Paysandú	0,05	27,61	6,76	24,78	5,61	35,19	6,18
Durazno	0,05	26,24	7,93	24,57	5,73	35,49	5,98
Flores	0,06	28,10	6,74	24,51	4,65	35,94	6,22
Florida	0,05	26,32	7,66	24,56	5,25	36,16	5,99
San José	0,05	27,50	7,26	24,59	5,31	35,28	6,15
Rocha	0,04	25,16	8,41	24,40	5,81	36,17	5,83

Las composiciones de los gases son expresadas en fracción molar (V/V)

PCI: Poder calorífico inferior a presión constante del gas

analizan los consumos de biomasa y las superficies de plantación necesarias para el abastecimiento los mismos. Al igual que para las tecnologías anteriores, se asume un funcionamiento anual de 7200hs. En la Tabla 5.13 se muestran el potencial de generación eléctrica de los distintos rastrojos y del switchgrass, siendo éstos los que presentan mejores resultados de la gasificación. Las superficies necesarias para abastecer los distintos consumos son calculadas a partir de los rendimientos de generación de cada biomasa, según se mencionan en el Capítulo 2, siempre asumiendo como aprovechable un 65 % del rastrojo generado.

Dentro de los resultados obtenidos, se destacan los rendimientos del sistema (Gasificador + MCI), superando el 30 %. En estas condiciones, esta tecnología de conversión es la que presenta mejores rendimientos (ver Tabla 5.13). En cuanto a las superficies necesarias para el abastecimiento de combustible de este sistema, el rastrojo de maíz es el que presenta mejor relación potencia/superficie, seguido por el switchgrass. Se observa que en los rangos de potencia en que esta tecnología es aplicable, las disponibilidad de rastrojos excede ampliamente las necesidades para la operación de la misma. Por lo tanto, es coherente suponer superficies completamente cultivadas para el cálculo de superficie necesaria (factor de ocupación 100 %). Para el rastrojo de Soja, que es en general el cultivo más abundante en los departamentos donde éste se encuentra, con un radio de 3,1 km es posible cosechar biomasa con el potencial de generar 1,7 MWe durante 300 días. Desde el punto de vista de la microgeneración, un radio de 0,76 km de cultivo de soja tiene un potencial de

Tabla 5.13: Potencial de generación eléctrica mediante gasificación de los distintos rastrojos y switchgrass

Biomasa		<i>MC1</i>	<i>MC2</i>	<i>MC2</i>
R.M.	Potencia (kW_e)	94	447	1.603
	Rendimiento ⁷ (%)	30,8	29,7	31,6
	Consumo (T - b.h.)	629	3.121	10.512
	Sup. Neces. (ha)	82,0	406	1.366
R.Sr.	Potencia (kW_e)	90	429	1.540
	Rendimiento (%)	31,0	29,9	31,8
	Consumo (T - b.h.)	632	3.136	10.588
	Sup. Neces. (ha)	110	544	1.836
R.T.	Potencia (kW_e)	99	471	1.684
	Rendimiento (%)	31,8	30,6	32,6
	Consumo (T - b.h.)	530	2.631	8.845
	Sup. Neces. (ha)	179	886	2.977
R.C.	Potencia (kW_e)	98	470	1.678
	Rendimiento (%)	31,1	30,0	31,9
	Consumo (T - b.h.)	530	2.629	8837
	Sup. Neces. (ha)	155	768	2.583
R.Sj.	Potencia (kW_e)	99	475	1.697
	Rendimiento (%)	32,0	30,9	32,8
	Consumo (T - b.h.)	480	2.380	7.997
	Sup. Neces. (ha)	183	908	3.052
Swch.	Potencia (kW_e)	99	473	1.689
	Rendimiento (%)	32,5	31,4	33,3
	Consumo (T - b.h.)	507	2.513	8.447
	Sup. Neces. (ha)	92,0	455	1.530

Rendimiento: Potencia eléctrica referido al consumo de biomasa y su PCI previo a la gasificación

producir aproximadamente 100 kW, siendo necesario para las restantes biomásas una superficie menor (0,51 km de radio para el maíz). Teniendo en cuenta que todas las cantidades mencionadas refieren a un uso anual de biomasa, si se considera la rotación de suelos y la posibilidad de usar rastrojos de verano (como el trigo o cebado) e invierno (soja, maíz o sorgo), las superficies necesarias para igual generación de potencia se reducen considerablemente. A priori, estos resultados muestran que la gasificación de biomasa para su quema en motores de combustión interna representan una buena opción tanto para la microgeneración descentralizada y autoconsumo como para la generación de pequeña escala (hasta 2MW) por los buenos rendimientos alcanzados.

En cuanto a las podas, se tiene que para las podas de Vid se necesitan aproximadamente 2,8 ha de superficie plantada por cada kW de potencia instalada, mientras que para las podas de olivo aproximadamente 4,0 ha por kW, obteniéndose rendimientos referidos al PCI entre 30% y 33%. En particular, para una producción a nivel de microgeneración de 100 kWe, se tiene un consumo anual en base seca de 440 T y 415 T de podas de vid y de olivos, respectivamente. Para los orujos, tanto de uva como de aceituna, se obtienen peores resultados en comparación con las biomásas ya analizadas, debido a la baja calidad del gas generado. Para generar 100 kWe se tiene un consumo anual en base seca de 470 T para el orujo de uva tinto y 466 T para el orujo de aceituna, con rendimientos de 27,4% y 23,8%.

Con respecto a las mezclas de rastrojos por departamento consideradas en la Tabla 5.7, y al gas de gasificación para cada caso (Tabla 5.12), se tiene que para todos los departamentos se alcanza un rendimiento de conversión de combustible muy similar, entre 33,3% y 34,0%, para los parámetros del motor de alta potencia MC3. En cuanto al consumo de biomasa, se tiene que las superficies necesarias para la producción de 1,7MWe tampoco presentan grandes variaciones entre las mezclas consideradas, variando entre 2.430 ha y 2.930 ha (superficies correspondientes a las mezclas de los departamentos de Durazno y Flores respectivamente).

Capítulo 6

Estudio de viabilidad económica preliminar

En el presente capítulo se realiza un estudio simplificado inicial de la viabilidad económica que tendría la generación de energía eléctrica a partir de las diferentes tecnologías que se estudiaron en este trabajo, considerando las biomásas estudiadas de forma independiente y en mezclas, así como un estudio de sensibilidad respecto a algunos parámetros como el valor de la energía eléctrica, el valor de la biomasa residual en el campo y una serie de costos de logística asociados al proceso. Específicamente se determina la distancia máxima admisible para igualar todos los costos del proceso con el precio de la energía eléctrica. Para una eventual toma de decisiones en la evaluación de este tipo de proyectos, se debe realizar un estudio económico exhaustivo, el cual excede los objetivos del presente trabajo.

6.1. Caso de estudio

El caso de estudio se define para los rastrojos de los cultivos cerealeros como una mezcla de estos según la dispersión que presentan en el Departamento de Soriano, que es el que presenta mayor producción de estos cultivos. La mezcla considerada se muestra en la Tabla 5.7.

Logística del combustible

La biomasa, antes de ser utilizada como combustible en el sistema de generación, requiere de una serie de etapas previas (cosechar, recolectar, acondicionar, extraer, cargar, transportar, etc.), las cuales tienen muchas variables,



Figura 6.1: Logística de la recolección, acondicionamiento y transporte de la biomasa.

dependen del producto a recolectar, su formato y disposición entre otras. Considerando posibles mezclas de biomásas, de forma simplificada se puede estimar que las etapas necesarias para los rastrojos de los cultivos cerealeros son las siguientes:

- Cosecha de los rastrojos
- Enfardado
- Transporte de los fardos hasta el acopio
- Acopio de fardos
- Carga de fardos al camión
- Transporte de fardos a la planta
- Desenfardado y trituración
- Movimientos dentro de la planta

Estas etapas en la logística del combustible se esquematizan en la Figura 6.1

Costos

Cada etapa del proceso tiene asociado su respectivo costo. Para comparar los diferentes costos, estos se parametrizan a una tonelada de biomasa seca. Para la estimación de cada costo se utilizan los valores presentados por Martelli et al. [103]. Se opta por la alternativa de utilizar fardos cuadrados debido a que el costo logístico total es menor (comparado con el redondo). En primer lugar se tiene el costo de la biomasa en el campo, o sea, el valor que le designe el productor comparado con otras alternativas que tenga según la biomasa. Considerando que se parte de residuos de biomasa, se estima que el costo de ésta no supera 10 USD/T. La primer etapa del proceso es la recolección de la biomasa del campo y su posterior enfardado, lo cual se estima en 16 USD/T. Luego estos fardos deben ser transportados hasta el acopio (4,5 USD/T). El acopio presenta un costo de 2,5 USD/T, además la biomasa al degradarse con el tiempo reduce su poder calorífico y por lo tanto pierde valor (2,5 USD/T). La carga de los fardos al camión se estima en 2,5 USD/T. A su vez, el transporte presenta un costo fijo de 10 USD/T y un costo variable de 0,2 USD/T.km (ver Tabla 6.1).

Además de los costos de la logística del combustible y el precio del mismo, se debe considerar el costo de la instalación de la planta, la cual se estima en 2.500.000 USD/MW. Para los cálculos de viabilidad se determina una amortización en 20 años, lo que equivale al 5% anual del costo de la instalación y se considera una operación de 300 días al año. Dentro de los costos operativos de la planta, se estima que el costo del combustible alcanza el 80% del total, donde el otro 20% corresponde a mantenimiento, operarios, etc.

Cálculo de distancia máxima

Considerando las estimaciones mencionadas anteriormente, se determina la distancia máxima desde el campo a la planta de generación, de forma tal que se contemplan todos los costos detallados, y se asume la venta de energía eléctrica a 100 USD/MW.h, con una ganancia del 10%. De este modo, como se esquematiza en la Tabla 6.1, la distancia máxima para una mezcla de rastrojos, en las condiciones del departamento de Soriano y para un rendimiento de generación eléctrica del 25%, es de 7,5 km. Esta distancia es altamente dependiente de variaciones en todas las variables, lo cual se estudia a continuación. De todos modos, este planteo es la base para un estudio en profundidad de cada uno de los costos, determinando la viabilidad en diferentes escenarios.

Tabla 6.1: Caso de estudio del análisis de distancia máxima

Item	Valor	Unidad
Precio de Energía Eléctrica	100	USD/MW.h
PCI biomasa (Mezcla rastrojos)	17.472	kJ/kg
Rendimiento de la planta	25,0	%
Consumo de biomasa (b.s.)	0,824	T/MW.h
Costo instalación planta	2.500.000	USD/MW
Amortización Anual	5,0	%
Operación de la planta	300	Días
Costo amortización	17,4	USD/MW.h
Ganancia propietario	10	%
Costo máximo operativo de planta	72,6	USD/MW.h
Costo operativos - Combustible	80	%
Costo máximo de biomasa en planta	70,5	USD/T
Valor biomasa en suelo	10	USD/T
Costo cosecha y enfardado [103]	16	USD/T
Costo fijo del transporte [103]	10	USD/T
Costo variable del transporte [103]	0,2	USD/T.km
Acopio (Transporte, pérdidas y carga) [103]	12	USD/T
Chipeado de fardos	15	USD/T
Costos movimientos biomasa en planta	6	USD/T
Distancia Máxima	7,5	km

6.2. Estudio de sensibilidad

Una vez definida la distancia, se estudia la sensibilidad de la ganancia respecto a algunos parámetros que eventualmente podrían variar. Estos parámetros son el precio de la energía eléctrica, el rendimiento del ciclo (modificando la tecnología), los días que la planta opera durante el año, el valor de la biomasa en el campo y la biomasa en cuestión (variando sus propiedades, principalmente el PCI). De este modo se mantienen constantes respecto al caso de estudio inicial el costo de la inversión y su amortización, los costos de cosecha, enfardado, acopio, transporte y procesamiento antes de ser utilizado¹, ya mencionados en la Tabla 6.1.

Variaciones del precio de la energía eléctrica

El precio de venta de la energía eléctrica es uno de los principales factores a tener en cuenta para la viabilización de un proyecto de generación. Considerando la misma mezcla de rastrojos que en el caso de estudio, así como la distancia transportada, tecnología de generación y demás parámetros, las ganancias se hacen nulas cuando el precio de la energía eléctrica se reduce a 90 USD/MW.h. Considerando que en el Uruguay a otras fuentes de energía se les paga del orden de 60 USD/MW.h, el hecho de que a precios menores que 90 USD/MW.h es totalmente inviable la generación eléctrica, es una limitante para el empleo de estas biomásas residuales.

Modificando además el rendimiento de la generación, el precio mínimo de la energía eléctrica varía. Por ejemplo, con tecnologías como ORC o EFGT donde el rendimiento es del orden de 19 % utilizando rastrojos, se requiere un precio de 113 USD/MW.h para alcanzar una ganancia nula y 126 USD/MW.h para sobrepasar el 10 % de ganancia. Considerando estos precios elevados, estas tecnologías pueden ser utilizadas como forma de autogeneración, por ende reducir o evitar la compra de energía eléctrica. Como referencia se puede tomar el costo del MW.h para grandes consumidores (GC1), el cual varía entre 57 y 313 USD desde el horario valle a punta, donde el promedio ponderado por las horas es de 126 USD/MW.h. Bajo estas hipótesis, es posible instalar una planta para autogeneración con 19 % de rendimiento y obtener un 10 % de ganancia respecto al precio de compra. En caso de implementarse un sistema de cogeneración, esta configuración aumenta sensiblemente su rentabilidad. En caso de alcanzar rendimientos del orden de 30 %, las ganancias aumentan

¹Los costos de logística del combustible dependen del tipo de biomasa, pero un análisis de estas variaciones excede el foco del presente trabajo.

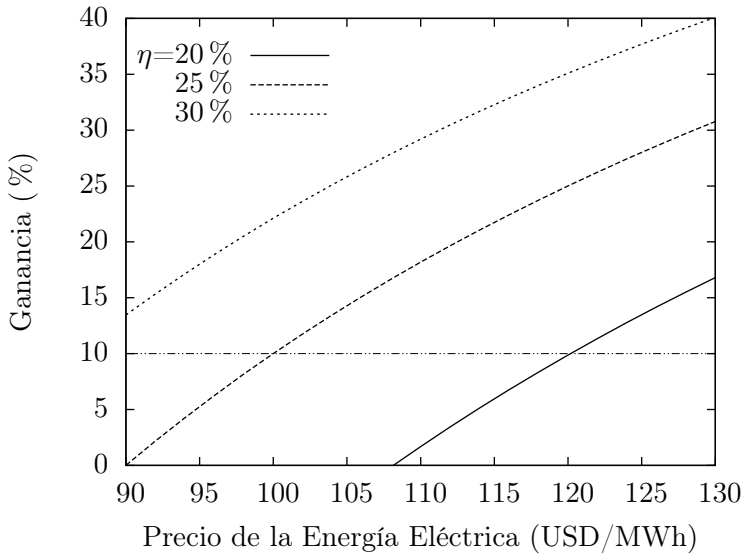


Figura 6.2: Variación del porcentaje de ganancia en función del precio de la energía eléctrica.

significativamente, siendo superiores al 13% con precios de 90 USD/MW.h (ver Figura 6.2).

Variación en los días de operación de la planta

La cantidad de días que opere la planta por año influye, para los cálculos realizados, en el costo que significa la amortización de la instalación por unidad energética generada. Esta variación se manifiesta solamente con un aumento de un punto porcentual si se aumenta de 300 a 320 días de operación (ver Figura 6.3).

Variación en el valor de la biomasa en el campo

El valor de la biomasa residual en el campo está relacionado con otros usos que se le pueda dar a la misma, como por ejemplo protección del suelo² o alimento animal (enfardado o directamente del campo). A su vez, en caso de ser valiosa como combustible, es de esperar que para el productor agrícola esa biomasa deje de tener valor nulo. En el caso de estudio, ésta se consideró con

²Para todos los cálculos se estima un porcentaje de cosecha del rastrojo de 65%, quedando en el campo el restante 35%.

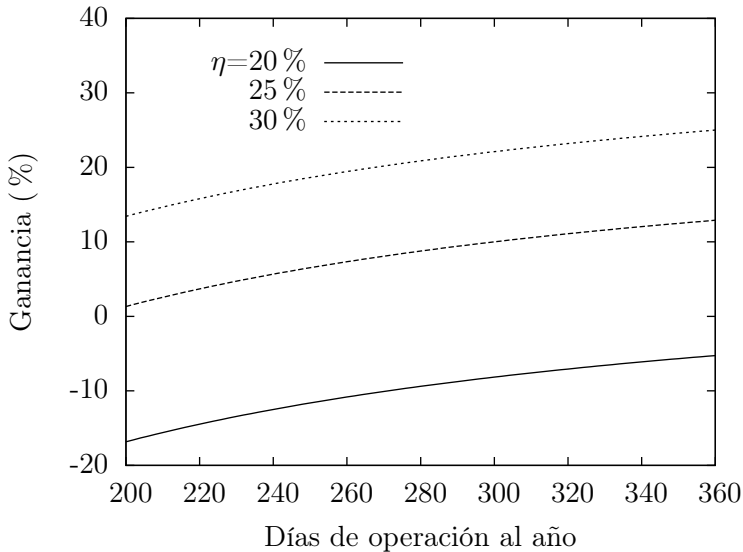


Figura 6.3: Variación del porcentaje de ganancia en función de los días de operación.

un costo de 10 USD/T (b.s.). Considerándola sin valor inicial, la ganancia en la generación de energía eléctrica aumenta a 20%. Por el contrario, si el productor agrícola pretende un ingreso de 20 USD/T, la ganancia en la generación eléctrica se vuelve nula.

Variación en la distancia recorrida

Como se vio anteriormente, la distancia de transporte de la biomasa hasta la planta es un factor determinante en la viabilidad de este tipo de proyectos. En las condiciones del caso de estudio, la ganancia disminuye de 11,6% a 5,4% aumentando la distancia desde 0 km a 30 km. Una disminución de un punto porcentual del rendimiento de la planta (25 a 24%) se refleja en tres puntos porcentuales de disminución de la ganancia en el mismo intervalo de distancias (5,4% a -1,3% respecto a 0 y 30 km). Otro hecho que influye en la distancia de transporte es la producción de biomasa por hectárea. Es de esperar que con producciones mayores se requiera de un radio menor para suministrar la planta, pero otros factores son influyentes al modificar la biomasa, como se muestra a continuación.

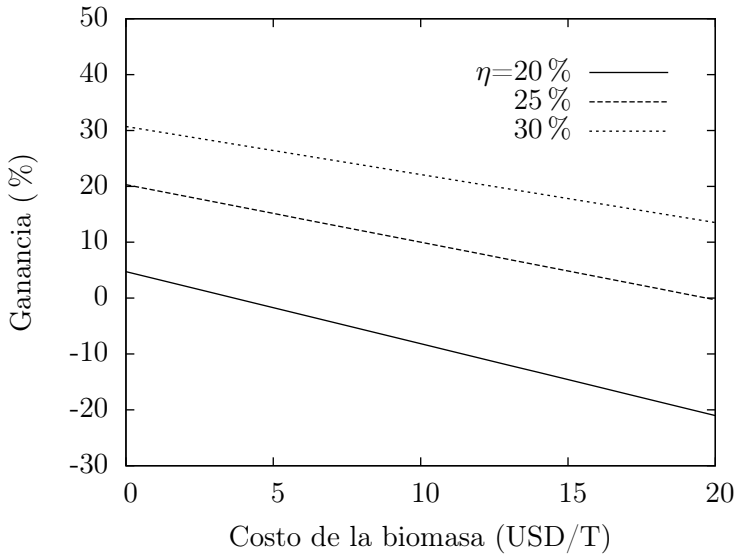


Figura 6.4: Variación del porcentaje de ganancia en función del costo de la biomasa.

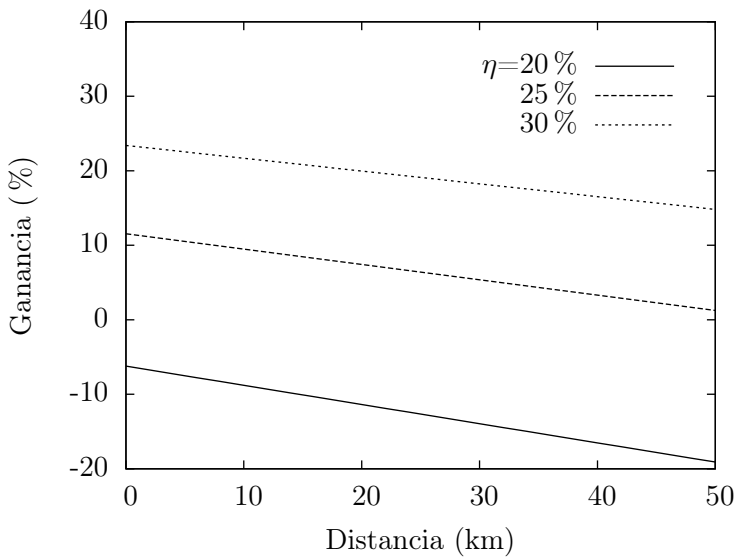


Figura 6.5: Variación del porcentaje de ganancia en función de la distancia recorrida.

Dependencia con la biomasa

Se analiza las variaciones de superficie necesaria y ganancia para los rastrojos de los cinco cultivos estudiados. En este análisis, los parámetros que varían según la biomasa son el poder calorífico (Tabla 3.6), el rendimiento de la planta considerando un ciclo Rankine Clasico (Tabla 5.6), y la generación de rastrojo por hectárea (Tabla 2.2-2.6). Si bien al variar la disponibilidad de rastrojo por hectárea es de esperar variaciones en los costos de logística por tonelada seca, esto no es contabilizado y se asumen constantes para todos los rastrojos. A fin de comparar los resultados para las diferentes biomásas, se considera una planta con potencia de generación de 8,0 MWe.

Tabla 6.2: Comparación de ganancia según biomasa - Producción de 8,0 MWe.

Item	Soja	Maíz	Trigo	Cebada	Sorgo
Precio de E.E. (USD/MW.h)	100	100	100	100	100
PCI biomasa (kJ/kg)	18.454	17.154	16.486	16.914	16.711
Rendimiento de la planta (%)	25,6	23,6	25,6	25,1	23,0
Consumo de biomasa (T/MW.h)	0,762	0,889	0,853	0,848	0,937
Distancia de Transporte (km)	7,9	5,3	7,7	8,1	6,7
Superficie de Cosecha (ha)	19.359	8.825	18.627	20.612	13.893
Producción de rastrojo (T/ha)	2,273	5,761	2,630	2,383	3,899
Cantidad de rastrojo (T)	43.998	50.839	48.980	49.116	54.169
Valor biomasa en suelo (USD/T)	10	10	10	10	10
Costo transporte (USD/T)	11,6	11,1	11,5	11,6	11,3
Costo biomasa en planta (USD/T)	70,6	70,1	70,5	70,6	70,3
Costo operativo total (USD/MW.h)	67,2	77,9	75,2	74,9	82,3
Ganancia (%)	15,4	4,76	7,43	7,78	0,30
Ganancia (USD/año)	890.228	272.282	426.403	450.864	17.154

En estas condiciones, si bien la distancia de recolección es mayor para los rastrojos de soja, trigo y cebada, la diferencia en los rendimientos obtenidos en la Sección 5.2.2 hacen que la soja sea el cultivo con mejores márgenes de ganancia (15,4%). En el otro extremo se encuentra el rastrojo de sorgo (0,3%). Una comparación completa de los resultados se presenta en la Tabla 6.2. En caso de considerarse los costos de cosecha y enfardado por hectárea y no solamente por tonelada procesada, los resultados pueden variar apreciablemente.

6.3. Análisis general para otros departamentos

A continuación se realiza un análisis análogo al presentado en la Sección 6.1, en cuanto a la máxima distancia a la planta que hace económicamente viable la generación eléctrica, para los principales departamentos que presentan mayor producción de cultivos cerealeros. Se considera una mezcla de rastrojos de dichos cultivos, representativa de las distribución de los mismos según cada departamento, como se muestra en la Tabla 5.7, y se asume un rendimiento de la mezcla³ como el promedio ponderado de los rendimientos de los distintos cultivos para cada departamento.

Fijando todos los costos definidos en la Tabla 6.1, así como igual precio de venta de la energía eléctrica, días de operación anual de la planta y su amortización que se detallan en dicha tabla, se calcula la distancia máxima para la mezcla resultante de cada departamento. Para esto se considera el poder calorífico inferior a presión constante de dicha mezcla (*PCI*), y la tecnología que asegura un mayor rendimiento en función de la distancia hallada. Esto último implica considerar el rango de potencias de aplicación de cada tecnología y verificar que la disponibilidad de biomasa en la superficie considerada coincida con la necesaria para generar dicha potencia.

Tabla 6.3: Resultados del análisis de viabilidad económica para la distancia máxima por departamentos, considerando mezclas de rastrojos y un factor de ocupación del suelo de 100 %

Depto	<i>PCI</i> (kJ/kg)	Dist. máx. (km)	Consumo (T- b.s.)	Pot. (MWe)	Rend. (%)	Tecnología
Soriano	17.472	6,8	41.279	6,9	25,0	SC
Río Negro	17.498	6,7	40.237	6,8	24,9	SC
Colonia	17.299	-	7.538	1,7	33,8	MCI
Paysandú	17.387	-	7.622	1,7	33,3	MCI
Durazno	17.665	8,4	68.328	11,5	24,8	SC
Flores	17.426	7,5	44.320	7,5	25.1	SC
Florida	18.145	13,8	107.291	18,4	24,5	SC
San José	17.242	-	7.565	1,7	33,8	MCI
Rocha	17.987	13,3	70.075	12,0	24,7	SC

SC: Ciclo Rankine de Vapor

MCI: Motor de combustión interna con gasificación.

En la Tabla 6.3 se observa como la distancia máxima de recolección de

³El rendimiento del rastrojo corresponde al 65 % del rastrojo total generado

rastrojos en la que es económicamente viable la generación eléctrica (en las condiciones mencionadas), es altamente sensible tanto al poder calorífico de la biomasa, como al rendimiento del ciclo considerado.

A partir de los resultados expresados en la Tabla 6.3 se destaca en primer lugar el potencial de generación eléctrica de los departamentos de Florida, Rocha y Durazno, estando éstos por encima de los restantes departamentos, con $18,4 MW_e$, $12,0 MW_e$ y $11,5 MW_e$ respectivamente, mediante un Ciclo Rankine a Vapor. En particular para Florida y Rocha, en ambos se obtiene una distancia máxima cuya superficie correspondiente excede la disponibilidad de biomasa con que estos departamentos cuentan. Es por esto que para el caso de Florida se asume un consumo igual a la disponibilidad de biomasa de dicho departamento, lo que equivale a un radio de recolección de rastrojos de 11,6 km. Para Rocha, con un radio de recolección de 9,1 km es posible producir $12 MW_e$. Vale aclarar que en este caso el consumo anual es levemente menor a la disponibilidad del departamento ya que la limitante es la potencia máxima de la turbina considerada (de pasar al siguiente rango de potencias cae el rendimiento lo que hace inviable la distancia considerada).

Otro aspecto destacable de los resultados presentados, refiere a los departamentos de Colonia, Paysandú y San José. En dichos departamentos, para los rendimientos alcanzados con el ciclo Rankine de Vapor (24,9% en los tres), la distancia máxima calculada no abarca la superficie necesaria para generar la mínima potencia considerada con dicha tecnología ($6 MW_e$). Considerando la generación con motores de combustión interna, debido al alto rendimiento que éstos presentan, la distancia máxima que hace económicamente viable el proyecto comprende una superficie incluso mayor a la de los propios departamentos. Es por esto que se detallan los consumos para una generación de $1,7 MW_e$ (el mayor motor considerado), pudiendo ser rentable considerar más de un motor para potencias mayores.

Vale destacar que el análisis realizado asume un factor de ocupación del suelo de 100%, lo cual implica considerar zonas totalmente cultivadas.

Capítulo 7

Conclusiones

El presente trabajo se centró en cuatro aspectos referidos a biomásas alternativas generadas principalmente en actividades agrícolas o agroindustriales. Por un lado la cuantificación de las mismas, luego un estudio de sus propiedades como combustible, el cálculo del potencial energético de éstas en base a una serie de tecnologías de posible aplicación con biomasa y por último un estudio de viabilidad económica preliminar.

Cuantificación y caracterización

Las biomásas estudiadas se pueden dividir en dos escalas debido a la cantidad generada de las mismas. En primer lugar, con una escala de generación mayor, se encuentran los rastrojos de los principales cultivos cerealeros del Uruguay. En orden decreciente, respecto a la cantidad generada, se encuentran primero los rastrojos de soja, luego los de trigo, maíz, sorgo y cebada. Estos cultivos se concentran principalmente en el litoral oeste y centro del país, con presencia considerable también en el Departamento de Cerro Largo para algunos de ellos. Además existe cierta complementariedad en las épocas del año de las cosechas de estos cultivos, lo que posibilita el estudio de estrategias de uso alternado de biomásas según su disponibilidad temporal. En cuanto a las cualidades como combustible de los rastrojos se destaca lo siguiente:

- Humedad al momento de la cosecha relativamente baja, principalmente los provenientes de cultivos de soja trigo y cebada (<10 %), rastrojos de sorgo y maíz entre 25 y 30 %.
- Contenido de cenizas elevado en comparación con biomásas tradicionales como madera de *Eucalyptus*, pero del orden de la corteza del mismo. Estas biomásas presentaron contenido de cenizas entre 3,8 % y 9,4 %, donde los

mejores resultados se obtuvieron para el rastrojo de soja y los peores para el rastrojo de trigo.

- Temperatura de fusión de cenizas baja o moderada, a excepción de las cenizas de rastrojo de soja en las cuales se obtuvo temperatura de fusión alta. El resto de los rastrojos presenta temperaturas de inicio de deformación entre 800°C y 1050°C, alcanzando la temperatura de fluidización entre 1150°C y 1350°C. La combinación entre el contenido de cenizas elevado y su temperatura de fusión baja o moderada, limita las tecnologías aplicables a estas biomásas.
- Poder calorífico aceptable (PCS entre 17,5 y 19,8 $MJ/kg_{b.s.}$) donde el rastrojo de soja se destaca con el mejor resultado.
- Temperaturas de autoignición entre 245°C y 255°C, levemente inferiores a biomásas convencionales (>270°C).
- Degradación térmica a bajas temperaturas, con gran pérdida de masa en la primer zona.

En una escala de disponibilidad sensiblemente inferior a los rastrojos, se encuentran los residuos provenientes de la producción de vino y aceite de oliva, siendo estos los orujos de uva y aceituna, escobajo de uva y las podas tanto de vid como de los olivos. Los residuos de la producción del vino se concentran en la región centro-sur del país y los de la producción de aceite de oliva en el este. La zafra del vino es en otoño, donde se genera el orujo y escobajo, mientras que la zafra del aceite de oliva es en invierno. Las podas de ambos cultivos se realizan en invierno. Respecto a las características como combustible, el orujo de aceituna es quien presenta las mejores cualidades dentro de todas las biomásas estudiadas, diferenciándose del resto de las biomásas en la gran mayoría de las propiedades estudiadas. Para estos residuos se puede puntualizar lo siguiente:

- Humedades de ambos orujos y escobajo muy elevadas (>50%), lo que implica un pre-tratamiento de secado antes de utilizarlas con fines energéticos.
- Composiciones elementales con buena relación carbono-oxígeno en comparación con el resto de las biomásas estudiadas en este trabajo, pero con contenido de nitrógeno apreciable (del orden de 2%).
- Contenido de cenizas similares al determinado para los rastrojos, entre 2,0 y 6,3%, siendo el menor porcentaje para el orujo de aceituna.

- Temperatura de fusión de cenizas alto para las podas y bajo o moderado para los orujos.
- Poder calorífico elevado (superior al de *Eucalyptus* o *Pinus*), con valores de 25,3 MJ/kg y 21,6 MJ/kg para los orujos de aceituna y uva, 21,4 MJ/kg y 19,4 MJ/kg para las podas de olivo y vid respectivamente.
- Temperatura de autoignición bajas, principalmente para el orujo de aceituna y la poda de olivo, con temperaturas del orden de 200°C.

El switchgrass, inicialmente de interés debido a su gran producción vegetal y con la posibilidad de ser cosechado dos veces al año, no se destaca por sus cualidades como combustible. Presenta un poder calorífico moderado (PCS=18,4 MJ/kg), contenido de cenizas alto respecto a biomásas tradicionales (5,8 %) y fusión de cenizas que comienza a bajas temperaturas pero de gran amplitud térmica antes de la fluidización de las mismas. Como aspectos positivos se destaca su baja humedad o velocidad en el secado.

La otra biomasa seleccionada por sus cualidades de crecimiento fue la caña *Arundo donax*. Como ventajas presenta una humedad no elevada, contenido de cenizas inferior al resto de las biomásas analizadas (3,5 %) y su temperatura de fusión moderada. Por otro lado, presenta gran contenido de oxígeno lo que se relaciona con un poder calorífico moderado (PCS=17,8 MJ/kg).

Las algas extraídas de la Laguna del Diario tienen muy malas condiciones para ser usadas como combustible. En primer lugar tiene humedad muy elevada, del orden del 90 % en base húmeda. Además presentan un contenido de cenizas muy alto (17 %), con temperatura de fusión baja y el poder calorífico es bajo (15,9 MJ/kg), siendo el peor de las muestras analizadas.

Potencial energético

Se realizaron modelos de cuatro tecnologías diferentes para la generación de energía eléctrica a partir de biomasa, siendo éstas el ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgánico (ORC), turbinas de gas de combustión externa y motores de combustión interna con previa gasificación de la biomasa. Estas tecnologías tienen escalas de funcionamiento diferentes, solapándose entre algunas de ellas. Respecto a las tecnologías, se destacan los siguientes puntos:

- La configuración Gasificador + MCI es la tecnología que presenta mejores rendimientos, superando el 30 % respecto al PCI (b.s.). El rango de aplicación es en micro o pequeña escala. Como desventaja requiere una limpieza exhaustiva del gas producido.

- El ciclo Rankine convencional alcanza rendimientos del orden de 25 %, con rangos de potencia entre 6 y 150 *MW*. Dentro de las biomásas estudiadas en este trabajo, solamente los rastrojos generan suficiente cantidad de biomasa como para alimentar una planta en estos rangos de potencia.
- Las EFGT, trabajando en potencias entre 50 y 1.800 *kW*, alcanzan rendimientos entre 16,5 y 21,5 %. Una de sus limitantes es la temperatura de fusión de cenizas debido a las altas temperaturas en la cámara de combustión externa y en el intercambiador de calor aire-humos.
- El ORC, con rango de potencias más amplio que las EFGT (500 a 8.000 *kW*), presenta rendimientos similares a las turbinas de combustión externa (entre 17,2 % y 19,6 %). Si bien el fluido de trabajo empleado en este ciclo es el usualmente utilizado, el rendimiento puede ser incrementado cambiando dicho fluido. En el criterio de elección también se debe tener en cuenta factores ambientales y de seguridad.
- El ciclo combinado de EFGT + ORC no mostró buenos rendimientos. Sistemas de cogeneración, en los que se pueda reducir sensiblemente la temperatura de los gases de escape, serían más ventajosos.

En lo que respecta a las biomásas, debido a la gran cantidad de hectáreas cultivadas, los rastrojos de soja son la biomasa estudiada con mayor potencial de generación de energía. Además de la disponibilidad, esta biomasa presenta aceptables cualidades como combustible, con PCI superior a otros rastrojos y facilidad en la pérdida de humedad, lo que se ve reflejado en buenos rendimientos obtenidos para cada tecnología. Como desventaja presenta una producción de materia por hectárea inferior a otras biomásas, lo que puede afectar los costos de logística. El resto de rastrojos también presentan gran potencial debido a las grandes superficies cultivadas, siendo el rastrojo de trigo el segundo en cantidad y en desempeño según los resultados de los modelos. De forma general, para una mezcla promedio del Uruguay y con un radio de cobertura de entre 6 y 9 km, se genera suficiente biomasa para alimentar una planta de generación de 10 *MW_e*.

Los orujos, tanto de aceituna como de uva, si bien fueron las muestras con mejor poder calorífico, debido a su elevada humedad, los rendimientos en la generación no son buenos. Por lo tanto, para su utilización como combustible deben pasar por una etapa de pretratamiento. Las podas de estos cultivos, son una biomasa con proyección para aplicaciones de micro o pequeña escala, posiblemente complementadas con otra biomasa debido a su distribución geográfica y estacionalidad.

Viabilidad económica

En cuanto a la viabilidad económica de la generación de energía eléctrica a partir de las biomásas residuales se destacan los siguientes resultados:

- Considerando una mezcla de rastrojos según una proporción característica del Uruguay, difícilmente distancias mayores a 7,5 km de transporte de biomasa resulten en emprendimientos atractivos si el precio de venta de la energía eléctrica es menor a 100 USD/MW.h. Para estas distancias de traslado, se obtiene un potencial de generación del orden de 8,0 MW.
- La tecnología de generación aplicada, junto con el combustible considerado (debido al rendimiento general del sistema), y el precio de venta de la energía eléctrica son factores determinantes en la viabilidad de la planta. Precios de energía eléctrica por debajo de 90 USD/MW.h inviabilizan el proyecto. En caso de considerarse la autogeneración y tomar como precio de la energía eléctrica el costo de compra de la misma para los grandes consumidores, es posible utilizar tecnologías de hasta 19 % de rendimiento.
- Bajo las consideraciones en las que se estimaron los costos de logística de recolección y transporte de las biomásas, los rastrojos de soja son los que presentan mayores ganancias.
- Otros parámetros con gran influencia en la viabilidad económica son el precio (o valor) de la biomasa residual, costos de cosecha, compactación, transporte y acondicionamiento para uso como combustible de la biomasa.

Trabajos futuros

En base a los resultados obtenidos en este trabajo, surgen una serie de líneas para profundizar los temas abordados en el mismo. Algunas de estas se mencionan a continuación:

- Estudio de viabilidad económica detallado. El mismo se debe focalizar en los costos de logística para cada biomasa en particular, así como posibles variaciones en el costo de las diferentes tecnologías. Se debe incluir un estudio de los flujos de caja, cálculo de TIR y VAN.
- Estudio de tecnologías de compactación y/o pretratamiento de la biomasa residual.

- Estudio de mecanismos para la cosecha simultánea de rastrojos y los granos.
- Profundización en la compatibilización de biomásas y estrategias de rotación de cultivos.
- Profundización en el estudio de los ciclos combinados.
- Estudio de cogeneración en aplicaciones industriales.
- Mejoras en el modelo de gasificación.
- Elaboración de plantas piloto de las tecnologías de mayor interés y estudiar su desempeño con las diferentes biomásas.

Bibliografía

- [1] P. Basu. *Biomass Gasification and Pyrolysis: Practical Design and Theory*. Elsevier Inc., 2010.
- [2] R. Saidur, E.A. Abdelaziz, A. Demirbas, M.S. Hossain, and S. Mekhilef. A review on biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15:2262–2289, 2011.
- [3] S. V. Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, and C. G. Vassileva. An overview of the chemical composition of biomass. *Fuel*, 89:913–933, 2010.
- [4] S. V. Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, C. G. Vassileva, and T. J. Morgan. An overview of the organic and inorganic phase composition of biomass. *Fuel*, 94:1–33, 2012.
- [5] DIEA. Anuario estadístico agropecuario 2015. Technical report, Ministerio de Ganadería Agricultura y Pesca, 2016.
- [6] DIEA. Censo general agropucuario 2011. Technical report, Ministerio de Ganadería Agricultura y Pesca, 2012.
- [7] Notas del cursos cereales y cultivos industriales. Technical report, Facultad de Agronomía, 2015.
- [8] A. R. Kemanian, C. O. Stöckle, D. R. Huggins, and L. M. Viega. A simple method to estimate harvest index in grain crops. *Field Crops Research*, 103:208–216, 2007.
- [9] H. Monterola, D. Cerda, and J Mira. *Los residuos agrícolas y su uso en la alimentación de rumiantes*. Monterola, H. and Cerda, D. and Mira, J, 1999.
- [10] INIA-INASE. *Resultados Experimentales de la Evaluación Nacional de Cultivares de Maíz - Período 2014*, evaluación de cultivares edition, 2015.

- [11] INIA-INASE. *Resultados Experimentales de la Evaluación Nacional de Cultivares de Sorgo para Silo y Sorgo Dulce para Producción de Etanol - Período 2014*, evaluación de cultivares edition, 2015.
- [12] INIA-INASE. *Resultados Experimentales de la Evaluación Nacional de Cultivares de Trigo y Cebada - Período 2014*, evaluación de cultivares edition, 2015.
- [13] E. Hoffman, L. Viega, M. Cadenazzi, A. Benítez, V. Gestido, P. Mesa, R. Fernández, A Baeten, and N. Glison. Bases morfo-fisiológicas que justifican el manejo diferencial de cultivares de trigo y cebada en Uruguay. *Manejo diferencial de cultivares de trigo y cebada en Uruguay*, 2013.
- [14] Asolur - Asociación Olivícola Uruguaya. *Manual de buenas prácticas agrícolas*.
- [15] Asociación olivícola uruguaya, URL=<http://asolur.org.uy/>.
- [16] J.M. Romero-García, L. Niño, C. Martínez-Patiño, C. Álvarez, E. Castro, and M.J. Negro. Biorefinery based on olive biomass. state of the art and future trends. *Bioresource Technology*, 159:421–432, 2014.
- [17] M Barbanera, E. Lascaro, V. Stanzione, A. Esposito, R. Altieri, and M. Bufacchi. Characterization of pellets from mixing olive pomace and olive tree pruning. *Renewable Energy*, 88:185–191, 2016.
- [18] J. P. Carrera. Evaluación de la producción de biomasa de dos cultivares de panicum virgatum durante el período de implantación y el primer año de producción. Julio 2010.
- [19] Sjaak van Loo and Jaap Koppejan. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-Firing*. Earthschan, 2008.
- [20] A. A. Khan, W. de Jong, P. J. Jansensb, and H. Spliethoff. Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies. *Fuel Processing Technology*, 90:21–50, 2009.
- [21] L. A. B. Cortez, E. S. Lora, and E. Olivares-Gómez. *Biomassa para energia*. Editora da Unicamp, 2008.
- [22] E. Lora and O. Venturini. *Biocombustiveis*, volume 1. Lora, E. and Venturini, O., 2012.

- [23] B. M. Jenkins, L. L. Baxter, T. R. Miles Jr, and Miles T. R. Combustion properties of biomass. *Fuel Processing Technology*, 54:17–46, 1998.
- [24] A. Garcia-Maraver, J. Mata-Sanchez, M. Carpio, and J.A. Perez-Jimenez. Critical review of predictive coefficients for biomass ash deposition tendency. *Journal of the Energy Institute*, 90:214–228, 2017.
- [25] S. R. Turns. *An introduction of Combustion: Concepts and applications*. Turns, S. R., 2000.
- [26] S.A. Channiwala and P.P. Parikh. A unified correlation for estimating hhv of solid, liquid and gaseous fuels. *Fuel*, 81:1051–1063, 2002.
- [27] J. Parikh, S.A. Channiwala, and Ghosal G.K. A correlation for calculating hhv from proximate analysis of solid fuels. *Fuel*, 84:487–494, 2005.
- [28] J.M. Jones, A. Saddawi, B. Dooley, E.J.S. Mitchell, J. Werner, D.j. Waldron, S. Weatherstone, and A. Williams. Low temperature ignition of biomass. *Fuel Processing Technology*, 134:372–377, 2015.
- [29] T. Grotkaer, K. Dam-Johansen, A. D. Jensen, and P. Glarborg. An experimental study of buimass ignition. *Fuel*, 82:825 – 833, 2003.
- [30] D. A. Mortari, I. Ávila, and P. M. Crnkovic. Study of thermal decomposition of sugarcane bagasse and ignition temperature of caol/bagasse blends using termogravimetry. In *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering.*, 2011.
- [31] X. Huang, X. Jiang, X. Han, and H. Wang. Combustion characteristics of fine- and micro-pulverized coal in the mixture of o2/co2. *Energy & Fuels*, 22, 2008.
- [32] M. C. Mayoral, M. T. Izquierdo, J. M. Andrés, and B. Rubio. Different approaches to proximate analysis by thermogravimetry analysis. *Thermochimica Acta*, 370:91–97, 2001.
- [33] R. García, A. G. Pizarro, C. andLavín, and J. L. Bueno. Biomass proximate analysis using thermogravimetry. *Bioresource Technology*, 139:1–4, 2013.
- [34] A. T. Campos and J. R. C. Saglietti. Esfericidade e circularidade de grãos de soja e milho. *I Simpósio sobre Energia - SINERGIA, Facultad de Ciencias Agrarias - FCA, UNESP*, 1999.

- [35] N. N. Mohsenin. *Physical properties of plant and animal materials*, volume 1, chapter Structure, physical characteristics and mechanical properties. Gordon and Breache, 2 edition, 1970.
- [36] Hakon Wadell. Volume, shape, and roundness of quartz particles. *The Journal of Geology*, 43(3):250–280, 1935.
- [37] D. Geldart. Types of gas fluidization. *Powder Technology*, 7:285–292, 1972.
- [38] R.W. Bryers. Fireside slagging, fouling, and high-temperature corrosion of heat-transfer surface due to impurities in steam-raising fuels. *Prog. Energy Combust. Sci.*, 22:29–120, 1996.
- [39] D. Vamvuka and D. Zografos. Predicting the behaviour of ash from agricultural wastes during combustion. *Fuel*, 83:2051–2057, 2004.
- [40] G. Pena-Vergara, F. J. Borges Gomes, L. Colodette, and W. A. Bizzo. Characterization and energy potential assesment of forestry residues from the paper and pulp industry. In *5th International Conference on Engineering for Waste and Biomass Valorisation*, August 2014.
- [41] J. O. Brito, L. E. G. Barriquelo, H. T. Z. do Couto, E. C. M. Fazzio, L. Corradini, M. A. Carrara, and A. J. Migliorini. Avaliação das características dos resíduos de exploração florestal do eucalipto para fins energéticos. *Instituto de Pesquisas e Estudos Florestais*, 1979.
- [42] L. Ortíz, A. Tejada, and A. Vázquez. Aprovechamiento de la biomasa forestal producida por la cadena monte-industria. parte iii: Producción de elementos densificados. *CIS-Madera*, 2003.
- [43] S. Perez, C. J. Renedo, A. Ortiz, M. Mañana, and D. Silió. Energy evaluation of the eucalyptus globulus and the eucalyptus nitens in the north of spain (cantabria). *Thermochimica*, 451:57 – 64, 2006.
- [44] A. Ergüdenler and A. E. Ghaly. A comparative study on the thermal decomposition of four cereal straws in an oxidizing atmosphere. *Bioresource Technology*, 50:201–208, 1994.
- [45] L. Jiménez and F. González. Study of the physical and chemical properties of lignocellulosic residues with a view to the production of fuels. *Fuel*, 70:947–950, 1991.

- [46] W. B. Musinguzi, M. A. E. Okure, L. Wang, A. Sebbit, and T. Lø vas. Thermal characterization of ugandas acacia hockii, combretum molle, eucalyptus grandis and terminalia glaucescens for gasification. *Biomass and Bioenergy*, 46:402–408, 2012.
- [47] Ritesh Kumar, K. K. Pandey, N. Chandrashekar, and Sanjai Mohan. Study of age and height wise variability on calorific value and other fuel properties of eucalyptus hybrid, acacia auriculaeformis and casuarina equisetifolia. *Biomass and Bioenergy*, 35:1339 – 1344, 2011.
- [48] G. Almeida, J.O. Brito, and P. Perré. Alterations in energy properties of eucalyptus wood and bark subjected to torrefaction: The potential of mass loss as a synthetic indicator. *Bioresource Technology*, 101:9778–9784, 2010.
- [49] W. A. Bizzo, P. C. Lenço, D. J. Carvalho, and J. P. Soto Veiga. The generation of residual biomass during the production of bio-ethanol from sugar cane, its characterization and its use in energy production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29:589–603, 2014.
- [50] H. Yang, R. Yan, H. Chen, D. H. Lee, and C. Zheng. Characteristics of hemicellulose, cellulose and lignin pyrolysis. *Fuel*, 86:1781–1788, 2007.
- [51] S.V. Vassilev, D. Baxter, L.K. Andersen, and C.G. Vassileva. An overview of the composition and application of biomass ash. part 1. phase–mineral and chemical composition and classification. *Fuel*, 105:40–76, 2013.
- [52] U.S. Environmental Protection Agency (EPA). *Biomass Combined Heat and Power Catalog of Technologies*, 2007. Combined Heat and Power Partnership.
- [53] Siemens. Turbines for biomass plants. www.siemens.com/energy.
- [54] S.J. Gerssen-Gondelach, D. Saygin, B. Wicke, M.K. Patel, and A.P.C. Faaij. Competing uses of biomass: Assessment and comparison of the performance of bio-based heat, power, fuels and materials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014.
- [55] <https://www.gpower.com/steam/steam-turbines/reheat>, 09/2017.
- [56] Roberto Bini. State of the art of orc technology for biomass plants. *Turboden*, 2010.

- [57] Turboden. Biomass, orc cogeneration system for your green waste.
- [58] J. Montouliu and M. Tenconi. Notas del curso energía 2. Facultad de Ingeniería - Udular, 2015. Departamento de Termodinámica Aplicada del IIMPI.
- [59] A. Algieri and P. Morrone. Energy analysis of organic rankine cycles for biomass applications. *Thermal Science*, 19(1):193–205, 2015.
- [60] K. A. Barse and M. D. Mann. Maximizing orc performance with optimal match of working fluid with system design. *Applied Thermal Engineering*, 100:11–19, 2016.
- [61] Incropera, DeWitt, Bergman, and Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2007.
- [62] Decreto N°253/979. *Medio Ambiente. Ecología. Recursos Naturales. Recursos Hídricos. Prevención de contaminación de las aguas*.
- [63] A. Medina, P. L. Curto-Risso, A. Calvo Hernández, L. Guzmán-Vargas, F. Angulo-Brown, and A. K. Sen. *Quasi-dimensional simulation of spark ignition engines*. Springer, 2014.
- [64] U. Drescher and D. Brüggemann. Fluid selection for the organic rankine cycle (orc) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, 2006.
- [65] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff. Energetic and economic investigation of organic rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 2009.
- [66] A. Algieri and P. Morrone. Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical organic rankine cycle (orc). a biomass application in the sibari district. *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- [67] I. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop (www.coolprop.org). *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014.
- [68] U.S. Environmental Protection Agency (EPA). *Catalog of CHP Technologies.*, 2015. Combined Heat and Power Partnership.

- [69] H. Saravanamutto, G. Rogers, H. Cohen, and P Straznicky. *Gas Turbine Theory. Gran Bretaña.*, Saravanamutto, H. and Rogers, G. and Cohen, H. and Straznicky,, 2009.
- [70] M Kautz and U. Hansen. The externally-fired gas-turbine for decentralized use of biomass. *Applied Energy*, 84:795–805, 2007.
- [71] D. Cocco, P. Deiana, and G. Cau. Performance evaluation of small size externally fired gas turbine power plants integrated with direct biomass dryers. *Energy*, 31:1459–1471, 2006.
- [72] K. A. Al-attab and Z.A. Zainal. Externally fired gas turbine technology: A review. *Applied Energy*, 138:474–487, 2015.
- [73] M. Gaderer, G. Gallmetzer, and H. Spliethoff. Biomass fired hot air gas turbine with fluidized bed combustion. *Applied Thermal Engineering*, 30:1594 – 1600, 2010.
- [74] B. Elmegaard, E. Qvale, G. Carapelli, and P. DeFaveriTron. Open-cycle indirectly fired gas turbine for wet biomass fuels. *Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 2001.
- [75] F. De Bellis and L. Catalano. Cfd optimization of an immersed particle heat exchanger. *Applied Energy*, 97:841–848, 2012.
- [76] A. Durante, G. Pena-Vergara, P. L. Curto-Risso, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Thermodynamic simulation of a multi-step externally fired gas turbine powered by biomass. *Energy Conversion and Management*, 2017.
- [77] G. Pena-Vergara, A. Durante, P. L. Curto-Risso, M. Pedemonte, and P. Ezzatti. Optimizing the efficiency of an externally fired gas turbine. In *The 29th international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental impact on Energy Systems*, 2016.
- [78] P.E.B. de Mello and D. Borges Monteiro. Thermodynamic study of an efgt (externally fired gas turbine) cycle with one detailed model for the ceramic heat exchanger. *Energy*, 2012.
- [79] S.K. Sansaniwal, K. Pal, M.A. Rosen, and S.K. Tyagi. Recent advances in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017.

- [80] G. Gautam, S. Adhikari, S. Thangalazhy-Gopakumar, C. Brodbeck, S. Bhavnani, and S. Taylor. Tar analysis in syngas derived from pelletized biomass in a commercial stratified downdraft gasifier. *BioResources*, 6(4):4652 – 4661, 2011.
- [81] A Malik and S. K. Mohapatra. Biomass-based gasifiers for internal combustion (ic) engines - a review. *Sadhana*, 38(3):461 – 476, 2013.
- [82] P. Basu. *Combustion and gasification in fluidized beds*. CRC Press., 2006.
- [83] B. J. McBride and S. Gordon. Computer program for calculation of complex chemical equilibrium compositions and applications. Users Manual 1311, National Aeronautics and Space Administration, NASA, Octubre 1994.
- [84] L. Guzzella and C. H. Onder. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, Berlin, 2004.
- [85] F. Angulo-Brown, J. Fernández-Betanzos, and C. A. Pico. Compression ratio of an optimized Otto cycle model. *Eur. J. Phys.*, 15(1):38–42, 1994.
- [86] F. Angulo-Brown, J. A. Rocha-Martínez, and T. D. Navarrete-González. A non-endoreversible Otto cycle model: improving power output and efficiency. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:80–83, 1996.
- [87] F. Angulo-Brown, T. D. Navarrete-González, and J. A. Rocha-Martínez. An irreversible Otto cycle model including chemical reactions. In C. Wu, L. Chen, and J. Chen, editors, *Recent Advances in Finite-Time Thermodynamics*, Commack, New York, 1999. Nova Science Publishers.
- [88] A. Calvo Hernández, A. Medina, J. M. M. Roco, and S. Velasco. On an irreversible air standard Otto-cycle model. *Eur. J. Phys.*, 16:73–75, 1995.
- [89] A. Calvo Hernández, J. M. M. Roco, A. Medina, and S. Velasco. An irreversible and optimized four stroke cycle model for automotive engines. *Eur. J. Phys.*, 17:11–18, 1996.
- [90] J. M. M. Roco, A. Medina, A. Calvo Hernández, and S. Velasco. Ciclo Otto con irreversibilidades. *Revista Española de Física*, 12:39–43, 1998.
- [91] P. L. Curto-Risso, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Theoretical and simulated models for an irreversible Otto cycle. *J. Appl. Phys.*, 104:094911(1–11), 2008.

- [92] M. Mozurkewich and R. S. Berry. Optimal paths for thermodynamic systems: The ideal Otto cycle. *J. Appl. Phys.*, 53 (1):34–42, 1982.
- [93] S. Özkaynak, S. Götkun, and H. Yavuz. Finite-time thermodynamic analysis of a radiative heat engine with internal irreversibility. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 27:1139–43, 1994.
- [94] S. Özkaynak. The theoretical efficiency limits for a combined cycle under the condition of maximum power output. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 28:2024–28, 1995.
- [95] J. Chen. The maximum power output and maximum efficiency of an irreversible Carnot heat engine. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 27:1144–49, 1994.
- [96] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [97] H. W. Barnes-Moss. *A Designer's Viewpoint in Passenger Car Engines, Conference Proceedings*, pages 133–147. Institution of Mechanical Engineers, London, 1975.
- [98] Dirección Nacional de Aduanas.
- [99] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato, and A. Mirandola. The orc-pd: A versatile tool for fluid selection and organic rankine cycle unit design. *Energy*, 2016.
- [100] A. Duvia, A. Guercio, and C. Rossi. Technical and economic aspects of biomass fuelled chp plants based on orc turbogenerators feeding existing district heating networks. *Turboden*, 2009.
- [101] G. Angelino and P. Colonna di Paliano. Multicomponent working fluids for organic rankine cycles (orcs). *Energy*, 1998.
- [102] I. Obernberger, P. Thonhofer, and E. Reisenhofer. Description and evaluation of the new 1,000 kw el organic rankine cycle process integrated in the biomass chp plant in lienz, austria. *Euroheat & Power*, 2002.
- [103] M. Martelli, M. Bentini, and A. Monti. Harvest storage and handling of round and square bales of giant reed and switchgrass: An economic and technical evaluation. *Biomass and Bioenergy*, 83:551–558, 2015.

Apéndice A

Generadores de vapor

Los generadores de vapor se clasifican en dos categorías: acuotubulares o humotubulares. En los humotubulares, los productos de la combustión circulan por dentro de los tubos que transfieren calor al agua que los rodea. Este tipo de generadores de vapor es el más utilizado, aunque presenta límites en términos de capacidad de producción de hasta 20 T/h de vapor aproximadamente y presión máxima del vapor de 2,0 MPa [22]. En la Figura A.1, se puede observar un esquema de un generador de vapor humotubular para uso de biomasa, la cual se quema en hogar exterior.

Por otro lado, en los generadores acuotubulares el agua circula por dentro de los tubos que rodean el hogar, que es donde se produce la combustión. Estas calderas son convenientes para capacidades de producción elevadas y soportan grandes presiones, por eso son utilizadas normalmente en centrales termoeléctricas. En la Figura A.2 se presenta un esquema de un generador de vapor acuotubular para biomasa. Con la finalidad de disminuir las pérdidas de calor y aumentar el rendimiento del generador de vapor, se pueden incluir intercambiadores de calor que permiten recuperar parte de la energía térmica disponible en los gases de escape. Estos intercambiadores son el economizador y el precalentador de aire. El dimensionamiento de la superficie de estos componentes es un compromiso técnico-económico, que depende del costo del combustible, el costo adicional de aumentar la superficie y del costo de la electricidad.

A.1. Eficiencia de la caldera

La eficiencia del generador de vapor es el parámetro que indica qué fracción de la energía liberada en la combustión es transferida al agua para su conversión en vapor. La energía que no fue utilizada es energía perdida, tanto en los gases

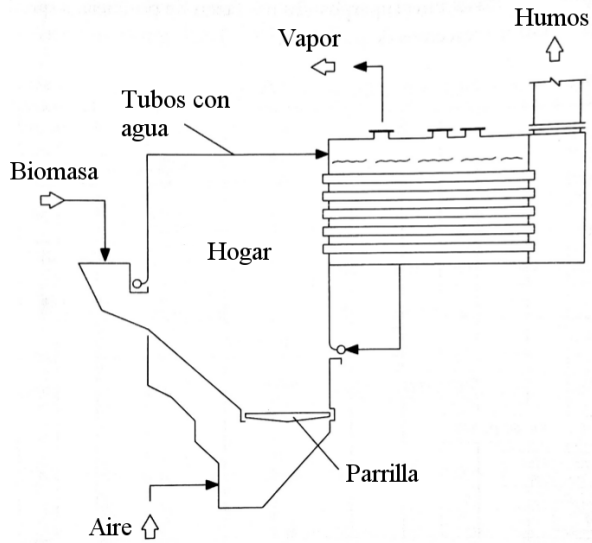


Figura A.1: Generador de vapor humotubular de hogar exterior para quema de biomasa. [22]

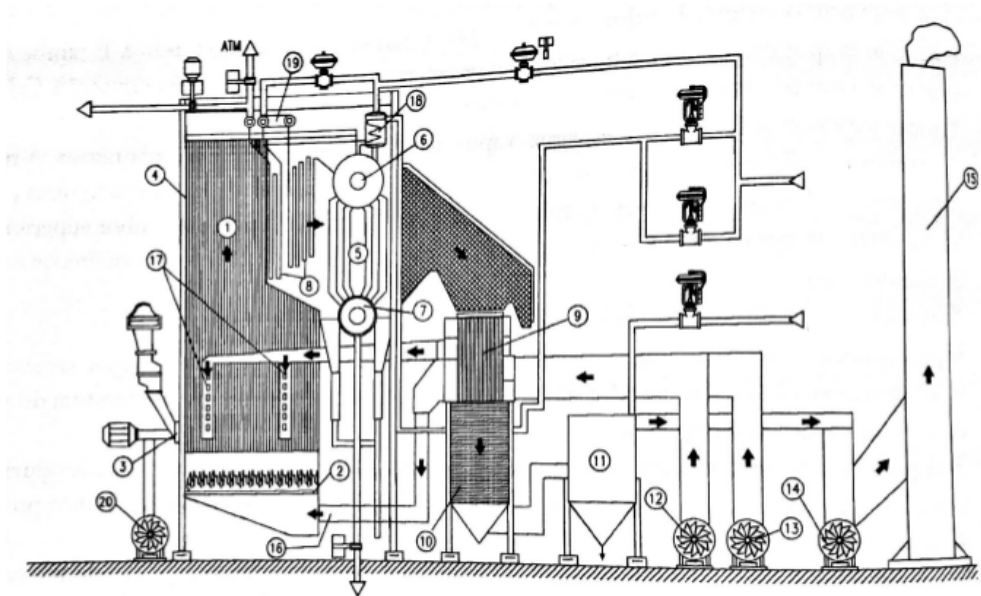


Figura A.2: Generador de vapor acuotubular para quema de biomasa. [22]

Tabla A.1: Pérdidas típicas en generadores de vapor

Pérdidas (%)	Causas
8 - 18	Energía sensible de los humos en la chimenea
0,5 - 1,5	Combustión incompleta (CO , H_2 y CH_4 en humos)
1 - 4	Carbono no quemado en las cenizas y formación de hollín
0,8 - 4,5	Pérdidas por convección y radiación al medio ambiente
<0,1	Pérdidas por extracción periódica de cenizas y escoria

y residuos de la combustión que salen de la caldera a altas temperaturas como las pérdidas térmicas que se producen desde la caldera al ambiente. Los valores aproximados de las diferentes pérdidas que se producen en los generadores de vapor se presentan en la Tabla A.1.

En los generadores de vapor que queman biomasa, la eficiencia suele calcularse midiendo las pérdidas, esto es debido a las dificultades prácticas para medir el consumo del combustible. Por otro lado, al medir las pérdidas se obtiene un diagnóstico de las causas de una eventual reducción de eficiencia, favoreciendo a una mejor toma de decisiones en las acciones a tomar. En las normas ASME se detalla el procedimiento para la realización de pruebas de desempeño de calderas.

A.2. Hogares

La selección del tipo de hogar a utilizar en un determinado proyecto depende, entre otras cosas, de la producción de vapor necesaria, del poder calorífico y la humedad del combustible.

A.2.1. Tipo de hogares

Los hogares se pueden clasificar según la forma en que se realiza la combustión, y según las características constructivas del mismo. Según el modo que se realiza la combustión, se pueden clasificar en:

- Hogares de combustión pulverizada o en suspensión
- Hogares de combustión en lecho fijo con quema en parrilla
- Hogar de quema en lecho fluidizado (burbujeante y circulante)

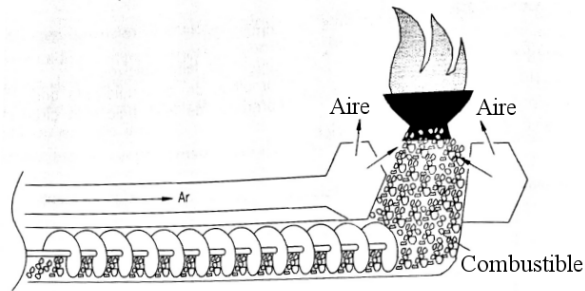


Figura A.3: Hogar con alimentación inferior. [22]

En la práctica, algunos sistemas combinan dos modos de combustión, por ejemplo una parte de la quema puede ser en suspensión y otra en la parrilla. A estos sistemas se le llama de semi-suspensión. Incluso, los sistemas de quema en suspensión total poseen una pequeña parrilla para la quema de las partículas mayores y la remoción de las cenizas.

A.2.2. Aplicaciones de pequeña escala

Para aplicaciones de pequeña escala, se utiliza biomasa "in natura" o peletizada y generalmente se emplean hogares de quema sobre una parrilla, aunque también existen sistemas de quema sin utilizar parrilla. La alimentación de combustible puede ser inferior, lateral (u horizontal) o superior, donde la dosificación generalmente se realiza mediante un tornillo sinfín.

En los hogares sin parrilla, la alimentación es inferior o lateral. En ellas la combustión se produce en las capas de la biomasa que se encuentran más próximas al interior del hogar. En las Figuras A.3, A.4 y A.5 se muestran los tres sistemas de alimentación. Los hogares con alimentación superior, donde la biomasa se deja caer en la parrilla (zona de combustión), presentan como principales ventajas la gran precisión en la dosificación y la separación entre la alimentación de la biomasa y la zona de combustión, lo que evita el reencendido después de una parada del sistema y una posible quema de la biomasa que se encuentre en el silo de almacenamiento. La desventaja es el levantamiento de polvo y partículas no quemadas al caer la biomasa en la zona donde se produce la combustión, lo que genera un comportamiento variable en la combustión.

Los gases de pirólisis producidos en hogares de pequeño porte solamente entran en combustión a temperaturas cercanas a 540°C por la presencia de hidrocarburos de peso molecular elevado, gases incombustibles y sólidos. Para alcanzar una elevada eficiencia de combustión y bajas emisiones de contami-

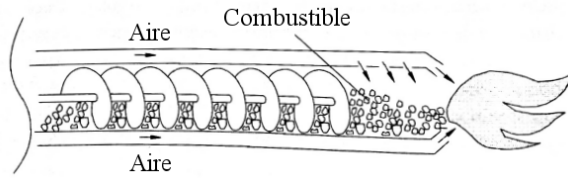


Figura A.4: Hogar con alimentación horizontal. [22]

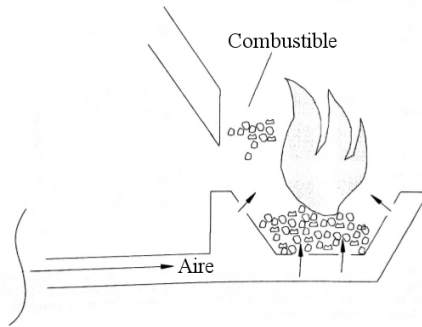


Figura A.5: Hogar con alimentación superior. [22]

antes, se divide la cámara de combustión en una zona de combustión primaria y una secundaria, teniendo en cada zona un suministro de aire independiente (aire primario y secundario). Otra alternativa, es utilizar una cámara de combustión catalítica, en la cual se reduce la temperatura de combustión de gases hasta 260°C aproximadamente [22].

Hogares con combustión sobre la parrilla

En este tipo de hogares, la biomasa se coloca sobre una parrilla en un régimen de “batch” y la combustión ocurre más rápido que en otros sistemas. En la Figura A.6a se muestra una caldera con combustión sobre la parrilla. Generalmente este tipo de hogar produce elevadas emisiones de hidrocarburos no quemados cuando se utilizan a cargas parciales.

Hogares de llama invertida

En los hogares de llama invertida, ocurre la gasificación y la combustión parcial de la biomasa en una pequeña capa de combustible ubicada en el fondo

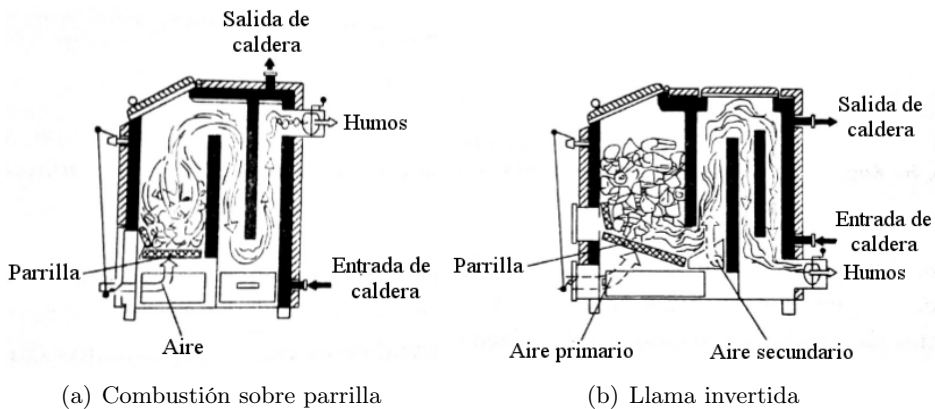


Figura A.6: Esquema de hogares con combustión sobre parrilla. [22]

del mismo. Luego la combustión de los gases se completa en una cámara de separada. Las cenizas caen por una parrilla hasta un depósito, donde se almacenan y luego son retiradas. Generalmente en este tipo de hogares el tiro de aire es natural, pero algunos modelos poseen sopladores de aire o extractores para los gases de escape. La combustión en este tipo de hogares es más estable que en los hogares de quema sobre la parrilla, lo que resulta en menos emisiones. Un esquema de este tipo de hogares de quema invertida se muestra en la Figura A.6b.

En estos hogares se obtiene una mejor distribución del aire ya que el suministro se realiza en etapas, y la mezcla del aire secundario con los gases de escape es más efectiva debido a que cuentan con boquillas de inyección. El diseño de la cámara de combustión es optimizado para obtener un mayor aprovechamiento del volumen de la misma y una disminución del tiempo de residencia del combustible, maximizando y uniformizando la temperatura de combustión mediante la instalación de un sistema de control. Los hogares que tienen sistemas automáticos de control utilizan una sonda de medición de la composición de los gases de escape que se conecta al sistema de control de combustión, y de esta forma se obtienen bajas emisiones de contaminantes. Este tipo de equipamiento hace que estos hogares sean bastante más caros que los convencionales.

A.2.3. Aplicaciones industriales

El objetivo principal de los hogares es maximizar el calor liberado por unidad de área y por unidad de volumen, evitando efectos negativos como

el arrastre excesivo de cenizas y la fusión de las cenizas en su interior que formen aglomeraciones. Los primeros hogares utilizaban los métodos de quema en pila o deposición, y las variantes más conocidas de ellas son los de tipo herradura. Luego, se pasó a la quema sobre una parrilla (fija o rotativa) que, además de mejorar la eficiencia de la combustión permite mecanizar el proceso de extracción de cenizas.

Para realizar una quema completa de la biomasa con el mínimo exceso de aire, pueden ser empleados distintos sistemas, siendo los dos más básicos: quema en cámara (o en pila) o quema en suspensión. Los sistemas de suspensión son un poco más complejos debido a que requieren biomasa de granulometría más fina y permiten operar con menor exceso de aire, de este modo son más adecuados para equipamiento de alta capacidad. Sin embargo, existe maquinaria comercial de pequeña capacidad que queman combustible finamente pulverizado, que se inyecta en la cámara de combustión junto con una fracción de aire de combustión.

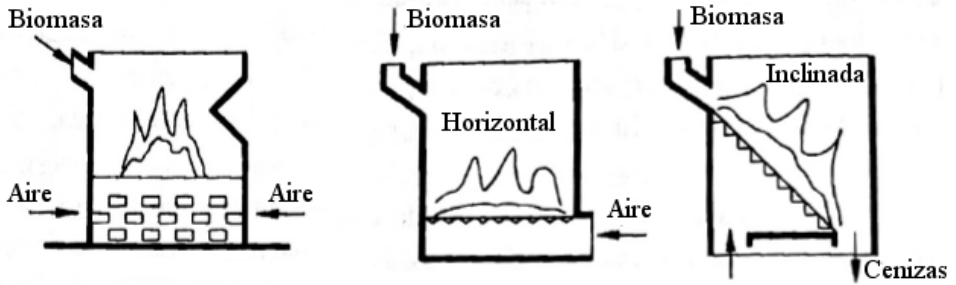
En la Figura A.7 se presentan esquemas de los tipos de sistema de combustión utilizados para biomasa en generadores de vapor industriales. La capacidad de un hogar se puede definir por medio de dos parámetros principalmente, siendo estos la “tensión térmica volumétrica” y la “tensión térmica superficial de la parrilla”. La utilización de valores elevados para estos parámetros lleva a sistemas más compactos y más baratos.

Hogares para combustión en lecho fijo

Existen diversas tecnologías disponibles de hogares con parrilla: parrillas fijas, móviles, rotativas y vibratorias. Todas estas tecnologías tienen ventajas y desventajas específicas, dependiendo del combustible que se utilice.

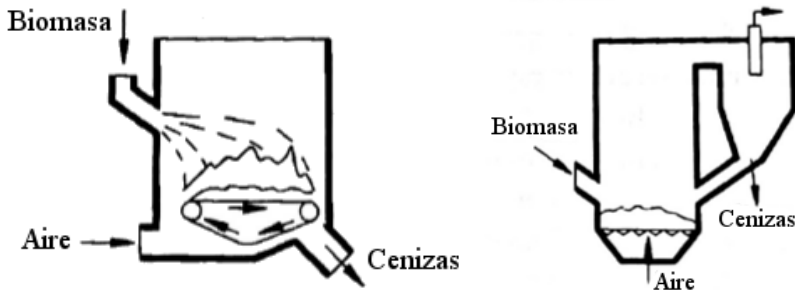
Los hogares tienen una limitante en relación a la granulometría de las partículas del combustible, ya que no son diseñados para partículas demasiado finas. Ocurre lo mismo en relación al contenido de cenizas. En estos hogares pueden ser usadas mezclas de madera, aunque la tecnología actual no permite la mezcla de madera con paja, hierba seca y cereales debido a los diferentes comportamientos de la combustión, el contenido de humedad y el punto de fusión de las cenizas.

Las parrillas deben ser diseñadas para garantizar una distribución homogénea del combustible sobre la misma. De este modo se puede garantizar una distribución uniforme del aire, lo que ayuda a evitar problemas como el *slagging* y *fouling*, además de reducir el exceso de aire necesario para obtener una combustión completa. Los sistemas de quema con parrilla pueden ser refrigerados con agua para evitar el desgaste y extender la vida útil de los materiales.



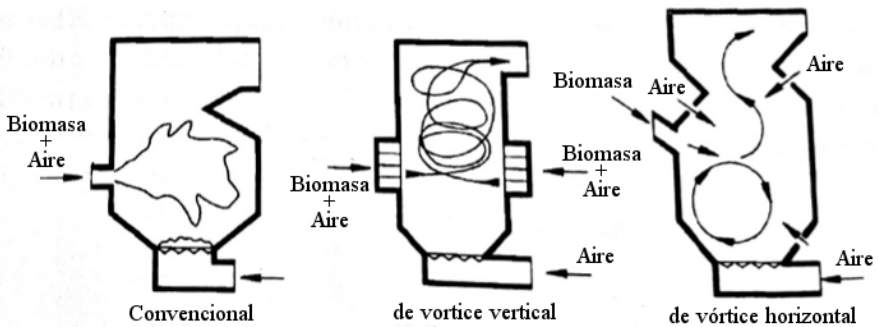
(a) Hogar celular

(b) Hogares con parrilla estacionaria



(c) Hogar con parrilla rotativa

(d) Lecho fluido circulante



(e) Hogares de combustión en suspensión

Figura A.7: Esquemas de hogares usualmente empleados para biomasa en generadores de vapor industriales. [22]

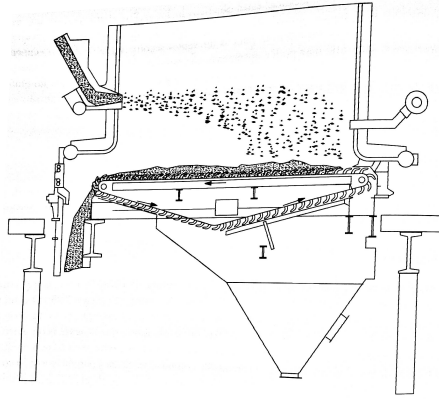


Figura A.8: Parrilla rotativa. [22]

Parrillas estacionarias. Los sistemas de parrilla fija son utilizados solamente en aplicaciones de pequeña escala. En estos sistemas, el combustible es suministrado mediante difusores que operan por gravedad (parrilla inclinada).

Parrillas rotativas. Los hogares con parrillas rotativas tienen una estructura de barras en forma de estera, que conforma una cinta transportadora que se mueve a través de la cámara de combustión (ver Figura A.8). El lecho de combustible no se desplaza sobre la parrilla, pero es transportado a través de la cámara de combustión al moverse la parrilla. Cuando el combustible llega al extremo de la parrilla, la combustión ya está prácticamente finalizada por lo que se remueven las cenizas. La parrilla se refrigera con el aire primario, evitando un calentamiento excesivo. La velocidad de la parrilla rotativa es ajustable, lo que permite alcanzar la combustión completa de la matriz carbonosa. Las principales ventajas de estos sistemas son la uniformidad de la combustión y bajas emisiones de partículas, debido a que el lecho es estable y casi no se mueve.

Parrillas móviles. Las parrillas móviles son inclinadas y están construidas por barras fijas y móviles, lo que permite desplazar el lecho de combustible al mover para adelante y atrás las secciones móviles. Debido a que generalmente la refrigeración de este tipo de parrilla se realiza por medio del aire primario, estas se recomiendan para biomásas húmedas. En la Figura A.9 se puede observar las diferentes etapas de la combustión en una parrilla inclinada, donde se realizan inyecciones de aire secundario

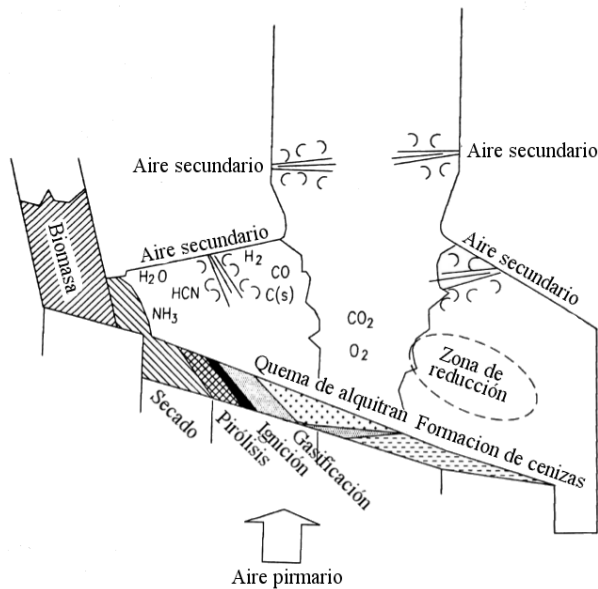


Figura A.9: Esquema de etapas de la combustión en parrilla inclinada. [22]

en diferentes puntos para completar la combustión de los volátiles y el carbono fijo.

Parrilla vibratorias. Otra alternativa de parrilla inclinada son las vibratorias, las cuales consisten en una hilera de tubos inclinados que vibran periódicamente favoreciendo el desplazamiento de la biomasa. Este movimiento vibratorio de la parrilla, en pequeños intervalos de tiempo (5 a 10 segundos cada 20 minutos), inhibe la formación de las partículas grandes de escoria, por lo que ésta tecnología de parrilla es especialmente aplicada para combustibles que presentan tendencias de aglomeración y formación de escoria tales como rastrojos y residuos de madera. Las parrillas vibratorias pueden alcanzar elevadas eficiencias de combustión de hasta 92 %, resultados que se obtienen solamente con sistemas de lecho fluidizado. Las desventajas de este tipo de parrillas son las altas emisiones de cenizas volátiles causadas por las vibraciones y un aumento en las emisiones de CO debido a las perturbaciones periódicas del lecho de combustible.

Hogares con alimentación inferior. Los hogares con alimentación inferior

son utilizados para biomásas con bajos contenidos de cenizas y tamaños de partícula pequeños (con dimensiones de hasta 50mm). Para este sistema de alimentación, el contenido de humedad tiene que ser menor a 40%. Para biomásas con alto contenido de cenizas, tales como rastros, se necesita de un sistema de remoción de cenizas más eficiente. La fusión de las partículas de cenizas que cubren la superficie superior del lecho combustible pueden causar problemas en la alimentación inferior de la llama. La eficiencia de combustión de este tipo de hogares se encuentra entre 80% y 85%. La ventaja de la alimentación inferior es su buen desempeño para operaciones en cargas parciales y su simplicidad de control que permite ejecutar variaciones de carga rápida y fácilmente.

Combustión en lecho” fluidizado”

Los sistemas de combustión en lecho fluidizado han sido aplicados desde 1960 para combustión de residuos sólidos urbanos e industriales. Desde entonces, han sido fabricadas varias centenas de unidades comerciales en el mundo, las cuales han permitido ampliar significativamente la variedad de biomásas y residuos utilizados en generación de electricidad y cogeneración. Un lecho fluidizado consiste en un reactor cilíndrico con una placa perforada (placa de distribución) en el fondo, por la cual se inyecta aire fluidizando el sólido dentro del reactor. En aplicaciones con biomasa se utiliza un material inerte para mejorar la fluidización. Los materiales inertes que se utilizan comúnmente son sílice (arena) y dolomita. El aire de combustión primario entra en el hogar por abajo, a través de la placa de distribución y convierte el lecho en una masa fluida de partículas y burbujas de aire. De este modo se obtiene una intensa transferencia de calor y mezcla entre el aire y el combustible, lo que proporciona óptimas condiciones para una combustión completa con bajo Exceso de aire, el cual varía entre 10% y 20% para unidades LFB (Lecho Fluidizado Burbujeante) y entre 30% y 40% para unidades de LFC (Lecho Fluidizado Circulante). La temperatura de combustión tiene que ser normalmente mantenida por debajo de 900°C para prevenir la formación de aglomerados de cenizas y del material inerte del lecho. En plantas de combustión en lecho fijo las temperaturas son usualmente entre 100°C y 200°C mayores que en unidades de lecho fluidizado [22].

Debido al excelente grado de mezcla, los hogares con lecho fluidizado poseen flexibilidad en relación al combustible, por ejemplo, pueden operar con mezclas de rastrojo y madera. En estos caso existe una limitante en el tamaño de las partículas e impurezas del combustible, donde normalmente es recomendado un tamaño menor a 40mm para unidades LFC y menor a 80mm para unidades

LFB. Por otro lado, la operación en cargas parciales de las plantas de LFB es limitada debido a la necesidad de fluidizar el lecho.

Estos sistemas de combustión tienen un período de arranque prolongado, que puede llegar a ser de hasta 15 horas con el uso de llamas piloto. Por otra parte, pueden ser alcanzadas bajas emisiones de NO_x debido a las bajas temperaturas de combustión en el hogar, donde, si además se utilizan aditivos (como por ejemplo caliza) que captura el azufre, se disminuyen todavía más estas emisiones. El bajo exceso de aire aumenta la eficiencia de combustión y reduce el flujo de los gases de escape.

La combustión en lecho fluidizado es especialmente interesante para aplicaciones de gran escala (capacidades mayores a 30 MWt). Para plantas menores, los costos de investigación de operación son normalmente mayores que en los sistemas de lecho fijo. Una desventaja de las plantas de lecho fluidizado es la elevada carga de partículas que es arrastrada por los gases de escape. Además, el material inerte del lecho también es constantemente perdido junto con las cenizas, por lo que se debe reponer periódicamente.

Lecho Fluidizado Burbujeante (LFB). En este tipo de hogares, el material del lecho se sitúa en la parte inferior del horno, como se puede ver en la Figura A.10. El aire primario, suministrado en la parte inferior, es el responsable de fluidizar el lecho. El material inerte del lecho, es usualmente sílice de 1mm de diámetro y la velocidad de fluidización del aire varía entre 1,0 y 2,5 m/s. El aire secundario es introducido a través de varias entradas en la parte superior del hogar, comúnmente denominado “free-board”.

La ventaja de los hogares de LFB es su flexibilidad en la relación al tamaño de las partículas y al contenido de humedad de la biomasa. Además, es posible usar mezclas de diferentes tipos de biomasa o realizar la quema conjunta (co-firing) con otros combustibles. Una gran desventaja de los hogares LFB es la dificultad que presentan en la operación de cargas parciales. Este problema se puede resolver a través de la división del hogar en varios lechos.

Lecho Fluidizado Circulante (LFC). Aumentando la velocidad de fluidización desde 5 a 10 m/s y usando un material inerte con partículas de sílice de granulometría menor, de 0,2 a 0,4mm, se alcanza un régimen de Lecho Fluidizado Circulante. El material inerte es arrastrado por el aire, luego se captura en separadores centrífugos y se introduce nuevamente en la parte inferior del lecho. La combustión ocurre durante varios ciclos de circulación, lo que hace que el tiempo de residencia y la eficiencia

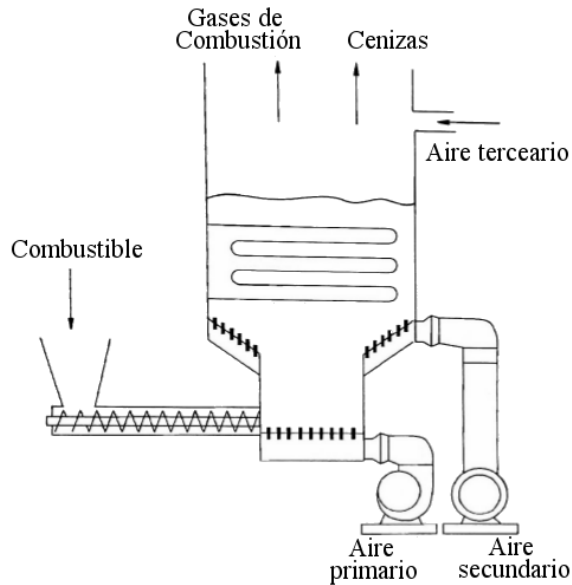


Figura A.10: Esquema de un hogar de lecho fluidizado burbujeante (LFB). [22]

sean altos. La alta turbulencia en el hogar del LFC conduce a la intensificación de la transferencia de calor y a una distribución de temperatura homogénea en el lecho fluidizado circulante.

Las ventajas de este tipo de hogares son:

- Combustión estable, aunque ocurran variaciones considerables en la granulometría, contenido de humedad, contenido de cenizas y poder calorífico del combustible.
- Posibilidad de utilizar combustibles con bajos contenidos de volátiles y alto contenido de cenizas.
- Posibilidad de quema simultánea de diferentes tipos de combustibles.
- Control eficiente de las emisiones de SO_x y NO_x sin necesidad de equipamientos de alto costo. En cuanto a los óxidos de nitrógeno, estos son una consecuencia directa de las moderadas temperaturas de combustión.

Los hogares de LFC poseen un mayor tamaño en relación a los de LFB, por esto tienen precios más elevados además de los mayores requeri-

mientos de pre-tratamiento de la biomasa en relación con los hogares convencionales de igual potencia.

Apéndice B

Termogravimetría

En el presente anexo se presentan las curvas de termogravimetría (TG) y su derivada (DTG) de todas las muestras analizadas.

Orujo de aceituna

En las curvas TG y DTG del orujo de aceituna se puede apreciar (Figura B.1), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 4,5 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 160°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 214°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 65,4% y 30,9% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 305 y 410°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 160°C a 480°C), con su máximo a 370°C y pérdida de masa de 75,4% (b.s.).

Poda de olivo

En las curvas TG y DTG de la poda de vid se puede apreciar (Figura B.2), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 5,5 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 170°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 195°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 58,2% y 37,1% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se

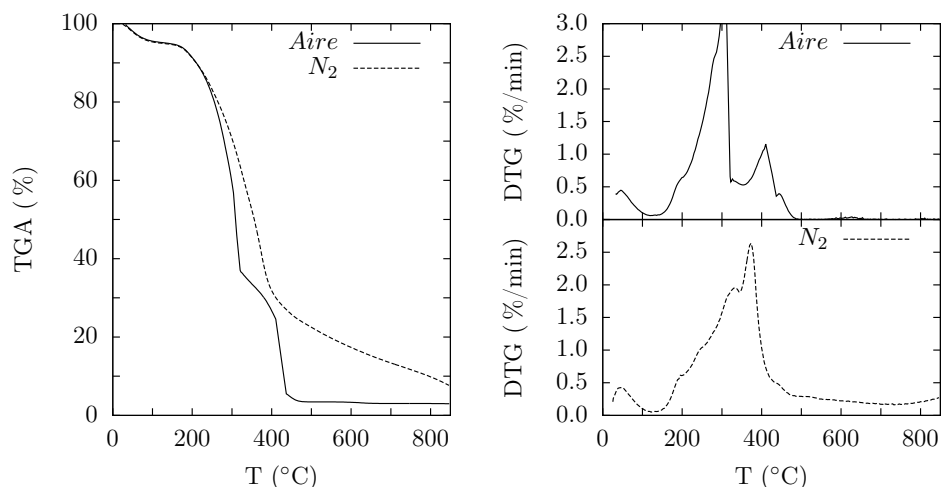


Figura B.1: Termogravimetría de Orujo de Aceituna.

dan a 295 y 422°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 170°C a 515°C), con su máximo a 320°C y pérdida de masa de 71,3% (b.s.).

Orujo de uva blanca

En las curvas TG y DTG del orujo de uva blanca se puede apreciar (Figura B.3), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 7,1% (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 185°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 240°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 48,9% y 44,3% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 300 y 445°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 185°C a 460°C), con su máximo a 320°C y pérdida de masa de 71,3% (b.s.).

Orujo de uva tinto

En las curvas TG y DTG del orujo de uva tinto se puede apreciar (Figura B.4), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 5,1% (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 190°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de

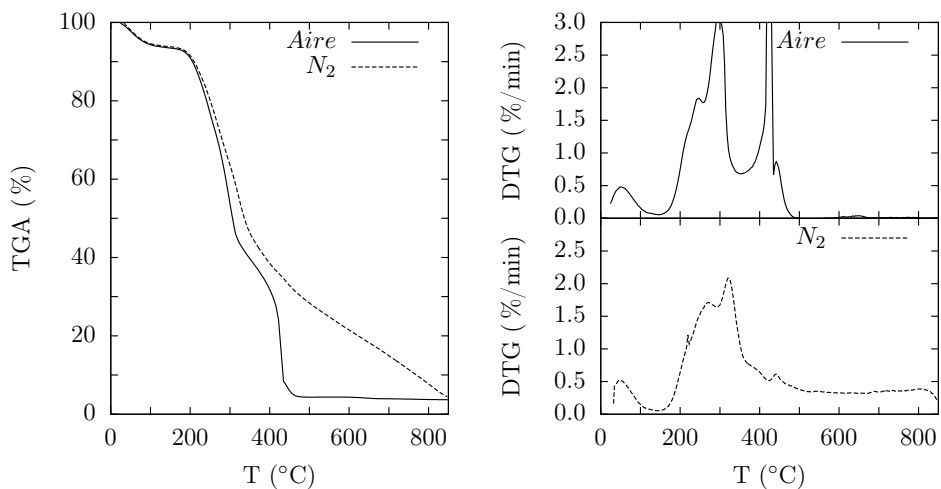


Figura B.2: Termogravimetría de Poda de Olivo.

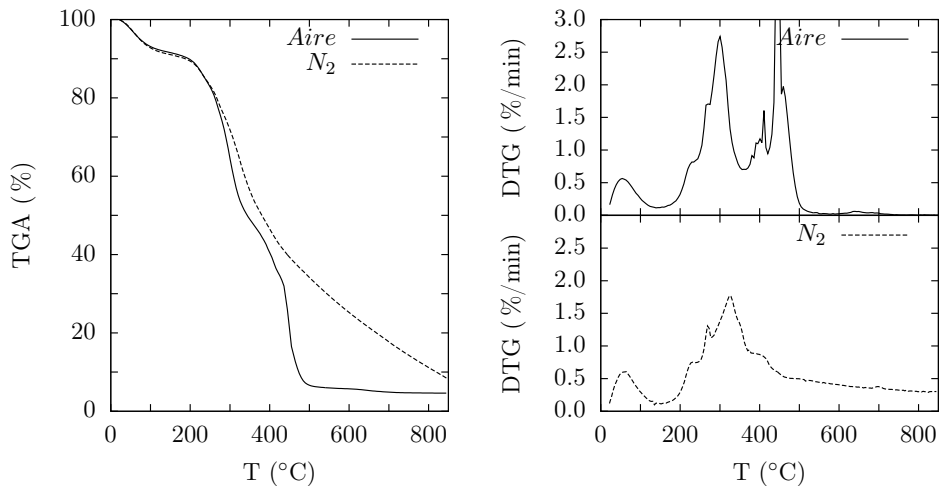


Figura B.3: Termogravimetría de Orujo de uva blanca.

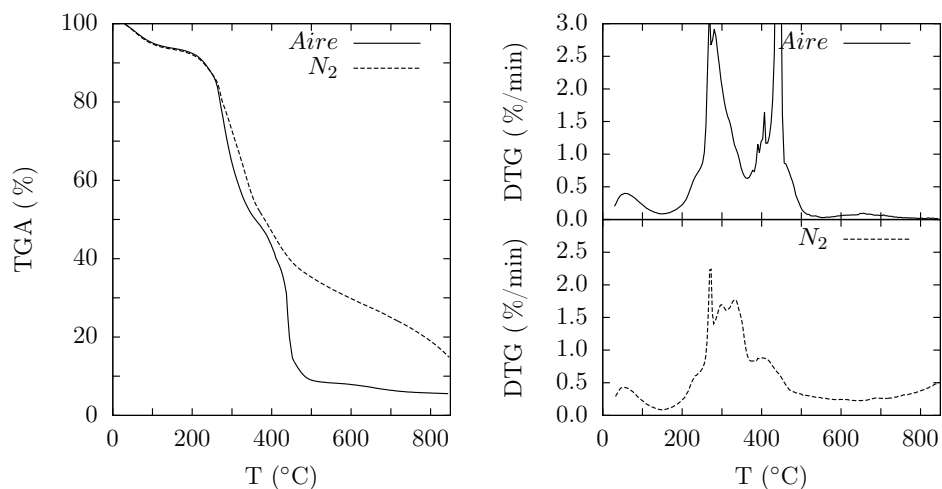


Figura B.4: Termogravimetría de Orujo de uva tinto.

autoignición de esta biomasa es 240°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 48,1 % y 42,7 % (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 280 y 440°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 190°C a 500°C), con su máximo a 275°C y pérdida de masa de 62,7 % (b.s.).

Escobajo

En las curvas TG y DTG del escobajo de uva tinto se puede apreciar (Figura B.5), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 7,3 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 175°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 230°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 53,4 % y 39,4 % (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 275 y 424°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 175°C a 380°C), con su máximo a 235°C y pérdida de masa de 46,7 % (b.s.).

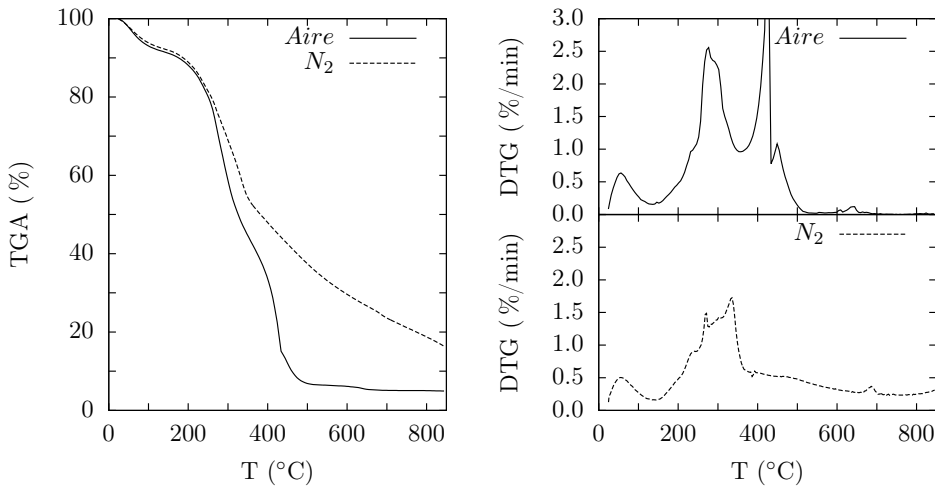


Figura B.5: Termogravimetría de Escobajo de vid.

Poda de vid

En las curvas TG y DTG de la poda de vid se puede apreciar (Figura B.6), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 7,6 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 200°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 260°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 59,4 % y 34,3 % (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 300 y 425°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 200°C a 380°C), con su máximo a 335°C y pérdida de masa de 53,8 % (b.s.).

Rastrojo de maíz

En las curvas TG y DTG del rastrojo de maíz se puede apreciar (Figura B.7), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 9,2 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 190°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 250°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 66,4 % y 27,3 % (b.s.) respectivamente, donde los picos

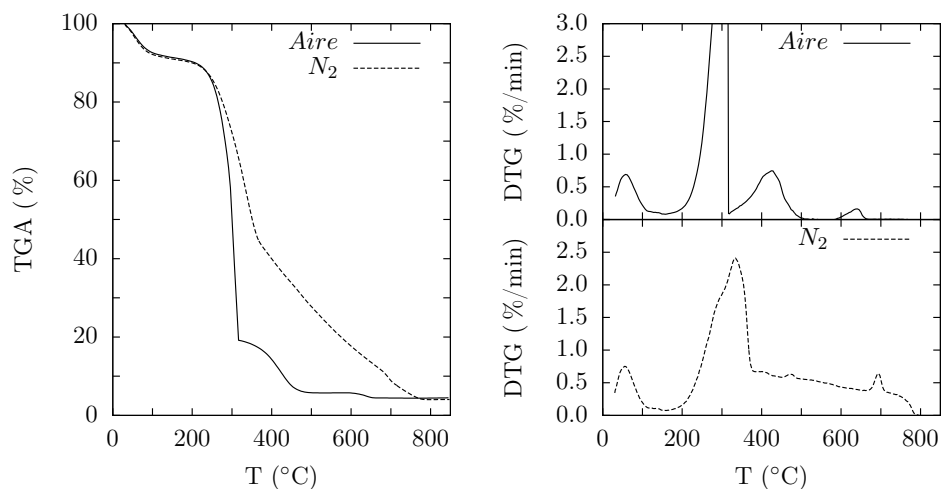


Figura B.6: Termogravimetría de Poda de Vid.

máximos se dan a 275 y 400°C. En atmósfera inerte también se observa dos picos en DTG, donde el primero, de 180°C a 390°C, representa una pérdida de masa de 63,1 % (b.s.) con un máximo en 300°C.

Rastrojo de cebada

En las curvas TG y DTG del rastrojo de cebada se puede apreciar (Figura B.8), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 7,3 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 200°C donde se manifiesta por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 250°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 79,0% y 12,2% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 290 y 410°C. En atmósfera inerte también se observa dos picos en DTG, donde el primero, de 200°C a 390°C, representa una pérdida de masa de 64,5 % (b.s.) con un máximo en 310°C.

Rastrojo de trigo

En las curvas TG y DTG del rastrojo de trigo se puede apreciar (Figura B.9), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 6,9 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la piró-

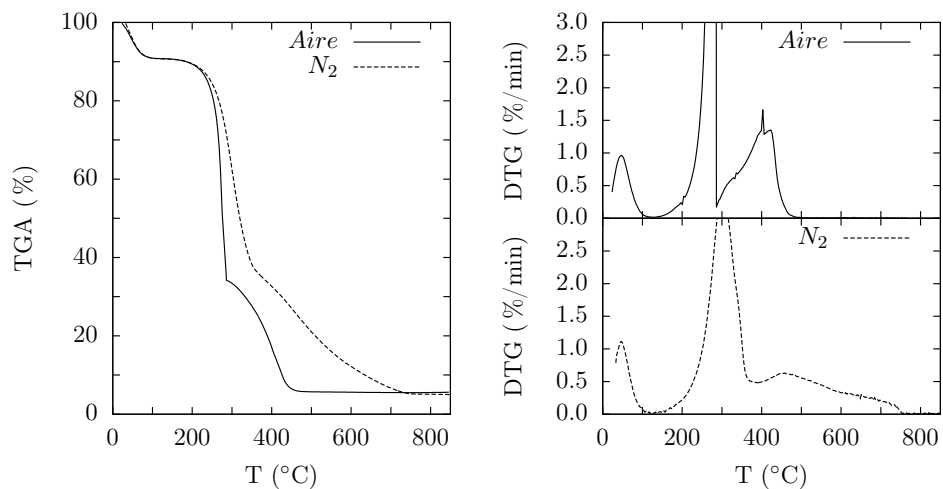


Figura B.7: Termogravimetría de Rastrojo de Maíz.

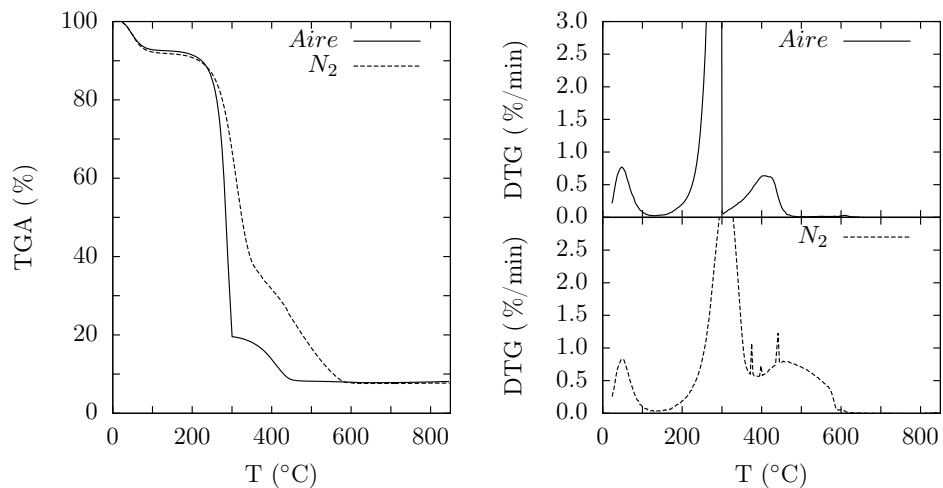


Figura B.8: Termogravimetría de Rastrojo de Cebada.

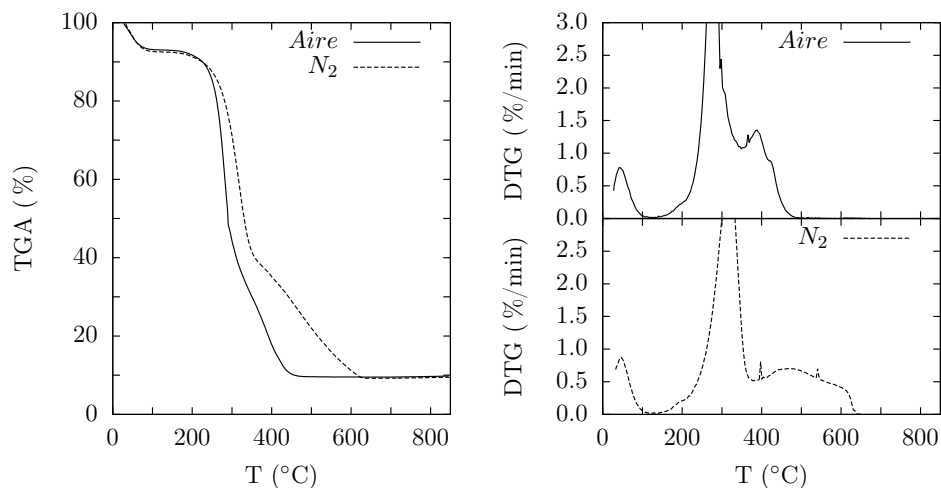


Figura B.9: Termogravimetría de Rastrojo de Trigo.

lisis a los 175°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 255°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 67,3% y 22,3% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 280 y 390°C. En atmósfera inerte también se observa dos picos en DTG, donde el primero, de 175°C a 380°C, representa una pérdida de masa de 59,6% (b.s.) con un máximo en 315°C.

Rastrojo de soja

En las curvas TG y DTG del rastrojo de soja se puede apreciar (Figura B.10), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 4,8% (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 190°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 250°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 84,3% y 10,4% (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 295 y 410°C. En atmósfera inerte también se observa dos picos en DTG, donde el primero, de 190°C a 385°C, representa una pérdida de masa de 65,3% (b.s.) con un máximo en 340°C.

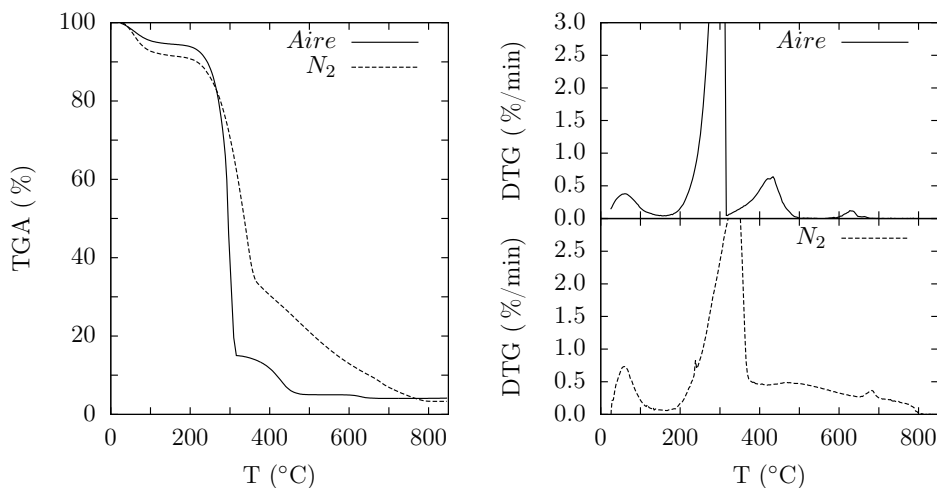


Figura B.10: Termogravimetría de Rastrojo de Soja.

Switchgrass

En las curvas TG y DTG del switchgrass se puede apreciar (Figura B.11), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 8,1 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 170°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 240°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 74,9 % y 19,3 % (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 295 y 405°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 170°C a 400°C), con su máximo a 335°C y pérdida de masa de 65,4 % (b.s.).

Caña *Arundo donax*

En las curvas TG y DTG de la caña *Arundo donax* se puede apreciar (Figura B.12), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 6,7 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 175°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 240°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 65,2 % y 26,8 % (b.s.) respectivamente, donde los picos

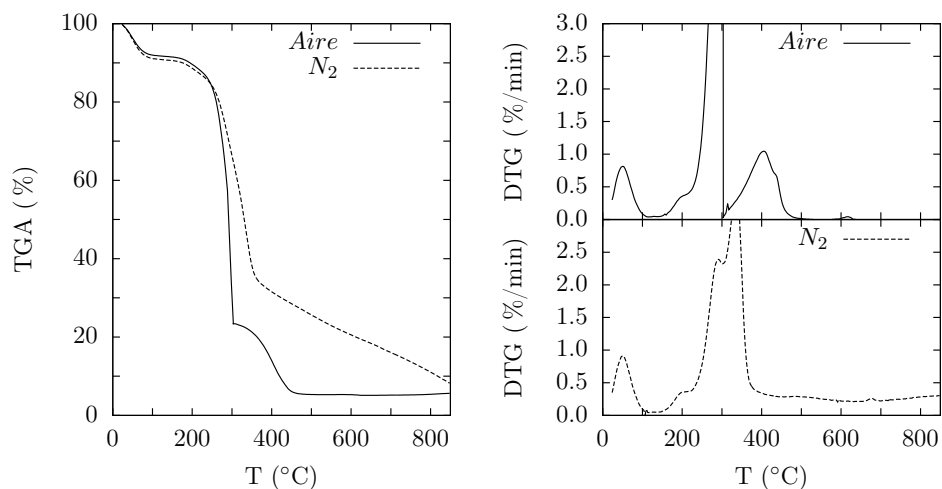


Figura B.11: Termogravimetría de Switchgrass.

máximos se dan a 300 y 400°C. En atmósfera inerte se observa un único pico en DTG (de 175°C a 375°C), con su máximo a 330°C y pérdida de masa de 61,6 % (b.s.).

Algas

En las curvas TG y DTG de las algas se puede apreciar (Figura B.13), a medida que aumenta la temperatura, primero una pérdida de masa de 8,5 % (b.h.) a los 105°C debido a la evaporación, luego el inicio de la pirólisis a los 180°C manifestada por la pérdida de volátiles. La temperatura de autoignición de esta biomasa es 225°C. En atmósfera oxidante se observan dos picos de pérdida de masa, el primero debido a la volatilización y el segundo debido a la combustión del carbono fijo. Los porcentajes de pérdida de masa en cada uno son de 46,2 % y 29,8 % (b.s.) respectivamente, donde los picos máximos se dan a 270 y 425°C. En atmósfera inerte también se observa dos picos en DTG, donde el primero, de 180°C a 395°C, representa una pérdida de masa de 45,0 % (b.s.) con un máximo en 295°C.

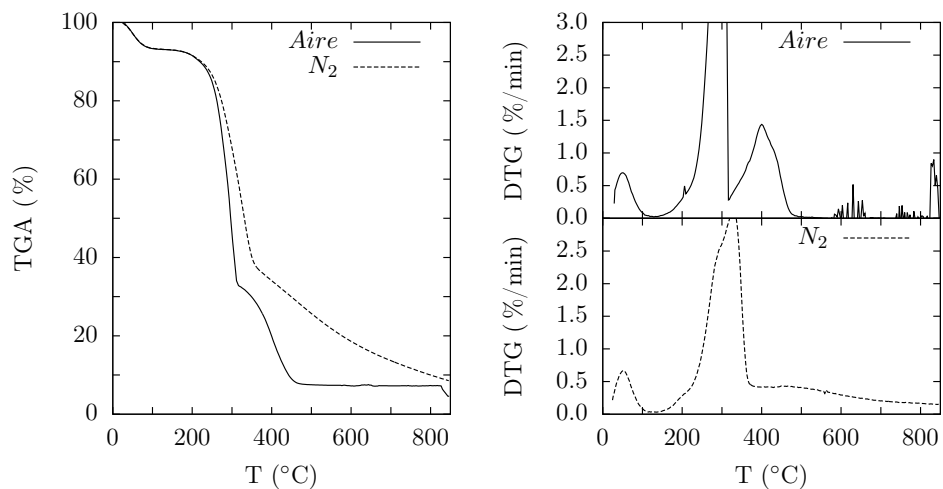


Figura B.12: Termogravimetría de Caña silvestre.

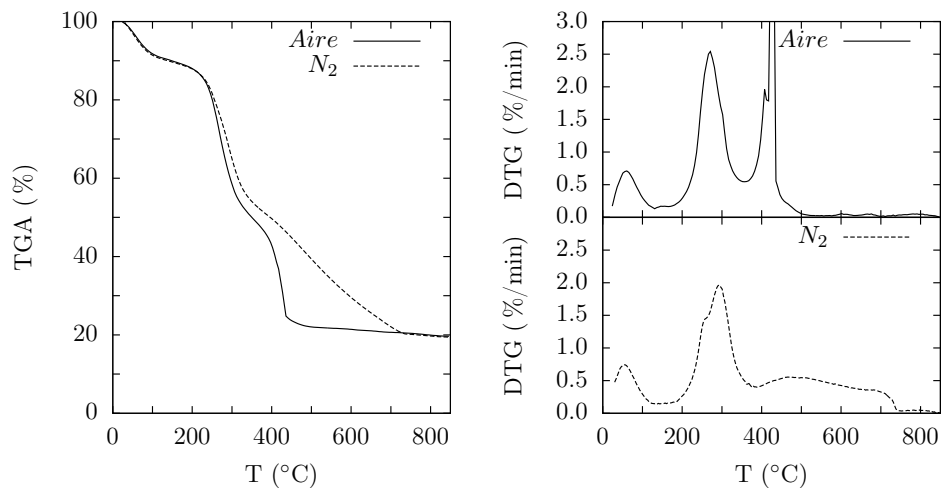


Figura B.13: Termogravimetría de Algas de la Laguna del Diario.